UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO
Departamento de Engenharia Mecânica
DEM/POLI/UFRJ

PROJETO DE TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO PARA RESFRIAMENTO DE ÓLEO RESÍDUO

Pedro Henrique Gameiro Cardoso

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

_____
Prof. Sylvio José Ribeiro de Oliveira

_____
Prof. Manuel Ernani de Carvalho Cruz

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL
FEVEREIRO DE 2014

Cardoso, Pedro Henrique Gameiro

Projeto de trocador de calor casco e tubo para resfriamento de óleo resíduo / Pedro Henrique Gameiro Cardoso. - Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2013.

VIII, 106 p.:il.; 29,7cm.

Orientador: Nísio de Carvalho Lobo Brum, D. Sc.

Projeto de graduação – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, 2013.

Referências bibliográficas: p. 86-88.

1. Trocador de calor casco e tubo 2. Projeto térmico 3. Projeto mecânico 4. Otimização de troca térmica I. Nísio de Carvalho Lobo Brum II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola politécnica, Curso de Engenharia Mecânica. III. Projeto de trocador de calor casco e tubo para resfriamento de óleo resíduo.

“Não há um homem vivo que não possa fazer mais do que ele pensa que pode.”

Henry Ford

DEDICATÓRIA

Dedico esta Monografia a meus pais que desde a minha infância tem dado grande incentivo ao meu desenvolvimento intelectual. Sem vocês eu não teria compreendido a importância do SABER.

Vocês são meus pilares, obrigado por acreditarem e confiarem que eu posso fazer tudo diferente. Não tenho palavras para expressar minha eterna gratidão; pelo carinho, companheirismo, orientações, cuidados, sacrifícios e amor dado.

Deixarei que meus atos e passos demonstrem no decorrer do tempo que ainda estaremos juntos. Vocês me moldaram no homem que sou, e tenho muito orgulho da excelência de vocês.

Parabéns.

AGRADECIMENTOS

A minha irmã querida Karla, e mãe pela segunda vez. Mesmo de longe sempre se esforça para ficar com a família e envia todo o seu amor sua compressão e ajuda. Serás sempre uma boa mãe. Obrigado por você existir.

Ao meu orientador Nísio mais que um obrigado! Agradeço pela oportunidade e pela confiança e por acreditar na minha capacidade.

Aos meus colegas de faculdade e colegas de trabalho. Obrigado. Vocês foram fundamentais na minha caminhada. Todas as conversas, suporte e coorperação foram fundamentais para chegar onde cheguei. Aprendi muito com cada um.

Aos meus amigos, o mais sincero abraço. Muito obrigado por toda força, valor e incentivo. Conhece-los foi um presente.

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

Projeto de trocador de calor casco e tubo para resfriamento de óleo resíduo

Pedro Henrique Gameiro Cardoso

Fevereiro/2014

Orientador: Nísio de Carvalho Lobo Brum

Curso: Engenharia Mecânica

No atual contexto industrial, diversas aplicações necessitam de trocadores de calor para processos produtivos. Especialmente trocadores de calor casco e tubo, são necessários quando grandes processos e grandes trocas térmicas são fundamentais, seja no resfriamento ou no aquecimento de diversos fluidos de processo.

Este tipo de projeto tem grande importância pois aperfeiçoa e projeta o trocador especialmente para um dado processo, visando garantir qualidade técnica, financeira e de segurança.

Este projeto considera dados de um processo de resfriamento de oleo resíduo, considerando suas limitações e exigências, como dados iniciais. Em seguida são feitos todos os cálculos térmicos necessários para garantir coeficientes globais de troca térmica coerentes às necessidades da aplicação. As perdas de carga também são levadas em conta para garantir compatibilidade com o sistema dado.

A segunda parte deste trabalho desenvolve o projeto mecânico do trocador de calor casco e tubo baseado em normas internacionais, respeitando as limitações, e especificando as dimensões coerentes e adequadas, que a unidade trocadora deve ter para garantir um bom funcionamento durante sua operação.

Palavras-chave: Trocador de calor, Projeto térmico, Projeto mecânico, Otimização de troca térmica.

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

Design of shell and tube heat exchanger for cooling oil residue

Pedro Henrique Gameiro Cardoso

February/2014

Advisor: Nísio de Carvalho Lobo Brum

Course: Mechanical Engineering

In the current industrial context , many applications require heat exchangers for production processes . Especially shell and tube heat exchangers are needed when large heat exchange process are critical , either in cooling or heating of various process fluids. This type of project is important because it aims to optimize the heat exchanger design for a given service in order to ensure technical quality, financial viability and the fulfillment of safety requiries.

This project considers data from a cooling service of residue oil, considering its limitations and requirements, as input Data for design. Then all the thermal calculations needed are made to ensure coherent overall heat transfer coefficients for the application service. Pressure drops are also taken into account to ensure compatibility with the given system .

The second part of this monograph develops the mechanical design of the shell and tube heat exchanger based on international standards complying with the limitations, and specifying consistent and appropriate dimensions that the equipment must have to ensure a smooth and secure operation.

Keywords: Heat exchanger, thermal design, mechanical design, optimized thermal exchange.

SUMÁRIO

Índice de figuras x
Índice de tabelas xii
Lista de abreviaturas e siglas xiii
Lista de símbolos xiv
1 – Introdução 1
1.1 - Cenário na indústria 1
2 - O trocador de calor casco e tubo 3
2.1 - O padrão TEMA e seus componentes básicos 3
3 - O serviço 7
4 - O projeto térmico 10
4.1 - O coeficiente global de transferência de calor de projeto $\boldsymbol{Uproj}$ 10
4.2 - O coeficiente global de transferência de calor calculado $\boldsymbol{Ucalc}$ 11
4.3 - O coeficiente global de transferência de calor limpo $\boldsymbol{U0}$ 12
4.4 - As variáveis geométricas especificadas para o cálculo térmico 12
4.5 - As temperaturas médias calóricas 16
4.5 - Tipos de correntes do fluido do casco num trocador casco e tubo 18
4.6 - Considerações iniciais e hipóteses para o cálculo térmico 21
4.7 - O coeficiente de transferência de calor do casco 22
4.8 - Coeficiente de transferência de calor dos tubos 28
4.9 - Otimização dos coeficientes globais de troca térmica 30
4.10 - Perda de carga no casco – Método Bell-Delaware 31
4.11 - Perda de carga no casco – Método das correntes 35
4.12 - Otimização da perda de carga do casco 40
4.13 - Perda de carga nos tubos 40
4.14 - Otimização da perda de carga nos tubos 41
5 - O projeto mecânico 42
5.1 - Condições do projeto mecânico 43
5.2 - Lista de identificadores para subscrito dos componentes 44
5.3 - Materiais 44
5.3.1 - Especificação do material dos tubos 45
5.3.2 - Especificação do material das chapas 45
5.3.3 - Especificação do material das pecas forjadas 46
5.3.4 - Especificação do material dos parafusos e porcas 46
5.4 - Cabeçote anterior (estacionário) - CE 46
5.4.1 - Espessura e comprimento do cabeçote anterior 46
5.4.2 - Bocais de entrada e saída nos tubos - BT1 e BT2 48

5.4.3 - Flanges de entrada e saída nos tubos (entrada e saída de água) 50
5.4.4 - Flanges anterior e posterior do cabeçote estacionário 51
5.5 - Tampo do cabeçote anterior - TA 52
5.6 - Espelho estacionário – EE 54
5.7 - Espelho flutuante – EF 55
5.8 - Casco - C 55
5.8.1 - Espessura e comprimento do casco 55
5.8.2 - Bocais de entrada e saída do casco - BC1 e BC2 56
5.8.3 - Flanges dos bocais do casco (entrada e saída do óleo) 58
5.8.4 - Flanges anterior e posterior do casco 59
5.9 - Suportes – S 62
5.10 - Cabeçote posterior - CP 64
5.10.1 - Tampo do casco (torisférico) – TCP 64
5.10.2 - Flange do tampo do casco 66
5.10.3 - Dreno – D 68
5.10.4 - Respiro – R 68
5.10.5. - Tampo torisférico do cabeçote flutuante – TCF 69
5.10.6 - Flange do tampo do cabeçote flutuante 71
5.11 - Chicanas - CH 72
5.12 - Tubos – TB 73
5.13 - Tirantes 74
5.14 - Placas divisoras - PD 74
5.15 - Gaxetas 75
5.16 – Chanfros de solda 76
5.17 – Isolamento térmico 77
6 – Resultados 80
7 - Conclusão 84
8 – Referências bibliográficas 86

Índice de figuras

Figura 1 - Trocadores de calor caso e tubo ---------- 2
Figura 2 – Cabeçote estacionário tipo A - Adaptada da TEMA (2007) ---------- 4
Figura 3 - Um passe no casco tipo E - Adaptada da TEMA (2007) ---------- 4
Figura 4 - Cabeçote flutuante com anel bipartido tipo S - Adaptada da TEMA (2007) -- 5
Figura 5 - Trocador AES – Reproduzido da TEMA (2007) ---------- 5
Figura 6 – Compartimentos do trocador - Adaptada do Engineering Data Book III - THOME (2004) ---------- 14
Figura 7 – Geometria das chicanas e feixe tubular - Adaptada do Engineering Data Book III - THOME (2004) ---------- 14
Figura 8 – Visão da seção transversal dos passes nos tubos - Gerada pelo programa "Casco e tubo 1.0" – ALMEIDA E BRUM (2006) ---------- 15
Figura 9 – Arranjo dos tubos - Adaptada do Engineering Data book III – THOME (2004) ---------- 15
Figura 10 - Correntes – TINKER (1951) ---------- 18
Figura 11 – Corrente A – Adaptada do Engineering Data book III - THOME (2004)-- 19
Figura 12 - Corrente de desvio C - Adaptada do Engineering Data book III – THOME (2004) ---------- 20
Figura 13 - Corrente E - Adaptada do Engineering Data book III – THOME (2004) -- 21
Figura 14 - Zonas de escoamento cruzado - $\Delta \boldsymbol{Pc}$. Adaptada Engineering Data Book III (THOME 2004) ---------- 31
Figura 15 - Zonas de escoamento pelas regiões de janela - $\Delta \boldsymbol{Pw}$. Adaptada do Engineering Data Book III (THOME 2004) ---------- 32
Figura 16 - Zonas de escoamento na entrada e saída do casco $\boldsymbol{Lbi}$ e $\boldsymbol{Lbo}$ - $\Delta \boldsymbol{Pe}$. Adaptada do Engineering Data Book III (THOME, 2004) ---------- 32
Figura 17 - Correntes do fluido de acordo com o método de Willis e Johnson (1984). 36
Figura 18 – CE (chapa) ---------- 48
Figura 19 - CE ---------- 48
Figura 20 – BT1 e BT2 ---------- 49
Figura 21 – Flange dos bocais BT1 e BT2 ---------- 51
Figura 22 – Flange do cabeçote estacionário ---------- 52
Figura 23 – TA ---------- 54
Figura 24 - BC1 e BC2 ---------- 58

Figura 25 – Flange de BC1 e BC2 ---------- 59
Figura 26 - Flange anterior de C ---------- 61
Figura 27 - Flange posterior do casco (C) ---------- 62
Figura 28 – Suporte ---------- 63
Figura 29 – Suporte – Vista isométrica ---------- 64
Figura 30 - Tampo de TCP ---------- 65
Figura 31 - Flange de TCP ---------- 67
Figura 32 - TCP flangeado ---------- 67
Figura 33 - Dreno e Respiro ---------- 69
Figura 34 - Tampo de TCF ---------- 71
Figura 35 - Flange de TCF ---------- 72
Figura 36 - Chanfros de solda ---------- 77
Figura 37 – Isolamento térmico ---------- 78
Figura 38 - AES ---------- 82
Figura 39 - AES detalhes das chicanas ---------- 82
Figura 40 - AES - detalhes no cabeçote flutuante ---------- 83
Figura 41 - Detalhes do cabeçote estacionário ---------- 83

Índice de tabelas

Tabela 1 – Propriedades termofísicas do óleo ----------7
Tabela 2 – Propriedades termofísicas da água ----------8
Tabela 3 – Variáveis geometrias pertinentes para o projeto térmico ---------- 13
Tabela 4 - Valores para cálculos térmicos de Zukauskas ---------- 27
Tabela 5 - Condições de projeto mecânico para o casco ---------- 43
Tabela 6 - Condições de projeto mecânico para os tubos ---------- 43
Tabela 7 – Identificadores dos componentes mecânicos ---------- 44
Tabela 8 – SA-106 B ---------- 45
Tabela 9 – SA-515 Grade 60 ---------- 45
Tabela 10 – SA-105---------- 46
Tabela 11 – SA-193 Grade B7 ---------- 46
Tabela 12 – Dimensões dos suportes---------- 63
Tabela 13 – Dimensões do tampo torisférico ---------- 64
Tabela 14 – Dimensões de TCF---------- 70
Tabela 15 – Dimensões dos espaçamentos das chicanas ---------- 73
Tabela 16 - Gaxetas---------- 76
Tabela 17 - Data sheet---------- 80
Tabela 18 - Comparação entre os trocadores AES ---------- 85

Lista de abreviaturas e siglas

AES	Modelo de trocador de calor casco e tubo com cabeçote flutuante normalizado pela TEMA
ANSI	*American National Standards Institute*
API	*American Petroleum Institute*
ASME	*American Society of Mechanical Engineers*
ASTM	*American Society for Testing and Materials*
KUOP	Fator de caracterização UOP
LMTD	Diferença de temperatura média logarítmica
MSS	*Manufacturers Standardization Society*
MSS-SP 44	Norma SP 44 da *MSS*
NPS	*Nominal Pipe Size*
SHC	*Schedule*
TEMA	*Tubular Exchanger Manufacturers Association*
UOP	*Universal Oil Products*

Lista de símbolos

A	Área total de troca térmica do trocador de calor casco e tubo
B_s	Corte das chicanas
$\bar{c}$	Calor específico médio da água
$c1$	Calor específico da água na entrada
$c2$	Calor específico da água na saída
C	Espessura de corrosão
$C1$	Calor específico do óleo na entrada
$C2$	Calor específico do óleo na saída
c_s	Calor específico da água avaliado na temperatura t_c
C_s	Calor específico do óleo avaliado na temperatura T_c
D_{BC1}	Diâmetro interno do bocal de entrada no casco
D_{BC2}	Diâmetro interno do bocal de saída no casco
D_{BT1}	Diâmetro interno do bocal de entrada no cabeçote estacionário
D_{BT2}	Diâmetro interno do bocal de saída no cabeçote estacionário
D_{ctl}	Limite diametral do feixe tubular
D_{CH}	Diâmetro das chicanas
D_{EE}	Diâmetro do espelho estacionário
D_{EF}	Diâmetro do espelho flutuante
D_{furos}	Diâmetro dos furoas nas chicanas
$D_{furo,EE}$	Diâmetro dos furos no espelho estacionário
$D_{in-dreno}$	Diâmetro interno do dreno
$D_{in-respiro}$	Diâmetro interno do respiro
D_{it}	Diâmetro interno dos tubos
D_{linha}	Diâmetro interno das linhas de transmissão dos fluidos
D_{ot}	Diâmetro externo dos tubos
D_{otl}	Limite externo do feixe tubular
D_{out}	Diâmetro externo da camada isolante
D_s	Diâmetro interno do casco
$Dext_C$	Diâmetro externo do casco
$Dext_{CE}$	Diâmetro externo do cabeçote estacionário
e	Rugosidade das paredes dos tubos

E	Eficiência de solda
f	Fator de fricção para perda de carga nos tubos
$folga_{CH}$	Folga entre o diâmetro interno do casco e o diâmetro das chicanas
F_c	Fração calórica
F_{sbp}	Taxa de “bypass” por área e escoamento cruzado aos tubos
F_t	Fator de correção do LMTD de correntes opostas
F_w	Fração de tubos na janela formada pelo corte das chicanas
h_c	Coeficiente de transferência de calor por convecção
h_0	Coeficiente de transferência de calor do casco
h_i	Coeficiente de transferência de calor dos tubos
h_I	Coeficiente de transferência de calor ideal do casco
J_B	Fator de correção das correntes que evadem o feixe tubular
J_C	Fator de correção do corte das chicanas
J_L	Fator de correção do vazamento nas chicanas
J_R	Fator de correção de fluxo laminar
J_S	Fator de correção de espaçamentos entre chicanas desiguais
$k1$	Condutividade térmica do aço SA-515 Gr 60 na temperatura de projeto
$k2$	Condutividade térmica da manta cerâmica
$k1_{agua}$	Condutividade térmica da água na entrada
$k1_{oleo}$	Condutividade térmica do óleo na entrada
$k2_{agua}$	Condutividade térmica da água na saída
$k2_{oleo}$	Condutividade térmica do óleo na saída
k_{ar}	Condutividade térmica do ar
k_s	Condutividade térmica do óleo avaliada na temperatura T_c
k_t	Condutividade térmica da água avaliada na temperatura t_c
K_w	Condutividade térmica da parede dos tubos
L	Comprimento dos tubos
L_{bb}	Folga entre casco e feixe tubular
L_{bc}	Espaçamento entre chicanas
L_{bi}	Espaço do compartimento de entrada
L_{bo}	Espaço do compartimento de saída
L_C	Comprimento da chapa do casco

L_{CE}	Comprimento da chapa do cabeçote estacionário
L_{pp}	Passo dos tubos na direção do escoamento
L_{sb}	Folga diametral entre chicana e casco
L_{tb}	Folga entre chicana e tubos
L_{tp}	Passo dos tubos
$L_{tp,eff}$	Passo efetivo dos tubos
$LMTD$	Diferença de temperatura média logarítmica
$\dot{m}_{agua}$	Vazão mássica da água
$\dot{m}_{oleo}$	Vazão mássica do óleo
$\dot{m}_w$	Velocidade mássica na região da janela
n_b	Coeficiente de resistência da área de bypass entre casco e tubos
n_c	Coeficiente de resistência da área de escoamento cruzado aos tubos
n_s	Coeficiente de resistência da folga entre casco e chicana
n_t	Coeficiente de resistência da folga entre chicana e tubos
n_w	Coeficiente de resistência da área de janela
N_b	Número de compartimentos entre chicanas
N_{ss}	Número de pares de tiras selantes
N_{tt}	Número de tubos
N_{tcc}	Número de linhas de tubos na região de escoamento cruzado
N_{tcw}	Número de fileiras de tubos nas janelas
Nu	Número de Nusselt
$Nump$	Número de passes nos tubos
p_{proj}	Pressão manométrica de projeto para o lado dos tubos
P_{agua}	Pressão manométrica da água
P_{oleo}	Pressão manométrica do óleo
P_{proj}	Pressão manométrica de projeto para o lado do casco
Pr	Número de Prandlt
Q	Potência térmica de projeto
$R_{f,i}$	Coeficiente de depósito no lado dos tubos
$R_{f,o}$	Coeficiente de depósito no lado do casco
R_B	Fator de correção de bypass
Ra	Número de Rayleigh

Re_{agua}	Número de Reynolds para a água
Re_{oleo}	Número de Reynolds para o óleo
R_L	Fator de correção dos efeitos causados pelas folgas entre chicana e casco, e chicana e tubos
S	Tensão máxima admissível
S_b	Área de “bypass” entre o casco e o arranjo tubular
S_m	Área de escoamento cruzado aos tubos
S_{sb}	Área de escoamento cruzado aos tubos
S_t	Área de folga entre tubos e chicanas
S_{tb}	Área de folga entre tubo e chicana
S_u	Tensão mínima de ruptura
S_w	Área de escoamento na região de janela das chicanas
S_{wg}	Área da janela sem tubos
S_{wt}	Área de seção transversal total dos tubos na janela
S_y	Tensão mínima de escoamento
$t1$	Temperatura de entrada da água
$t2$	Temperatura de saída da água
t_{AB}	Espessura do anel bipartido
t_b	Espessura das chicanas
t_{BC1}	Espessura do bocal de entrada no casco
t_{BC2}	Espessura do bocal de saída no casco
t_{BT1}	Espessura do bocal de entrada no cabeçote estacionário
t_{BT2}	Espessura do bocal de saída no cabeçote estacionário
t_c	Temperatura média calórica da água
t_C	Espessura do casco
t_{CE}	Espessura do cabeçote estacionário
t_{CH}	Espessura das chicanas
t_{EE}	Espessura do espelho estacionário
t_{iso}	Espessura da manta cerâmica - isolante
t_{PD}	Espessura da placa divisora
t_{proj}	Temperatura de projeto para o lado dos tubos
t_{TA}	Espessura do tampo do cabeçote estacionário

t_{TCF}	Espessura do tampo torisférico do cabeçote flutuante
t_{TCP}	Espessura do tampo torisférico do casco
$T1$	Temperatura de entrada do óleo
$T2$	Temperatura de saída do óleo
T_{amb}	Temperatura ambiente
T_c	Temperatura média calórica do óleo
T_{proj}	Temperatura de projeto para o lado do casco
T_w	Temperatura de parede
T_{wo}	Temperatura da parede externa do isolante
U_0	Coeficiente global de transferência de calor limpo
U_c	Coeficiente global de transferência de calor no terminal frio
U_{calc}	Coeficiente global de transferência de calor calculado
U_h	Coeficiente global de transferência de calor no terminal quente
U_{proj}	Coeficiente global de transferência de calor de projeto
V_t	Velocidade da água nos tubos

Símbolos gregos

$\propto$	Coeficiente de dilatação térmica
ΔP_{agua}	Perda de carga admissível da água
ΔP_{bI}	Perda de carga nas seções de escoamento cruzado aos tubos, considerando um arranjo ideal de tubos
ΔP_c	Perda de carga devido ao escoamento cruzado do fluido do casco em relação ao feixe tubular
ΔP_e	Perda de carga devido ao escoamento do fluido nas regiões de entrada e saída do casco
ΔP_{oleo}	Perda de carga admissível do óleo
ΔP_w	Perda de carga devido ao escoamento do fluido do casco nas regiões de janela
ε_T	Proximidade entre U_{calc} e U_{proj}
θ_{otl}	Ângulo compreendido entre o centro do arranjo, e a interceptação da linha do corte da chicana e o diâmetro D_{otl}
θ_{ctl}	Ângulo compreendido entre o centro do arranjo, e a interceptação da linha

	do corte da chicana e o diâmetro D_{ctl}
θ_{ds}	Ângulo compreendido entre o centro do arranjo, e a interceptação da linha do corte da chicana e o diâmetro interno do casco
θ_{tp}	Ângulo do passo do arranjo de tubos
$\mu 1_{agua}$	Viscosidade dinâmica da água na entrada
$\mu 1_{oleo}$	Viscosidade dinâmica do óleo na entrada
$\mu 2_{agua}$	Viscosidade dinâmica da água na saída
$\mu 2_{oleo}$	Viscosidade dinâmica do óleo na saída
μ_s	Viscosidade do óleo na temperatura média calórica T_c
μ_t	**V**iscosidade da água na temperatura media calórica t_c
μ_w	Viscosidade do óleo na temperatura de parede T_w
ρ_{oleo}	Massa específica do óleo avaliada na temperatura T_c
$\rho 1_{agua}$	Massa específica da água na entrada
$\rho 1_{oleo}$	Massa específica do óleo na entrada
$\rho 2_{agua}$	Massa específica da água na saída
$\rho 2_{oleo}$	Massa específica do óleo na saída
φ_s	Fator de correção de viscosidade para o óleo
φ_t	Fator de correção de viscosidade para a água

1 – Introdução

Este trabalho apresenta o projeto de um trocador de calor casco e tubo, incluindo o cálculo térmico, até a definição da geometria de seus componentes mecânicos. Inicialmente são listados os dados de um determinado serviço no qual o trocador casco e tubo deverá atender. Para que este serviço seja realizado pelo trocador, é necessário que seja feito inicialmente o projeto térmico. Os cálculos relativos ao projeto térmico foram realizados segundo o método de Bell (1963) e foi utilizado um programa de computador desenvolvido por Almeida e Brum (2006).

Em seguida é apresentado o projeto mecânico, onde são especificados os materiais e calculados as dimensões para os principais componentes do trocador. As normas TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*) e a ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) foram as principais normas internacionais com nas quais o projeto mecânico foi baseado.

1.1 - Cenário na indústria

Trocadores de calor são amplamente utilizados nas indústrias tanto para processos de aquecimento quanto para resfriamento de fluidos de processos importantes.

Condensação, evaporação e recuperadores de calor são exemplos de diferentes aplicações industriais que dependem de trocas térmicas para ocorrerem. De um ponto de vista genérico, o projeto se inicia conhecidas as vazões dos fluidos e suas temperaturas nos terminais do trocador. São outras informações importantes; o conhecimento das propriedades termofísicas dos fluidos, o fator de incrustação admissível no tempo de operação sem manutenção estipulado e a perda de carga admissível para cada um das correntes.

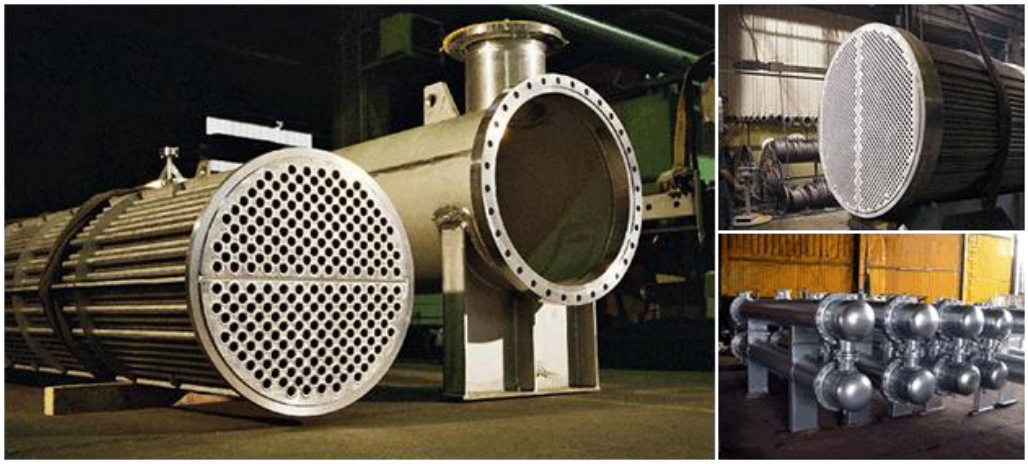


Figura 1 - Trocadores de calor caso e tubo

Fonte: Importherm – Soluções em Sistemas Térmicos[1]

Em uma refinaria de petróleo os trocadores de calor também são instalados em diversos pontos com o intuito de aquecer ou resfriar correntes dos processos de refino. Periodicamente os mesmos devem ser limpos, pois depósitos de lama e/ou resíduos de óleo podem obstruir a tubulação e reduzir os coeficientes de transferência de calor. Além da lama e do resíduo de óleo, é comum encontrar compostos de cromo e chumbo, parte proveniente de aditivos químicos usados no tratamento da água que circula nos trocadores de calor. O projeto mecânico do trocador deve possibilitar a limpeza nos locais adequados.

[1] Disponível em: <http://www.importherm.com.br/php/index.php?link=3&sub=5>. Acesso em 04 dez. 2013.

2 - O trocador de calor casco e tubo

2.1 - O padrão TEMA e seus componentes básicos

Trocadores de calor casco e tubo possuem elementos, os quais aperfeiçoam as trocas térmicas e fazem dele um equipamento fundamental nas indústrias para determinados serviços mais exigentes.

A norma TEMA já possui um sistema de classificação para estes trocadores a qual prevê, de acordo com o processo e tipo de fluidos, tipos de cabeçotes, dispositivos e cascos ideais para cada situação.

O trocador especificado para este processo será padrão AES. A escolha de cada parte do trocador deve ser analisada juntamente ao processo de modo a formar um modelo de trocador ideal que possa atender as solicitações térmicas e mecânicas.

Abaixo seguem as justificativas básicas de cada parte.

A – Cabeçote estacionário: Neste tipo, o cabeçote é flangeado nas duas extremidades. O espelho é aparafusado numa flange e um tampo plano no outro flange. Sendo assim, apenas o tampo deve ser removido para limpeza dos tubos por abrasão mecânica ou jateamento d'água; o cabeçote e o feixe tubular não são perturbados. Entretanto para qualquer inspeção ou reparo nos tubos ou nas juntas do espelho, o cabeçote inteiro pode e deve ser removido, especialmente para tubos na periferia do feixe tubular. A remoção do cabeçote também é necessária quando se quer retirar todo o feixe tubular. Apesar dos altos custos de um cabeçote com dois flanges, este tipo de cabeçote é comumente utilizado, especialmente em refinarias de petróleo onde fluidos sujos são manuseados necessitando de limpezas relativamente frequentes.

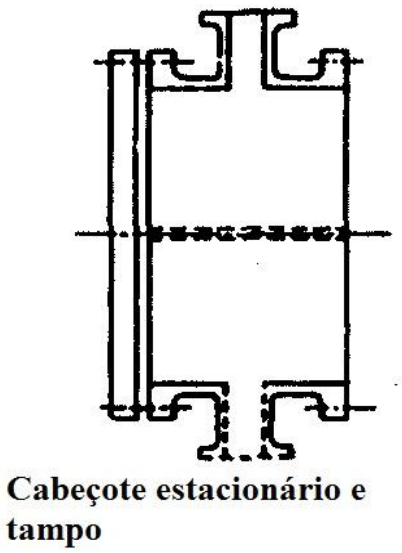


Figura 2 – Cabeçote estacionário tipo A - Adaptada da TEMA (2007)

E: Um passe no casco: Escolhido pela sua simplicidade baixo custo e plena capacidade de gerar um trocador capaz de atender o processo abordado.

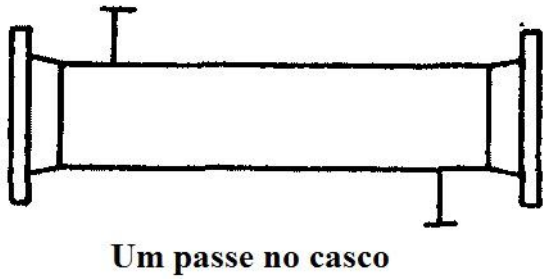
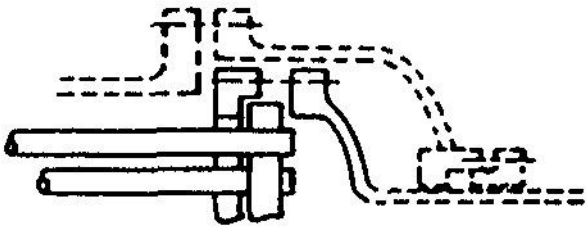


Figura 3 - Um passe no casco tipo E - Adaptada da TEMA (2007)

S: Cabeçote flutuante com anel bipartido: Este é o tipo mais comum em indústrias de processos químicos. O tampo do cabeçote flutuante é fixado num engenhoso dispositivo chamado anel bipartido por parafusos, e fixa o espelho flutuante entre eles. Este dispositivo permite que o feixe tubular dilate e que o tampo junto com o espelho flutue livremente, eliminando assim tensões axiais de compressão excessivas nos tubos.



Cabeçote flutuante com anel bipartido

Figura 4 - Cabeçote flutuante com anel bipartido tipo S - Adaptada da TEMA (2007)

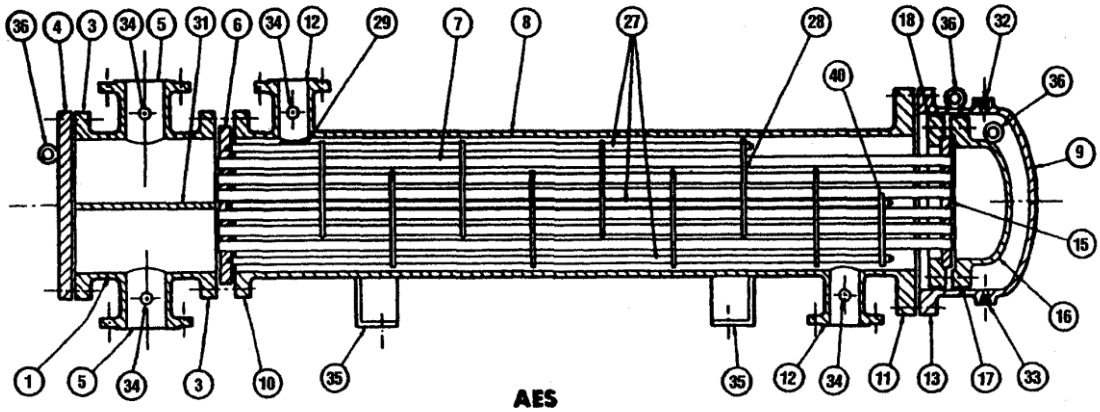


Figura 5 - Trocador AES – Reproduzido da TEMA (2007)

Abaixo segue uma lista com componentes comuns em trocadores AES:

1. Cabeçote estacionário
3. Flange do cabeçote estacionário
4. Tampo do cabeçote
5. Bocal do cabeçote estacionário
6. Espelho estacionário
7. Tubos
8. Casco
9. Tampo do casco
10. Flange estacionário do casco
11. Flange posterior do casco
12. Bocal do casco
13. Flange do tampo do casco
15. Espelho flutuante

16. Tampo do cabeçote flutuante
17. Flange do tampo do cabeçote flutuante
18. Anel bipartido de fixação do tampo flutuante
27. Tirantes e espaçadores
28. Chicanas transversais
29. Quebra-jato
31. Divisor de passes
32. Conexão para respiro
33. Conexão para dreno
34. Conexão para instrumentos
35. Suportes
36. Olhal de suspensão
40. Placa de suporte flutuante

3 - O serviço

O serviço que será considerado é um resfriamento de um fluxo de óleo resíduo resultante de um processo de refino de petróleo. Os detalhes deste serviço foram fornecidos através de uma folha de dados. Existem diversas informações físico-químicas as quais são fundamentais para especificação e projeto de um trocador de calor. Neste projeto, o trocador de calor casco e tubo será dimensionado para resfriar o óleo resíduo com água de resfriamento. Mesmo antes do início dos cálculos térmicos e considerando estes dois fluidos em questão, faz-se necessário definir qual fluido escoará através dos tubos ou do casco no trocador. Foi previamente determinado que água flua pelo interior dos tubos devido à maior tendência de corrosão e incrustação da água.

O óleo resíduo é o fluido quente do processo que deve ser resfriado de 143 ºC até 80 ºC.

Os dados do fluxo de óleo resíduo são bem conhecidos, pois é justamente este que vai definir as características do equipamento a ser projetado, a fim de atender os objetivos térmicos do processo.

Abaixo seguem as tabelas com propriedades e características dos fluidos, quente e frio, retiradas da folha de dados do serviço, fornecida como dado de entrada para este projeto.

Tabela 1 – Propriedades termofísicas do óleo

Fluido quente			
Propriedade	Símbolo	Valor	Unidade
Temperatura de entrada	*T1*	143	$ºC$
Temperatura de saída	*T2*	80	$ºC$
Vazão mássica	$\dot{m}_{oleo}$	17,03	Kg/s
Massa específica na entrada	$\rho 1_{oleo}$	885,3	Kg/m^3
Massa específica na saída	$\rho 2_{oleo}$	925,4	Kg/m^3
Viscosidade dinâmica na entrada	$\mu 1_{oleo}$	0,008	$Pa.s$
Viscosidade dinâmica na saída	$\mu 2_{oleo}$	0,05428	$Pa.s$
Calor específico na entrada	*C1*	2216,4	$J/(Kg\ ºC)$
Calor específico na saída	*C2*	1942,67	$J/(Kg\ ºC)$
Condutividade térmica na entrada	$k1_{oleo}$	0,1163	$J/(s\ m\ ºC)$

Condutividade térmica na saída	$k2_{oleo}$	0,1233	$J/(s\ m\ ºC)$
Pressão manométrica	P_{oleo}	676,66	KPa
Perda de carga admissível	ΔP_{oleo}	68,65	KPa
Coeficiente de depósito	$R_{f,o}$	0,000258	$(s\ m^2\ ºC)/J$

Tabela 2 – Propriedades termofísicas da água

Fluido frio			
Propriedade	Símbolo	Valor	Unidade
Temperatura de entrada	*t1*	31	$ºC$
Temperatura de saída	*t2*	47*	$ºC$
Vazão mássica	$\dot{m}_{agua}$	33,28**	Kg/s
Massa específica na entrada	$\rho 1_{agua}$	995	Kg/m^3
Massa específica na saída	$\rho 2_{agua}$	986,07***	Kg/m^3
Viscosidade dinâmica na entrada	$\mu 1_{agua}$	0,00078	$Pa.s$
Viscosidade dinâmica na saída	$\mu 2_{agua}$	0,00051***	$Pa.s$
Calor específico na entrada	*c1*	4178,43	$J/(Kg\ ºC)$
Calor específico na saída	*c2*	4181,72***	$J/(Kg\ ºC)$
Condutividade térmica na entrada	$k1_{agua}$	0,6164	$J/(s\ m\ ºC)$
Condutividade térmica na saída	$k2_{agua}$	0,65***	$J/(s\ m\ ºC)$
Pressão manométrica	P_{agua}	676,66	KPa
Perda de carga admissível	ΔP_{agua}	68,65	KPa
Coeficiente de depósito	$R_{f,i}$	0,000688	$(s\ m^2\ ºC)/J$

*OBS *:* A temperatura de saída da água não foi fixada pela folha de dados, porém é arbitrada em 47ºC devido às tendências acentuadas de incrustação e corrosão deste fluido acima de 49ºC.

*OBS***: Estimada a partir de balanço térmico conforme equação (3.3).

*OBS****: Massa específica da água calculada a partir de REYNOLDS (1979); Viscosidade dinâmica calculada a partir de KESTIN (1978); Calor específico da água calculado a partir de OSBORN (1939).

A vazão mássica de água não foi dada na folha de dados, mas considerando os dados do serviço fornecido, podemos fazer um balanço térmico entre os dois fluxos, considerando a igualdade do fluxo de calor trocado entre eles. Sendo assim, a vazão mássica da água pode ser estimada como segue:

$$Q = \dot{m_{agua}}\bar{c}(t2 - t1) \tag{3.1}$$

Onde a potência térmica Q é um dado de projeto e vale $Q \cong 2225982[W]$. E ainda:

$$\bar{c} = \frac{c1 + c2}{2} \tag{3.2}$$

Logo,

$$\dot{m_{agua}} = \frac{Q}{\bar{c}(t2 - t1)} \tag{3.3}$$

$$\dot{m_{agua}} = 33{,}28\left[\frac{Kg}{s}\right] \tag{3.4}$$

A pressão da linha de água foi considerada igual a $676{,}66\ [KPa]$.

4 - O projeto térmico

O projeto térmico é o primeiro passo do projeto e visa garantir a troca térmica mais eficiente possível dentro das especificações do serviço considerado. Basicamente, existem dois critérios os quais devem ser aperfeiçoados para garantir o melhor projeto térmico.

Um deles são as perdas de carga nos escoamentos dos fluidos as quais devem ser as mais próximas possíveis de $\Delta P_{oleo}\ e\ \Delta P_{agua}$. Uma vez que a eficiência de troca térmica é diretamente proporcional à velocidade de escoamento dos fluidos e a perda de carga também cresce com a velocidade, deve-se achar a maior velocidade de escoamento de modo a melhorar a troca térmica e que garanta que as perdas de cargas estejam suficientemente próximas dos valores $\Delta P_{oleo}\ e\ \Delta P_{agua}$.

Antes de explicar o segundo critério, convém apresentar duas variáveis importantes na obtenção do projeto térmico ótimo.

1. O coeficiente global de transferência de calor calculado U_{calc}: é o coeficiente global de transferência de calor que leva em conta a geometria e o aumento da resistência à transferência de calor devido às incrustações, ou seja, indica realmente como será o desempenho do trocador durante seu pleno funcionamento.
2. O coeficiente global de transferência de calor de projeto U_{proj}: é o coeficiente global de transferência de calor que leva em conta as necessidades do serviço e a área total de troca que a unidade deve ter, ou seja, leva em conta os requerimentos de projeto.

O segundo critério é justamente especificar a geometria e materiais, de modo a fazer com que U_{calc} e U_{proj} tenham valores muito próximos. Isso significa garantir que o permutador de calor atenda ao serviço considerado.

4.1 - O coeficiente global de transferência de calor de projeto U_{proj}

Este coeficiente é calculado da seguinte forma:

$$U_{proj} = \frac{Q}{AF_t LMTD_{CO}} \tag{4.1}$$

Onde, A é a área total de troca térmica da unidade. Esta depende de fatores geométricos que serão explicados nas próximas seções. $LMTD_{CO}$ (Diferença de temperatura média logarítmica) considerado para um arranjo considerando as correntes escoando em oposição pura, é obtida pela fórmula:

$$LMTD_{CO} = \frac{(T1 - t2) - (T2 - t1)}{\ln(\frac{T1 - t2}{T2 - t1})} \tag{4.2}$$

Considerando os dados do projeto o $LMTD_{CO}$ vale $70[ºC]$.

Ainda em relação à equação (4.1) o fator F_t de correção do $LMTD_{CO}$ para o arranjo 1-2 (um passe no casco e dois nos tubos) é obtido pela fórmula apresentada em KERN (1982) reescrita a seguir.

$$F_t = \frac{\sqrt{(R^2 + 1)} ln\left(\frac{1 - S}{1 - RS}\right)}{(R - 1) ln\left(\frac{2 - S\left(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1}\right)}{2 - S\left(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1}\right)}\right)} \tag{4.3}$$

Onde,

$$R = \frac{T1 - T2}{t2 - t1} \tag{4.4}$$

E,

$$S = \frac{t2 - t1}{T1 - t1} \tag{4.5}$$

Então $F_t = 0{,}96$.

4.2 - O coeficiente global de transferência de calor calculado U_{calc}

Este coeficiente é definido da seguinte forma:

$$U_{calc} = \frac{1}{\frac{1}{U_0} + \left(\frac{D_{ot}}{D_{it}}\right) R_{f,i} + R_{f,o} + \left(\frac{D_{ot}}{2K_w}\right) \ln\left(\frac{D_{ot}}{D_{it}}\right)} \tag{4.6}$$

Onde U_0 é o coeficiente global de transferência de calor limpo, referente à área externa dos tubos, dado em $[W/m^2\ ºC]$. Este coeficiente será detalhado na próxima seção. As variáveis $D_{ot}\ e\ D_{it}$ são os diâmetros externo e interno dos tubos, respectivamente, dados em $[m]$. Ainda em relação à equação (4.6), K_w é a condutividade térmica do material dos tubos dada em $[W/\ (m\ ºC)]$. Os demais coeficientes já foram definidos.

4.3 - O coeficiente global de transferência de calor limpo U_0

Este coeficiente global de transferência de calor considera o trocador sem incrustações e avalia como a troca térmica seria dada com a unidade no início de seu funcionamento. O coeficiente U_0 é definido como:

$$U_0 = \frac{h_o h_{io}}{h_o + h_{io}} \tag{4.7}$$

Onde $h_o \left[\frac{W}{m^2 ºC}\right]$ é o coeficiente de transferência de calor do casco. E,

$$h_{io} = h_i \left(\frac{D_{it}}{D_{ot}}\right) \tag{4.8}$$

Onde $h_i \left[\frac{W}{m^2 ºC}\right]$ é o coeficiente de transferência de calor dos tubos. Os coeficientes de troca térmica $h_i e\ h_o$ serão definidos e detalhados nas próximas seções.

Na fórmula (4.7) a resistência térmica da parede dos tubos foi desprezada.

4.4 - As variáveis geométricas especificadas para o cálculo térmico

Para os cálculos térmicos, foi utilizada a metodologia de Bell-Delaware (BELL, 1963), revista por Taborek (1998), assim como o programa “Casco e tubo 1.0” desenvolvido por Almeida e Brum (2006).

Neste programa, diversos testes foram feitos com combinações de tamanhos, geometrias e cálculos auxiliares, para definir as dimensões da unidade trocadora de calor, mais adequadas ao serviço em questão.

As variáveis geométricas pertinentes ao projeto térmico são:

Tabela 3 – Variáveis geométricas pertinentes para o projeto térmico

Variável	**Símbolo**	**Valor**	**Unidade**
Espaçamento entre chicanas	L_{bc}	150,0	$[mm]$
Espaço do compartimento de entrada	L_{bi}	253,8	$[mm]$
Espaço do compartimento de saída	L_{bo}	253,8	$[mm]$
Espessura das chicanas	t_b	4,8	$[mm]$
Diâmetro interno do casco	D_s	620,0	$[mm]$
Corte das chicanas	B_s	20	[%]
Número de passes	$Nump$	4	$-$
Número de pares de tiras selantes	N_{ss}	5	$-$
Folga entre casco e feixe tubular	L_{bb}	71,5	$[mm]$
Arranjo dos tubos	$-$	$Triangular\ em\ linha$ (30º)	$-$
Passo dos tubos	L_{tp}	17,5	$[mm]$
Diâmetro externo dos tubos	D_{ot}	12,7	$[mm]$
Diâmetro interno dos tubos	D_{it}	10,9	$[mm]$
Comprimento dos tubos	L	3658,0	$[mm]$

Algumas das variáveis acima são ilustradas nas figuras que seguem.

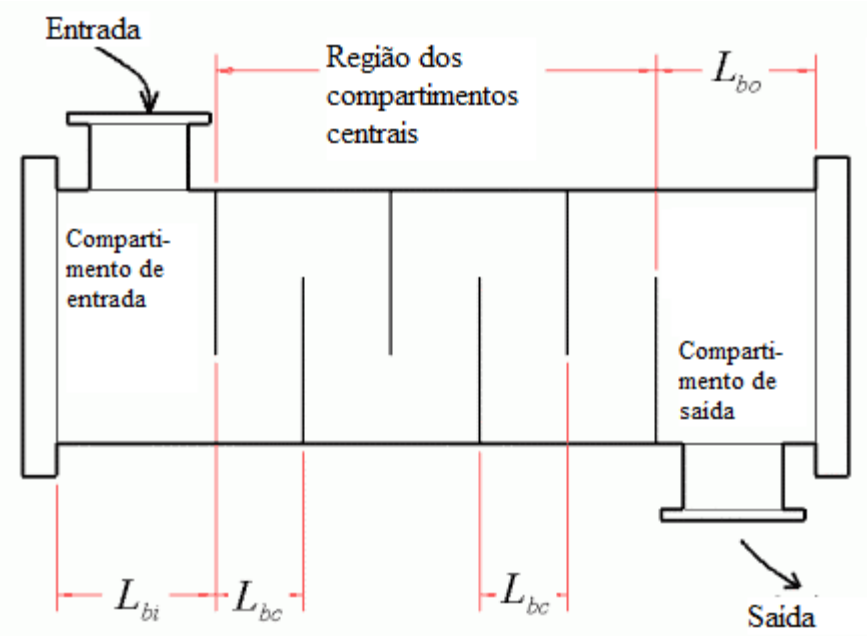


Figura 6 – Compartimentos do trocador - Adaptada do Engineering Data Book III - THOME (2004)

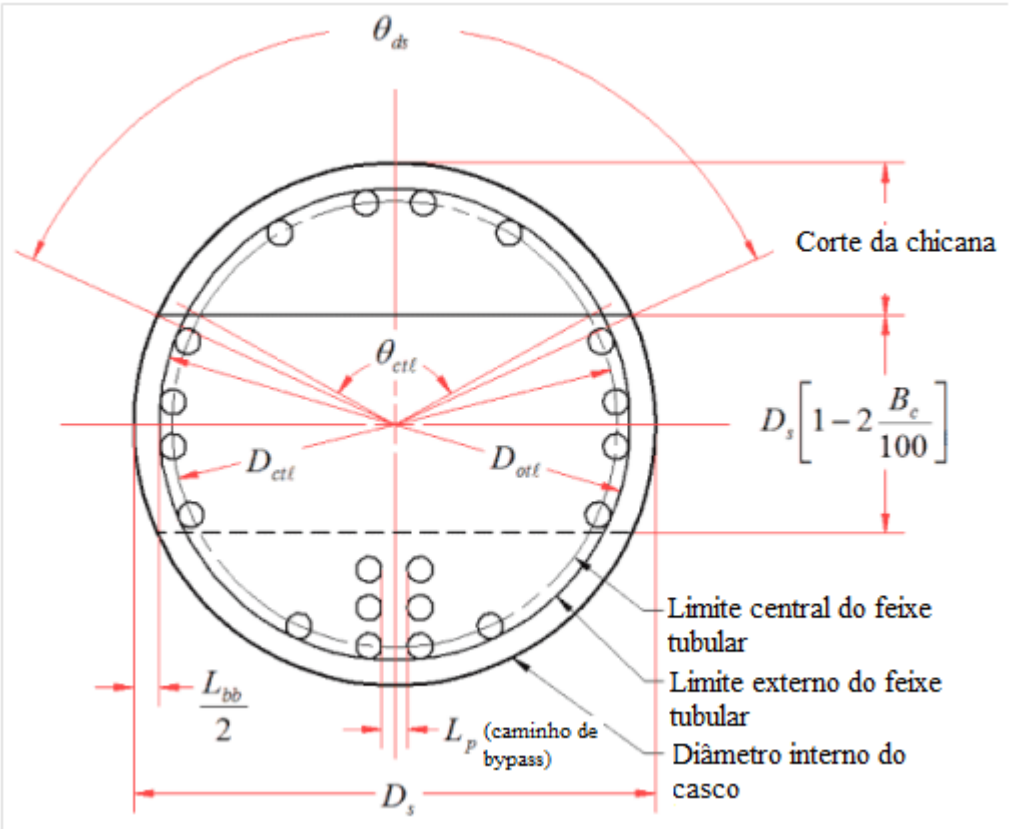


Figura 7 – Geometria das chicanas e feixe tubular - Adaptada do Engineering Data Book III - THOME (2004)

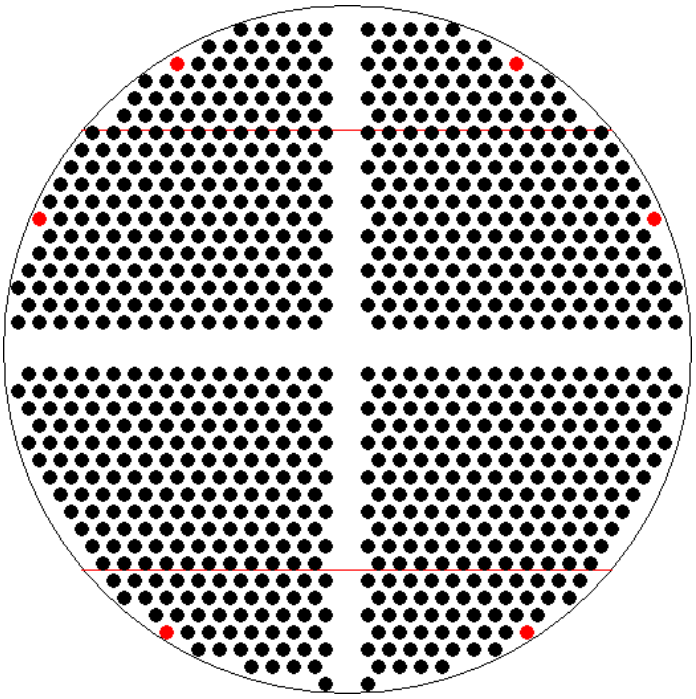


Figura 8 – Visão da seção transversal dos passes nos tubos - Gerada pelo programa "Casco e tubo 1.0" – ALMEIDA E BRUM (2006)

Os quatro passes nos tubos foram especificados de acordo com a figura acima, com as placas divisoras cruzadas. Nesta figura os círculos vermelhos representam os tirantes.

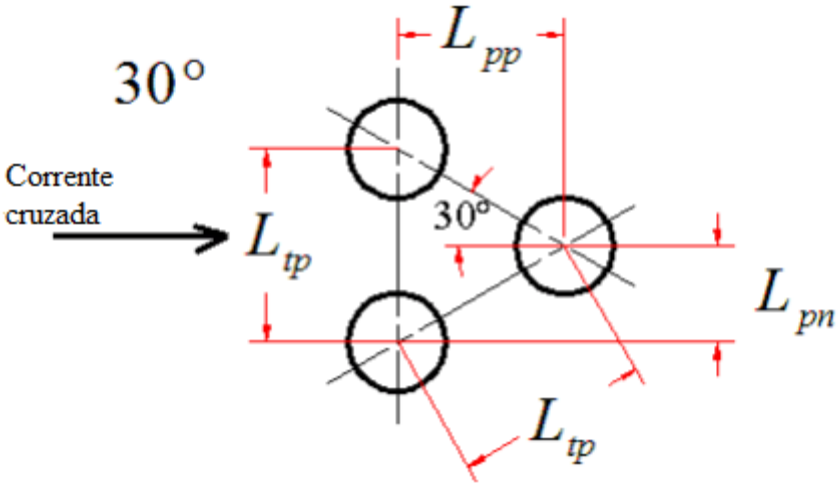


Figura 9 – Arranjo dos tubos - Adaptada do Engineering Data book III – THOME (2004)

Desse modo, o limite externo do feixe tubular é:

$$D_{otl} = D_s - L_{bb} \tag{4.9}$$

Logo,

$$D_{otl} = 548{,}5[mm]$$

E ainda, o limite diametral do feixe tubular é:

$$D_{ctl} = D_{otl} - D_{ot} \tag{4.10}$$

$$D_{ctl} = 535{,}8[mm]$$

Dentro desta metodologia, o número de tubos pode ser estimado da seguinte forma:

$$N_{tt} = \frac{0{,}7854 D_{ctl}^2}{C_1 L_{tp}^2} \tag{4.11}$$

Onde C_1 vale 0,866 devido ao arranjo de feixe tubular especificado. Logo,

$$N_{tt} = 854$$

Sendo assim podemos estimar a área total de troca (desconsiderando as partes seladas pelos espelhos e chicanas):

$$A = \pi D_{ot}\, L\, N_{tt} \cong 124{,}63[m^2] \tag{4.12}$$

Conhecendo a área de troca especificada, pode-se calcular o U_{proj} através da equação (4.1):

$$U_{proj} = \frac{Q}{AF_t LMTD} \cong 274{,}98 \left[\frac{W}{m^2 ºC}\right]$$

4.5 - As temperaturas médias calóricas

Faz-se necessário calcular as temperaturas médias calóricas para cada fluido, pois os cálculos térmicos consideram as propriedades dos fluidos nestas temperaturas.

Como os coeficientes h_o e h_i são calculados considerando o trocador de calor como um todo, desconsiderando os dois terminais, quente e frio, as propriedades dos

fluidos utilizadas nestes cálculos são estimadas nas temperaturas medias calóricas as quais corrigem essas diferenças térmicas entre os dois terminais.

Estas temperaturas foram obtidas da seguinte forma:

$$T_c = T2 + F_c(T1 - T2) \tag{4.13}$$

$$t_c = t1 + F_c(t2 - t1) \tag{4.14}$$

Onde T_c é a temperatura média calórica do óleo, t_c é a temperatura média calórica da água. $T1, T2, t1\ e\ t2$ são as temperaturas de entrada e saída, do óleo e da água respectivamente.

A variável F_c vale 0,55 neste projeto, é chamada de fração calórica e foi calculada pela expressão (APUD, KERN (1982)):

$$F_c = \frac{\left(\frac{1}{K_c}\right) + \left(\frac{r}{r-1}\right)}{1 + \frac{\ln(K_c + 1)}{\ln r}} - \frac{1}{K_c} \tag{4.15}$$

Onde,

$$r = \frac{T2 - t1}{T1 - t2} \tag{4.16}$$

E,

$$K_c = \frac{(U_h - U_c)}{U_c} \tag{4.17}$$

E ainda, as variáveis $U_h\ e\ U_c$ são os coeficientes globais de transferência de calor nos terminais quente e frio respectivamente. Os cálculos feitos para U_h são feitos com as propriedades dos fluidos nas temperaturas T1 e t2, enquanto que para U_c utiliza-se as temperaturas T2 e t1.

Os algoritmos e procedimentos de cálculos para os coeficientes de transferência de calor dos tubos e cascos, nos dois terminais, seguem o mesmo método daqueles que serão apresentados nas seções 4.7 e 4.8.

Por fim, as temperaturas médias calóricas foram calculadas também pelo programa e neste projeto valem:

$T_c = 114{,}48\ [ºC]$ para o óleo

$t_c = 39{,}76\ [ºC]$ para a água.

4.5 - Tipos de correntes do fluido do casco num trocador casco e tubo

Os cálculos térmicos são extensos e possuem muitas variáveis, pois precisam sofrer correções devido aos desvios inerentes à estrutura construtiva do equipamento. Um fato importante é que diversos tipos de correntes surgem através do trocador. Algumas que potencializam a troca térmica e, várias outras as quais reduzem a taxa de transferência de calor. Abaixo seguem as correntes formadas e seus respectivos detalhes (TINKER, 1951).

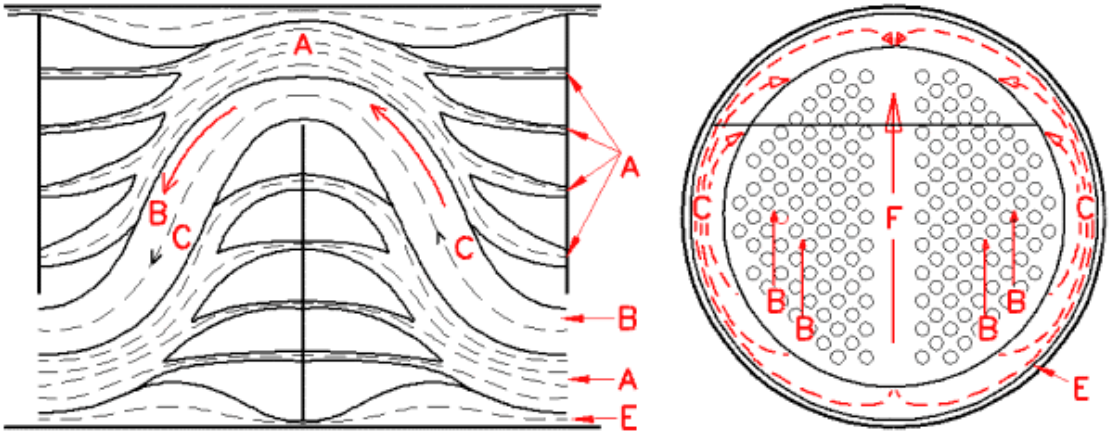


Figura 10 - Correntes – TINKER (1951)

Corrente A:
Corrente que passa pela folga entre a chicana e o tubo; Ela pode estar presente em pouca proporção, pois ajuda a troca térmica por não deixar o mesmo fluido recircular na região anterior a chicana (vórtices). Porém esta corrente não é ideal, e a eficiência da troca térmica poderá ser reduzida caso essa corrente seja relativamente grande. Ela pode ser minimizada reduzindo folgas entre chicanas e o feixe tubular. A figura abaixo ilustra a situação.

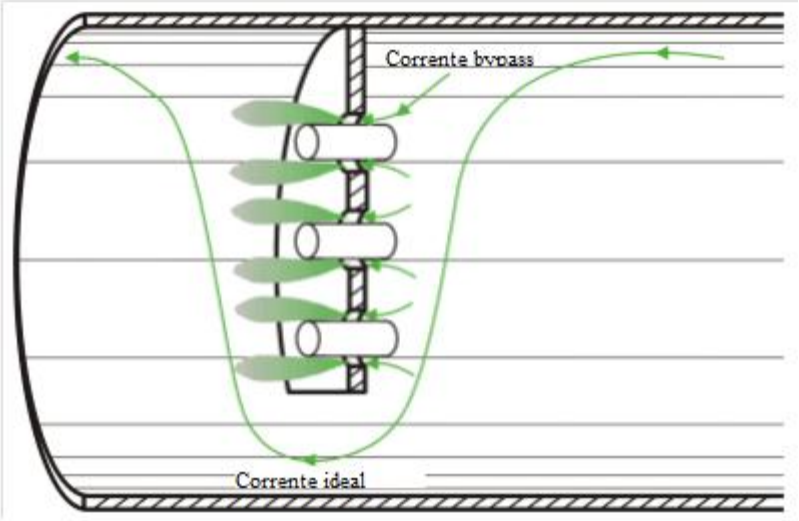


Figura 11 – Corrente A – Adaptada do Engineering Data book III - THOME (2004)

Corrente B:
Corrente cruzada (ideal); Esta é a corrente a qual aperfeiçoa a troca térmica entre os fluidos. Nesta corrente os fluidos trocam calor na posição cruzada. Esta é o maior propósito do trocador casco e tubo.

Corrente C:
Corrente de escape entre o feixe tubular e o casco; Esta corrente também causa problemas de troca térmica, pois ignora o feixe tubular e passa entre o mesmo e o casco. Deste modo o fluido externo tem pouco contato com o fluido do casco reduzindo o coeficiente global de troca térmica. A corrente C pode ser minimizada com utilização de tira selantes que se localizam justamente na folga por onde a corrente C passaria. A corrente C é ilustrada abaixo.

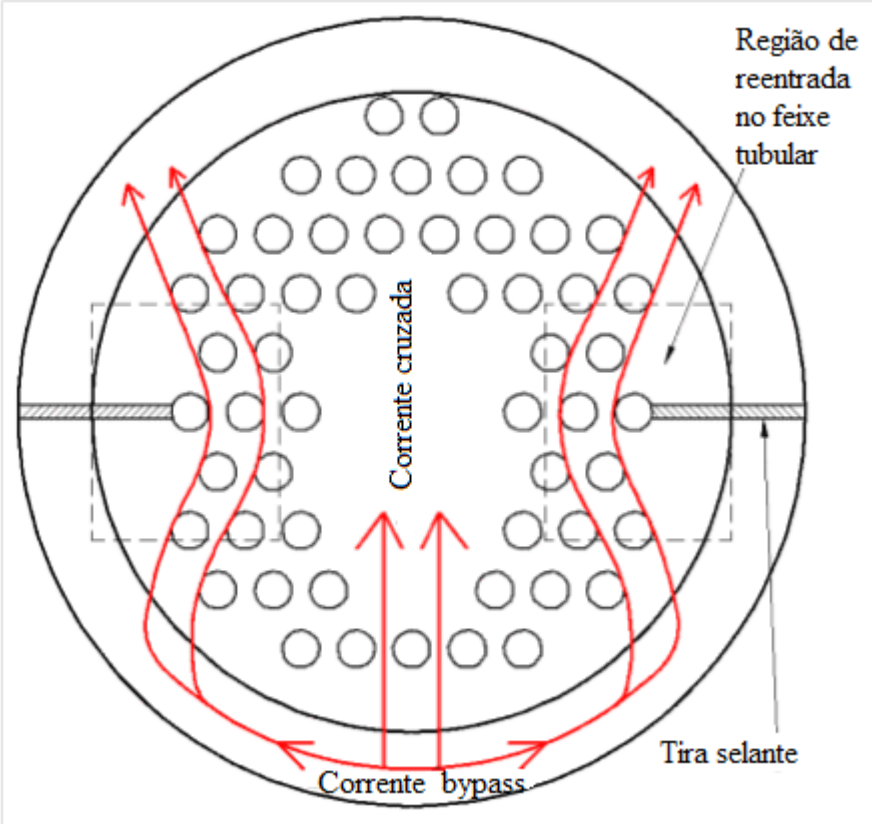


Figura 12 - Corrente de desvio C - Adaptada do Engineering Data book III – THOME (2004)

Corrente E:
Corrente que desvia entre chicana e o casco; Assim como as outras correntes de vazamento, a corrente E também ignora o feixe tubular num determinado comprimento à medida que passa entre as folgas entre chicanas e o casco. De mesmo modo, pode ser minimizada reduzindo-se esta folga por onde o vazamento ocorre. A figura abaixo ilustra a corrente E.

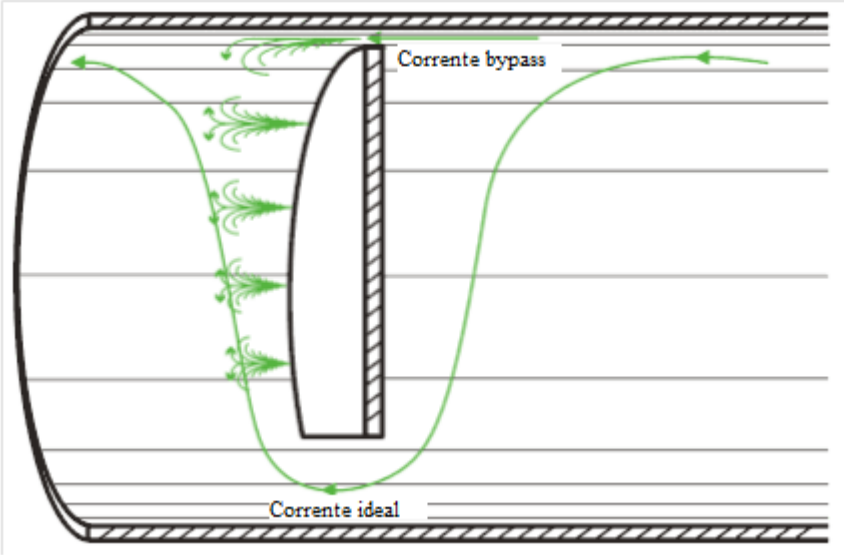


Figura 13 - Corrente E - Adaptada do Engineering Data book III – THOME (2004)

Corrente F:
Corrente de vazamento entre placa divisora e feixe tubular; Esta corrente flui através do caminho que se forma entre as placas divisoras que dividem o feixe tubular para permitir mais passes nos tubos.

4.6 - Considerações iniciais e hipóteses para o cálculo térmico

Para utilização do método de Bell-Delaware, as seguintes hipóteses são aplicadas:

- Os efeitos de compressibilidade dos fluidos são desconsiderados.
- Existem diversos tipos de chicanas, mas como as segmentais são as mais usuais, este método optou por considerar as chicanas assim.
- O método não pressupõe mudança de fase. Logo, tanto o óleo quanto a água permanecerão líquidos durante todo o processo.
- O casco selecionado é do tipo E.
- Os tubos não possuem aletas.

4.7 - O coeficiente de transferência de calor do casco

A metodologia utilizada no programa utilizado foi desenvolvida Bell-Delaware (1963) e revisado por Taborek (1998). Também foi abordado por Thome (2004).

Este método consiste em considerar inicialmente que todo o fluxo dentro do trocador seja feito de correntes B, isto é 100% ideal e depois fazer as devidas correções correspondentes às correntes de vazamentos e de viscosidade próxima a parede.

Neste projeto o coeficiente de transferência de calor do casco e todos os outros cálculos deste método foram calculados pelo programa.

A fórmula abaixo mostra como o método é considerado.

$$h_o = h_I(J_c\, J_L\, J_B\, J_S\, J_R) \tag{4.18}$$

Onde, $h_I\left[\frac{W}{m^2 {}^{\circ}C}\right]$ é o coeficiente de transferência de calor ideal do lado do casco, J_C é o fator de correção do corte das chicanas, J_L é fator de correção do vazamento nas chicanas, J_B é o fator de correção das correntes que evadem o feixe tubular, J_S é o fator de correção de espaçamentos desiguais e J_R é o fator de correção de fluxo laminar.

4.7.1 - Fator J_c

Este fator corrige o coeficiente de troca de calor considerando diferenças de velocidades que acontecem nas janelas das chicanas. Neste local, as velocidades não são cruzadas em relação ao feixe tubular e podem reduzir o desempenho térmico.

Ele é calculado da seguinte forma:

$$J_c = 0{,}55 + 0{,}72F_c \tag{4.19}$$

Onde,

$$F_c = 1 - 2F_w \tag{4.20}$$

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{360} - \frac{\sin(\theta_{ctl})}{2\pi} \tag{4.21}$$

$$\theta_{ctl} = 2\arccos\left\{\frac{D_s}{D_{ctl}}\left[1 - 2\left(\frac{B_c}{100}\right)\right]\right\} \tag{4.22}$$

Este fator foi calculado pelo programa e teve o seguinte resultado:

$$J_c = 1{,}1$$

4.7.2 - Fator J_L

Este fator corrige os vazamentos entre chicanas e tubos, assim como os vazamentos entre chicana e casco. Isto é, este fator é responsável por descontar perdas no coeficiente de transferência de calor do casco, relativas às correntes A e E. Em contrapartida estas correntes também reduzem a perda de carga nos locais onde acontecem. A corrente E é muito prejudicial, pois não contribui para troca térmica.

O fator J_L foi calculado da seguinte forma:

$$J_L = 0{,}44(1 - r_s) + [1 - 0{,}44(1 - r_s)]\exp(-2{,}2r_{lm}) \tag{4.23}$$

Onde,

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \tag{4.24}$$

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \tag{4.25}$$

Para os cálculos das equações (4.24) e (4.25), S_{sb} é a área da folga entre chicana e casco, S_{tb} é a área de folga entre tubos e chicana e S_m a área de escoamento cruzado aos tubos. Estes três tipos de área são calculadas conforme as equações abaixo:

$$S_{sb} = 0{,}00436 D_s L_{sb}(360 - \theta_{ds}) \tag{4.26}$$

$$S_{tb} = \{\frac{\pi}{4}[(D_{ot} + L_{tb})^2 - D_{ot}^2]\}\, N_{tt}(1 - F_w) \tag{4.27}$$

$$S_m = L_{bc}\left[L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp}, eff}\left(L_{tp} - D_{ot}\right)\right] \tag{4.28}$$

Onde $L_{tp,eff}$ é o passo efetivo dos tubos que devido ao arranjo do feixe é igual ao passo L_{tp}. L_{tb} é a folga entre chicana e tubos, que neste caso vale $0{,}4mm$, e L_{sb} é a

folga diametral entre chicana e casco, podendo ser estimada (quando $D_s > 400mm$) pela equação abaixo:

$$L_{sb} = 1{,}6 + 0{,}004D_s \tag{4.29}$$

E ainda,

$$\theta_{ds} = 2\arccos\left[1 - 2\left(\frac{B_c}{100}\right)\right] \tag{4.30}$$

No presente projeto o fator J_L foi calculado pelo programa com o seguinte resultado:

$$J_L = 0{,}65$$

Este valor não é ideal, porém aceitável. Este motivo se da, pois as folgas entre os tubos e buracos da chicana estão no limite superior recomendado pela TEMA. Valores abaixo de 0,6 devem ser evitados.

4.7.3 - Fator J_B

Este fator corrige e desconta as perdas de troca térmica geradas pelas correntes que pegam atalhos e ignoram o feixe tubular, seja pela folga entre o casco e o feixe, ou pelos caminhos abertos no feixe para acomodar as placas divisoras de passes. Em resumo, este fator corrige as falhas térmicas geradas pelas correntes C e F.

Este fator é calculado da seguinte forma:

$$J_B = \exp\left[-C_{bh}F_{sbp}\left(1 - \sqrt[3]{2r_{ss}}\right)\right] \tag{4.31}$$

Onde $C_{bh} = 1{,}25$ o qual é um valor empírico, e tem este valor quando o número de Reynolds do fluido do casco (óleo) for maior que 100. Para calcular o Reynolds do óleo, faz-se:

$$Re_{oleo} = \frac{\dot{m}_{oleo}\, D_{ot}}{S_m\, \mu_s} \tag{4.32}$$

Onde S_m é dada pela equação (4.28), e μ_s $[Pa.s]$ é a viscosidade do óleo na temperatura média calórica T_c.

Ainda para os cálculos da equação (4.31), temos:

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \tag{4.33}$$

$$S_b = L_{bc}(D_s - D_{otl}) \tag{4.34}$$

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}} \tag{4.35}$$

Onde N_{tcc} é o número de linhas de tubos na região de escoamento cruzado aos tubos, dado por:

$$N_{tcc} = \frac{D_s}{L_{pp}}\left[1 - 2\left(\frac{B_c}{100}\right)\right] \tag{4.36}$$

E ainda, para arranjos triangulares em linha (30º),

$$L_{pp} = 0{,}866 L_{tp} \tag{4.37}$$

Este fator foi calculado pelo programa com o seguinte resultado:

$$J_B = 0{,}94$$

4.7.4 - Fator J_S

Este fator corrige a diferença de espaçamentos L_{bi} e L_{bo} em relação ao espaçamento das chicanas L_{bc}. Estas diferenças entre os tamanhos de compartimentos causam diferenças de velocidades e perdas na troca térmica do lado do casco.

Este fator é calculado da seguinte forma:

$$J_S = \frac{(N_b - 1) + \left(\frac{L_{bi}}{L_{bc}}\right)^{1-n} + \left(\frac{L_{bo}}{L_{bc}}\right)^{1-n}}{(N_b - 1) + \left(\frac{L_{bi}}{L_{bc}}\right) + (\frac{L_{bo}}{L_{bc}})} \tag{4.38}$$

Onde, $n = 0{,}6$ para escoamentos turbulentos.

O número de compartimentos entre chicanas N_b vale 21 e pode ser estimado como:

$$N_b = \frac{L - L_{bi} - L_{bo}}{L_{bc}} \tag{4.39}$$

Este fator foi calculado pelo programa com o seguinte resultado:

$$J_S = 0{,}96$$

4.7.5 - Fator J_R

Este fator corrige a perda de transferência de calor devido ao comprimento de troca térmica perdido enquanto o fluido laminar de desenvolve inicialmente, ou seja, ao devido ao gradiente de temperatura formado neste comprimento de desenvolvimento térmico. Mas quando o número de Reynolds > 100 (aprox. 243 neste projeto), este fator vale um, pois o fluxo não é laminar, e sim turbulento.

$$J_R = 1$$

4.7.6 - O coeficiente de transferência de calor ideal do casco h_I

O coeficiente de transferência de calor ideal do casco é calculado por um método desenvolvido por Zukauskas (ZUKAUSKAS, ULINSKAS, 1983) onde todo o fluxo é considerando como corrente B, ou seja, todo ele como se fosse corrente cruzada idealizada em relação aos tubos. Lembrando que as propriedades do fluido são calculadas na temperatura média calórica.

Este valor foi calculado de acordo com o método abaixo:

$$h_I = j_I \, C_s \, \dot{m}_{oleo} Pr_s^{2/3} \varphi_s \tag{4.40}$$

Onde $C_s \left[\frac{J}{Kg\,ºC}\right]$ é o calor específico do óleo e $k_s \left[\frac{J}{s\,m\,ºC}\right]$ é a condutividade térmica do óleo, ambos avaliados na temperatura T_c. Pr_s é o número de Prandlt dado pela equação abaixo:

$$\mathrm{Pr_s} = \frac{C_s \mu_s}{k_s} \tag{4.41}$$

E ainda,

$$j_I = a_1 \left(\frac{1{,}33 D_{ot}}{L_{tp}}\right)^a Re_{oleo}^{a_2} \tag{4.42}$$

Onde,

$$a = \frac{a_3}{1 + 0{,}14 R_{oleo}^{a_4}} \tag{4.43}$$

Os valores a_1, a_2, a_3 e a_4 foram retirados da tabela 4 (THOME, 2004):

Tabela 4 - Valores para cálculos térmicos de Zukauskas

Layout	Re	a_1	a_2	a_3	a_4	b_1	b_2	b_3	b_4
30º	$10^5 - 10^4$	0,321	-0,388	1,450	0,519	0.372	-0,123	7,00	0,500
	$10^4 - 10^3$	0,321	-0,388			0,486	-0,152		
	$10^3 - 10^2$	0,593	-0,477			4,570	-0,476		
	$10^2 - 10$	1,360	-0,657			45,10	-0,973		
	< 10	1,400	-0,667			48,00	-1,000		
45º	$10^5 - 10^4$	0,370	-0.396	1,930	0,500	0,303	-0.126	6,59	0,520
	$10^4 - 10^3$	0,370	-0.396			0,333	-0.136		
	$10^3 - 10^2$	0,730	-0.500			3,500	-0.476		
	$10^2 - 10$	0,498	-0.656			26,20	-0.913		
	< 10	1,550	-0.667			32,00	-1,000		
60º	$10^5 - 10^4$	0,370	-0.395	1,187	0,370	0,391	-0.148	6,30	0,378
	$10^4 - 10^3$	0,107	-0.266			0,081	-0.022		
	$10^3 - 10^2$	0,408	-0.460			6,090	-0.602		
	$10^2 - 10$	0,900	-0.631			32,10	-0.963		
	< 10	0,970	-0.667			35,00	-1.000		

Ainda em relação à equação (4.40) temos o fator de correção de viscosidade φ_s que é definido como:

$$\varphi_s = \left(\frac{\mu_s}{\mu_w}\right)^{0{,}14} \tag{4.44}$$

Onde $\mu_w [Pa.s]$ é a viscosidade do óleo na temperatura de parede T_w.

Para o cálculo da temperatura de parede T_w é necessário que se faça um processo iterativo que depende das temperaturas médias calóricas e dos coeficientes de transferência de calor do casco e dos tubos sem as correções de viscosidade.

A temperatura de parede T_w é calculada da seguinte forma:

$$T_w = T_s + \left(\frac{T_s - T_t}{1 + \frac{h_i}{h_o}} \right) \tag{4.45}$$

Onde T_s é a temperatura do óleo em [ºC], T_t é a temperatura da água em [ºC] e, h_i e h_o são os coeficientes de transferência de calor dos tubos e do casco respectivamente. Considerando isto, a iteração é feita da seguinte forma:

1. Inicia-se com $T_w = \frac{T_s + T_t}{2}$
2. Calcula-se h_i e h_o, onde o cálculo de h_o é explicado na seção 4.8.
3. Recalcular T_w através da equação $T_w = T_s + \left(\frac{T_s - T_t}{1 + \frac{h_i}{h_o}} \right)$
4. A iteração termina quando o valor de T_w para de variar significativamente.

Neste caso o coeficiente de transferência de calor ideal do casco foi calculado pelo programa com o seguinte resultado:

$$h_I = 656{,}54 \left[\frac{W}{m^2 {}^{\circ}C} \right]$$

4.7.7 – O resultado do cálculo do coeficiente de transferência de calor do casco h_o

Todos os cálculos da seção 4.7 foram realizados e retornados pelo programa.

Por fim, o coeficiente de transferência de calor do casco foi calculado em:

$$h_o = 428{,}18 \left[\frac{W}{m^2 {}^{\circ}C} \right]$$

4.8 - Coeficiente de transferência de calor dos tubos

O coeficiente global de transferência de calor dos tubos foi calculado da seguinte forma:

$$h_i = k_t D_{it} Nu \, \varphi_t \tag{4.46}$$

Onde, $k_t \left[\frac{W}{m\,ºC}\right]$ é a condutividade térmica da água avaliada na temperatura t_c, Nu é o número de Nusselt e φ_t é o fator de correção de viscosidade para a água dado pela equação abaixo:

$$\varphi_t = \left(\frac{\mu_t}{\mu_w}\right)^{0,14} \tag{4.47}$$

Sendo $\mu_t[Pa.s]$ a viscosidade da água na temperatura media calórica t_c, e $\mu_w[Pa.s]$ a viscosidade da água na temperatura de parede T_w.

Como visto acima, o método utilizado para este cálculo depende do número de Nusselt, que por sua vez depende Reynolds da água. Estes cálculos também seguem sendo feito com as propriedades do fluido em questão avaliadas na temperatura média calórica. Mas para a água o número de Reynolds é definido como:

$$Re_{agua} = \frac{4\,Nump\,\dot{m}_{agua}}{\pi\,N_{tt}D_{it}\,\mu_t} \tag{4.48}$$

O escoamento da água é turbulento neste caso, e o número de Nusselt (turbulento) é obtido através da correlação de Petukhov (1970):

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)Re_{agua}\mathrm{Pr_t}}{1,07 + 12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}Pr_t^{\frac{2}{3}} - 1} \tag{4.49}$$

Onde este fator de atrito f é definido como:

$$f = 1,82logRe_{agua} - 1,64^{-2} \tag{4.50}$$

E,

$$Pr_t = \frac{c_s\mu_t}{k_t} \tag{4.51}$$

Sendo $c_s \left[\frac{J}{Kg\,ºC}\right]$ o calor específico da água avaliado na temperatura t_c.

Por fim, o coeficiente de transferência de calor dos tubos foi calculado em:

$$h_i = 9730,58\left[\frac{W}{m^2\,ºC}\right]$$

4.9 - Otimização dos coeficientes globais de troca térmica

De posse dos valores dos coeficientes de transferência de calor para o casco e para os tubos, os coeficientes globais podem ser calculados. Estes valores representam o resultado de troca térmica considerando o trocador como um todo, levando em conta todas as variáveis geométricas adotadas assim como todas as propriedades termodinâmicas dos fluidos empregados no processo.

Sendo assim, utilizando as equações (4.7) e (4.8), temos:

$$U_0 = 407{,}34 \left[\frac{W}{m^2 ºC}\right]$$

Em seguida, pode-se calcular o coeficiente global de transferência de calor efetivo contando com a incrustação e demais fatores de acordo com a equação (4.6):

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

Logo,

$$U_{calc} = 283{,}38 \left[\frac{W}{m^2 ºC}\right]$$

Conforme citado no início dos cálculos térmicos, é necessário garantir que o coeficiente de transferência de calor calculado U_{calc} seja muito próximo do coeficiente de transferência de calor de projeto U_{proj}. Isto se deve porque U_{calc} vai garantir uma troca térmica de acordo com a necessidade de projeto $\left(U_{proj}\right)$ mesmo com o trocador em pleno funcionamento e com as incrustações dificultando transferência de calor.

A diferença relativa entre estes coeficientes é que vai definir este grau de aperfeiçoamento térmico do projeto.

Define-se proximidade entre U_{calc} e U_{proj} como:

$$\varepsilon_T = \left(1 - \frac{(U_{calc} - U_{proj})}{U_{proj}}\right) x100 \ [\%] \qquad (4.52)$$

E neste caso,

$$\varepsilon_T = 96{,}95[\%]$$

4.10 - Perda de carga no casco – Método Bell-Delaware

O método Bell-Delaware (BELL, 1963), também revisto pelo Taborek (1998) para perda de carga no casco, foi utilizado neste projeto. Esta metodologia também é abordada no Engineering Data Book III (THOME, 2004).

Este valor foi calculado da seguinte forma:

$$\Delta P_{casco} = \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e \tag{4.53}$$

Onde, ΔP_c é a perda de carga devido ao escoamento cruzado do fluido do casco em relação ao feixe tubular, ΔP_w é a perda de carga devido ao escoamento do fluido do casco nas regiões de janela, formadas pelas chicanas, e ΔP_e é a perda de carga devido ao escoamento do fluido nas regiões de entrada e saída do casco.

As três figuras que seguem ilustram essas seções distintas.

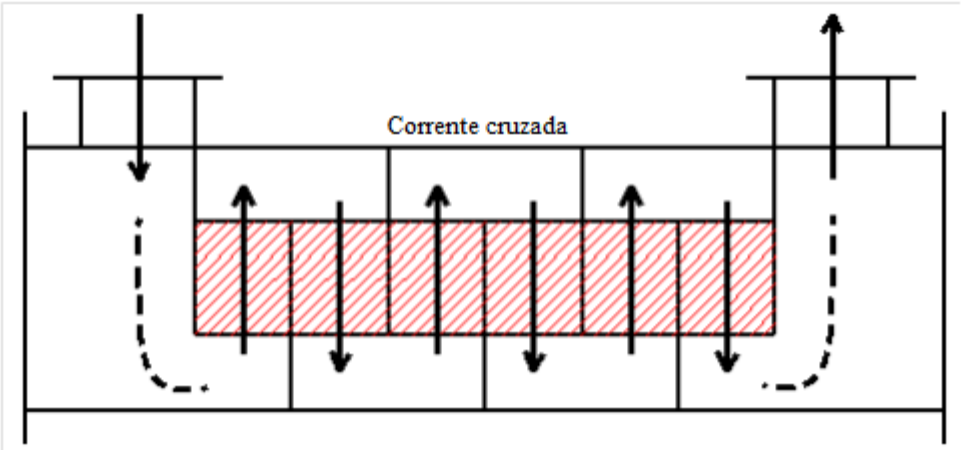


Figura 14 - Zonas de escoamento cruzado - ΔP_c. Adaptada Engineering Data Book III (THOME 2004)

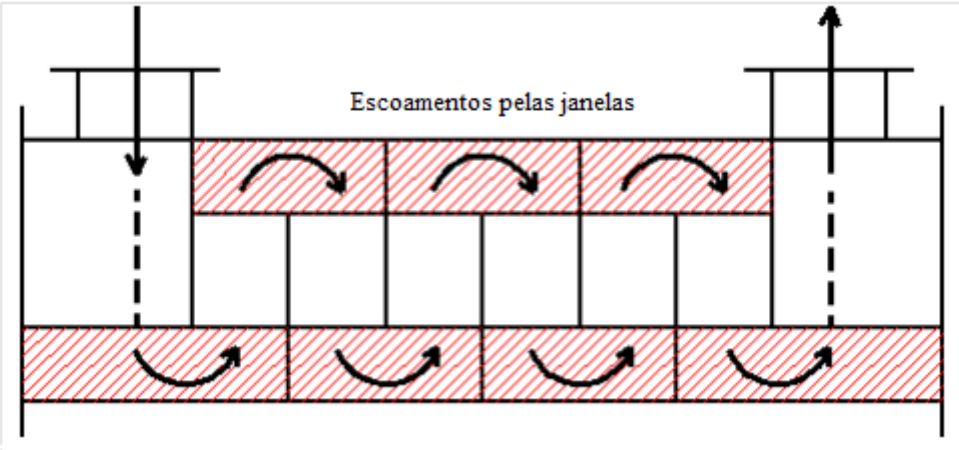


Figura 15 - Zonas de escoamento pelas regiões de janela - ΔP_w. Adaptada do Engineering Data Book III (THOME 2004)

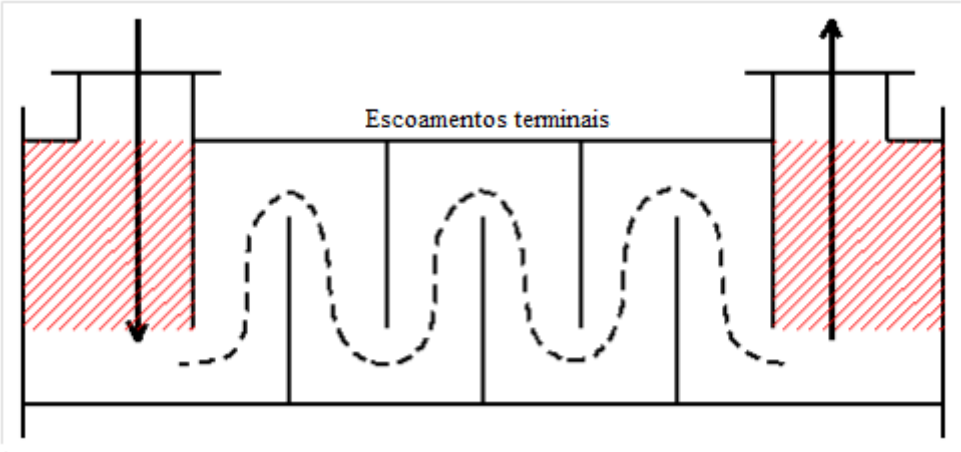


Figura 16 - Zonas de escoamento na entrada e saída do casco L_{bi} e L_{bo} - ΔP_e. Adaptada do Engineering Data Book III (THOME, 2004)

4.10.1 - Perda de carga devido ao escoamento cruzado ΔP_c

Esta parcela da perda de carga leva em conta inicialmente o casco vazio apenas para um compartimento de tamanho L_{bc} e demais fatores de correção. A fórmula abaixo descreve este cálculo:

$$\Delta P_c = \Delta P_{bI}(N_b - 1)R_B R_L \tag{4.54}$$

Onde ΔP_{bI} é a perda de carga causada no casco considerado sem tubos ao longo de um compartimento entre chicanas. Esta perda de carga é calculada da seguinte forma:

$$\Delta P_{bI} = \frac{0{,}002 f_I N_{tcc} \left(\frac{\dot{m}_{oleo}}{S_m}\right)^2}{\rho_{oleo}} \varphi_s \tag{4.55}$$

A densidade do óleo ρ_{oleo} é estimada da temperatura média calórica, o fator de correção de viscosidade para o óleo φ_s é dado pela equação (4.44), a área S_m é dada pela equação (4.28), N_{tcc} é dado pela equação (4.36), $\dot{m}_{oleo}$ é a vazão mássica de óleo e o fator f_I é calculado da seguinte forma:

$$f_I = b_1 \left(\frac{1{,}33}{\frac{L_{tp}}{D_{ot}}} \right)^b Re_{oleo}^{b_2} \tag{4.56}$$

Onde,

$$b = \frac{b_3}{1 + 0{,}14 Re_{oleo}^{b_4}} \tag{4.57}$$

Os valores b_1, b_2, b_3 e b_4 também são retirados da tabela 4 e dependem do tipo de arranjo e do número de Reynolds do fluido do casco. Neste caso de projeto estes valores são:

$$b_1 = 4{,}57$$
$$b_2 = -0{,}476$$
$$b_3 = 7$$
$$b_4 = 0{,}5$$

Ainda para cálculos da equação (4.54), têm-se as seguintes variáveis: R_B fator de correção de *bypass*, e R_L que é o fator de correção dos efeitos causados pelas folgas entre chicana e casco, e chicana e tubos. Eles são calculados da seguinte forma:

$$R_B = \exp\left[-C_{bp} F_{sbp} \left(1 - \sqrt[3]{2 r_{ss}}\right)\right] \tag{4.58}$$

Onde, $C_{bp} = 3{,}7$ neste caso de escoamento turbulento, F_{sbp} e r_{ss} definidas pelas equações (4.33) e (4.35), respectivamente. E,

$$R_L = \exp\left[-1{,}33(1 + r_s) r_{lm}^p\right] \tag{4.59}$$

Onde as variáveis r_s e r_{lm} são dadas pelas equações (4.24) e (4.25) respectivamente, e o expoente p dado pela equação abaixo:

$$p = -0{,}15(1 + r_s) + 0{,}8 \tag{4.60}$$

4.10.2 - Perda de carga nas janelas ΔP_w

Esta perda de carga possui uma formulação específica para escoamentos turbulentos, conforme este projeto. Define-se:

$$\Delta P_w = N_b \left[(2 + 0{,}6N_{tcw}) \frac{\dot{m_w}^2}{2\rho_{oleo}} 10^{-3} \right] R_L \varphi_s \tag{4.61}$$

Onde,

$$N_{tcw} = \frac{0{,}8}{L_{pp}} \left[\frac{D_s \left(\frac{B_c}{100}\right) (D_s - D_{ctl})}{2} \right] \tag{4.62}$$

E ainda, a velocidade mássica na região da janela é:

$$\dot{m_w} = \frac{\dot{m_{oleo}}}{\sqrt{S_m S_w}} \tag{4.63}$$

Onde a variável S_m é dada pela equação (4.28) e,

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} \tag{4.64}$$

Sendo S_{wg} a área da janela sem tubos e S_{wt} a área de seção transversal total dos tubos na janela. Estas variáveis são definidas como segue:

$$S_{wg} = \frac{\pi}{4} D_s^2 \left(\frac{\theta_{ds}}{360} - \frac{sen(\theta_{ds})}{2\pi} \right) \tag{4.65}$$

E,

$$S_{wt} = N_{tt} F_w \left(\frac{\pi}{4} D_{ot}^2 \right) \tag{4.66}$$

As variáveis N_b, ρ_{oleo}, R_L e φ_s já foram apresentadas anteriormente.

4.10.3 - Perda de carga nos compartimentos de entrada e saída ΔP_e

A perda de carga, nestas duas regiões de entrada e saída, é:

$$\Delta P_e = \Delta P_{bI}\left(1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}}\right) R_B R_S \tag{4.67}$$

Onde,

$$R_S = \left(\frac{L_{bc}}{L_{bo}}\right)^{2-n} + \left(\frac{L_{bc}}{L_{bi}}\right)^{2-n} \tag{4.68}$$

Para a expressão acima, $n = 0{,}2$, pois o escoamento é turbulento.

4.10.4 – Resultado dos cálculos da perda de carga no casco

Voltando à equação (4.53), a perda de carga no casco foi calculada em:

$$\Delta P_{casco} = 63{,}74[KPa]$$

4.11 - Perda de carga no casco – Método das correntes

Este método, proposto por Willis e Johnson (1984), é uma versão simplificada daquele proposto por Tinker (1951), e propõe calcular a perda de carga no casco assim como determinar a proporção de correntes de cada tipo (A, B, C+F e E).

O método de Willis e Johnson abaixo, explica o cálculo de ΔP_{AB} (perda de carga total de um compartimento, entre os pontos $A\ e\ B$) para depois poder estimar a perda de carga total no trocador ΔP_{casco}.

Inicialmente, considera-se a figura abaixo, a qual ilustra um fluxo considerado entra os pontos A e B, e as divisões de correntes (caminhos $b, c, w, t\ e\ s$), as quais serão abordadas, para os cálculos de perda de carga.

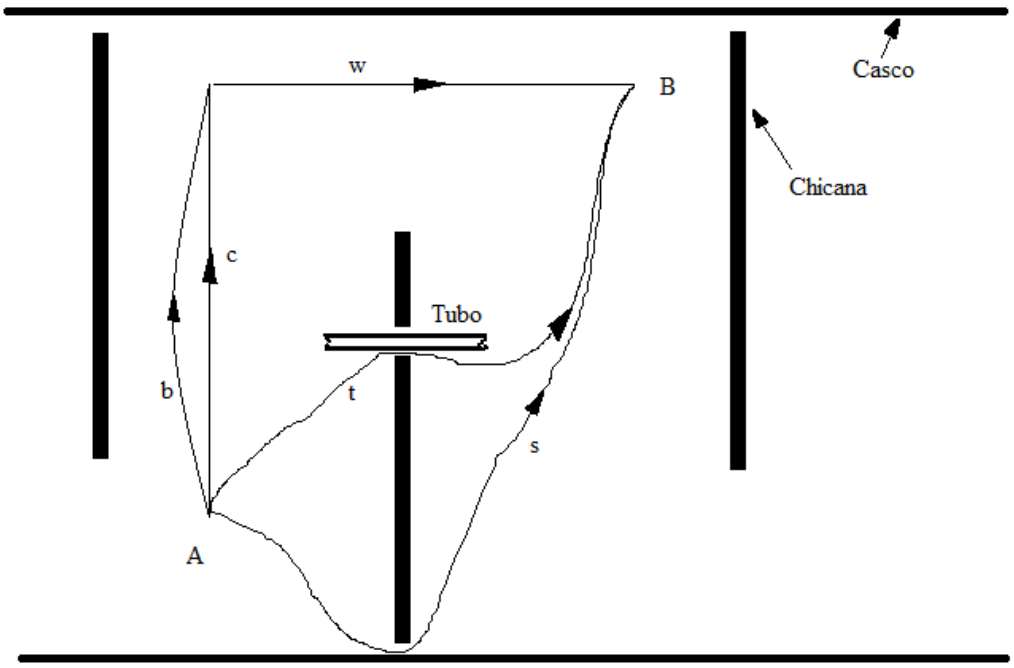


Figura 17 - Correntes do fluido de acordo com o método de Willis e Johnson (1984).

Na figura acima, o caminho *b* corresponde às correntes de desvio C+F, o caminho *c* corresponde às correntes cruzadas B, o caminho *w*, corresponde ao fluxo nas janelas, o caminho *t* corresponde à corrente A, e o caminho *s* corresponde à corrente de desvio E.

Observando a figura 17, e considerando conservação de massa, pode-se concluir que:

$$\dot{m}_s + \dot{m}_t + \dot{m}_w = \dot{m}_{oleo} \tag{4.69}$$

$$\dot{m}_b + \dot{m}_c = \dot{m}_w \tag{4.70}$$

E em relação aos caminhos percorridos e suas respectivas perdas de carga, conclui-se:

$$\Delta P_{AB} = \Delta P_s = \Delta P_c + \Delta P_w = \Delta P_b + \Delta P_w \tag{4.71}$$

E ainda,

$$\Delta P_b = \Delta P_c \tag{4.72}$$

Pode-se definir coeficientes combinados, de modo que:

$$\Delta P_{AB} = n_a \dot{m_w}^2 \tag{4.73}$$

$$\Delta P_{AB} = n_p \dot{m_{oleo}}^2 \tag{4.74}$$

$$\Delta P_b = \Delta P_c = n_{cb} \dot{m_w}^2 \tag{4.75}$$

Para as equações mostradas acima, define-se que:

$$n_{cb} = \left(n_c^{-\frac{1}{2}} + n_b^{-\frac{1}{2}} \right)^2 \tag{4.76}$$

$$n_a = n_w + n_{cb} \tag{4.77}$$

$$n_p = \left(n_a^{-\frac{1}{2}} + n_s^{-\frac{1}{2}} + n_t^{-\frac{1}{2}} \right)^2 \tag{4.78}$$

4.11.1 - Os coeficientes de resistência do método de Willis e Johnson

O coeficiente de resistência devido à folga entre casco e chicana n_s é calculado da seguinte forma:

$$n_s = \frac{0{,}036 \left(\frac{t_b}{0{,}5 L_{sb}} \right) + 2{,}3 \left(\frac{t_b}{0{,}5 L_{sb}} \right)^{-0{,}177}}{2\, \rho_s\, S_{sb}^2} \tag{4.79}$$

Onde t_b é a espessura das chicanas definida na tabela 3, L_{sb} a folga entre chicanas e casco definida na equação (4.29), ρ_s a massa específica do óleo avaliada na temperatura T_c e S_{sb} é a area da folga entre chicanas e casco definida pela equação (4.26).

O coeficiente de resistência devido à folga entre chicana e tubos (n_t) é calculado da seguinte forma:

$$n_t = \frac{0{,}036\left(\frac{t_b}{0{,}5L_{tb}}\right) + 2{,}3\left(\frac{t_b}{0{,}5L_{tb}}\right)^{-0{,}177}}{2\,\rho_s\,S_t^2} \tag{4.80}$$

Onde L_{tb} é a folga entre chicana e tubos que vale $0{,}4mm$ e S_t é a área de folga ente chicana e tubos, dada por:

$$S_t = \pi N_{tt}(D_{ot} + 0{,}5L_{tb})0{,}5L_{tb} \tag{4.81}$$

O coeficiente de resistência da área de janela n_w é dado por:

$$n_w = \frac{1{,}9\exp\left(0{,}6856\frac{S_w}{S_m}\right)}{2\,\rho_s\,S_w^2} \tag{4.82}$$

Onde a área S_m é dada pela equação (4.28) e S_w dada pela equação (4.64).

O coeficiente de resistência de *bypass* do óleo n_b é dado por:

$$n_b = \frac{a'N_{tcc} + N_{ss}}{2\,\rho_s\,S_b^2} \tag{4.83}$$

Onde $a' = 0{,}133$ devido ao arranjo, N_{tcc} é o numero de linhas de tubos na região de escoamento cruzado já definido na equação (4.36), N_{ss} é o número de tiras selantes, ρ_s é a massa especifica do óleo avaliada em T_c [ºC] e S_b é a área de *bypass* entre o casco e os tubos já definido na equação (4.34).

O coeficiente de resistência n_c é calculado utilizando o conceito de que $\Delta P_i = n_i \dot{m}_i{}^2$ na perda de carga ideal de escoamento cruzado $\Delta P_{bi}[Pa]$ de modo que:

$$\Delta P_{bI} = \frac{2f_i N_{tcc}\,\varphi_s\,\dot{m}_{oleo}{}^2}{\rho_s\,S_m^2} \tag{4.84}$$

Logo,

$$n_c = \frac{2f_i N_{tcc}\varphi_s}{\rho_s S_m^2} \tag{4.85}$$

De acordo com este método, os coeficientes $n_s, n_t, n_w\ e\ n_b$ não dependem da vazão mássica, e sim da geometria adotada. Já o coeficiente n_c varia com o número de Reynolds do fluxo cruzado e pode ser estimado pelas correlações de perda de carga para fluxo cruzado.

Tendo em vista que n_c não é constante, um método iterativo se faz necessário, cuja solução é explicada abaixo:

1. As constantes $n_s, n_t, n_w e\ n_b$ são calculadas a partir da geometria;
2. A fração de fluxo cruzado $F_{cr} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{oleo}}$ é estimada (sendo 0,5 um valor inicial razoável)
3. O valor de n_c é calculado usando o valor conhecido $\dot{m}_c = F_{cr}\, \dot{m}_{oleo}$. Os coeficientes $n_a\ e\ n_p$ são determinados pelas equações (4.77) e (4.78).
4. Um novo valor de F_{cr} é calculado a partir da expressão: $F_{cr} = \left(\frac{n_p}{n_a}\right)^{\frac{1}{2}} \left[1 + \left(\frac{n_c}{n_b}\right)^{\frac{1}{2}}\right]^{-1}$.
5. Os passos 3 e 4 são repetidos até o valor de F_{cr} convergir.
6. Usando o valor convergido de n_p, a perda de carga no compartimento ΔP_{AB} é estimada a partir da equação (4.74). E por fim calcula-se a perda de carga total no casco $\Delta P_{casco} = (N_b + 1)\Delta P_{AB}$.

As frações de cada corrente são calculadas conforme abaixo.

- Corrente C+F:

$$F_b = \left(\frac{n_p}{n_a}\right)^{\frac{1}{2}} \left[1 + \left(\frac{n_b}{n_c}\right)^{\frac{1}{2}}\right]^{-1} \tag{4.86}$$

- Corrente E:

$$F_s = \left(\frac{n_p}{n_s}\right)^{\frac{1}{2}} \tag{4.87}$$

- Corrente A:

$$F_t = \left(\frac{n_p}{n_t}\right)^{\frac{1}{2}} \tag{4.88}$$

4.11.2 – O resultado do cálculo da perda de carga no casco através do método da corrente

A perda de carga total do casco através do método das correntes foi calculada em:

$$\Delta P_{casco} = 21{,}31[KPa]$$

4.12 - Otimização da perda de carga do casco

Como já mencionado, deve-se projetar o trocador de modo que a perda de carga seja mais próxima possível da permitida, para aperfeiçoar as trocas térmicas.

Como a perda de carga máxima permitida para o casco é de $68{,}65\ [KPa]$ e a perda de carga no casco calculada no casco pelo método de Bell-Delaware (BELL, 1963) foi $63{,}74\ [KPa]$, conclui-se que foi utilizada aproximadamente 92,85% da perda de carga máxima.

Porém a perda de carga no casco calculada pelo método de Willis e Johnson (1984) vale $21{,}31\ [KPa]$, ou seja, utilização de 31%. Como visto nos cálculos acima, vale ressaltar que este método não contempla as perdas de carga na entrada e saída do casco, porém este fato não explica a diferença entre as perdas de carga do casco entre os dois métodos.

Mas os resultados dos métodos são adequados para o projeto, conservadores e a favor da segurança, porque caso o método de Bell-Delaware seja o mais próximo da realidade, então o projeto estará adequado diretamente, e ainda, caso o método de Willis e Johnson com sua utilização de 31%, este pode ser corrigido aumentando a vazão no casco, com a garantia de que eventuais problemas com vazões excessivas podem ser corrigidas com by-pass na tentativa de aperfeiçoamento de perda de carga.

4.13 - Perda de carga nos tubos

A perda de carga nos tubos foi calculada da seguinte forma:

$$\Delta P_t = \frac{Nump\left(\frac{f\ L}{D_{it}} + K\right)\rho_{agua} V_t}{2}\varphi_t \tag{4.89}$$

As variáveis $Nump, D_{it}, L, \rho_{agua}\ e\ \varphi_t$ já foram demonstradas anteriormente. O valor de K é 2 considerado na entrada e na saída do casco. A variável f é o fato de atrito, neste caso turbulento e calculado pela fórmula de Colebrook (1938):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left(\frac{\frac{e}{D_{it}}}{3{,}7} + \frac{2{,}51}{Re_{agua}\sqrt{f}}\right) \tag{4.90}$$

Onde, e é a rugosidade interna dos tubos. De acordo com a tabela de graus de rugosidade (TELLES e BARROS, 1998), o grau de viscosidade de tubos de aços carbono com $D_{ot} = 12{,}7$ vale $e = 0{,}02mm$.

O número de Reynolds da água Re_{agua}, já explicado anteriormente. Para obter o valor de f é necessário fazer um processo iterativo utilizando a equação (4.90) que cessa quando este valor não varia significativamente. Este processo deve ser iniciado com um valor de f_0 determinado por Swamme e Jain (1976). O valor de f_0 é definido abaixo:

$$f_0 = 0{,}25\left[\log\left(\frac{\frac{e}{D_{it}}}{3{,}7} + \frac{5{,}74}{Re_{agua}^{0{,}9}}\right)\right]^{-2} \tag{4.91}$$

Para o cálculo da velocidade da água nos tubos V_t faz-se:

$$V_t = \frac{4}{\pi}\left(\frac{Nump\ \dot{m}_{agua}}{\rho_{agua} N_{tt} D_{It}^2}\right) \tag{4.92}$$

Por fim, a perda de carga nos tubos calculada foi:

$$\Delta P_t = 67{,}71[KPa]$$

4.14 - Otimização da perda de carga nos tubos

Do mesmo modo que a perda de carga no casco deve ser maximizada considerando o limitante superior de projeto, esta metodologia se repete para os tubos a fim de aperfeiçoar o coeficiente de transferência de calor neles. A perda de carga máxima permitida para os tubos também é de $68{,}65$ $[KPa]$ e a perda de carga calculada nos tubos foi $67{,}71$ $[KPa]$, conclui-se que foi utilizada aproximadamente $98{,}63\%$ da perda de carga máxima.

5 - O projeto mecânico

Conforme mencionado no início do documento, os trocadores de calor são equipamentos de grande utilização nas refinarias, indústrias petroquímicas e em processos farmacêuticos. Além da importância econômica envolvida nos processos, estes equipamentos trabalham geralmente com fluidos em elevadas temperaturas assim como com altas vazões mássicas.

Considerando todos esses fatos, os trocadores devem ser projetados contra falhas mantendo a segurança tanto dos operadores e também garantindo a confiabilidade operacional da planta.

As falhas em trocadores são causadas principalmente por:

- Deformação elástica excessiva, incluindo instabilidade elástica;
- Deformação plástica excessiva, incluindo instabilidade plástica;
- Altas tensões localizadas;
- Fluência a alta temperatura;
- Fratura frágil a baixa temperatura;
- Fadiga;
- Corrosão.

A prática mais comum, mundialmente utilizada, é normalizar todos estes tipos de projetos para evitar erros inesperados. As normas estabelecem regras de projeto e uma série de recomendações para diversos tipos de peças e acessórios. Além de uniformizar, facilitar fabricação e inspeções, as normas ajudam a melhor a intercambialidade de equipamentos.

O projeto mecânico também leva em consideração:

1. As recomendações da norma TEMA, que dizem respeito ao trocador que será projetado, este será um trocador AES horizontal, e de acordo com RCB-1.11 desta norma, será considera um trocador de classe “R” para serviços severos com temperaturas elevadas.
2. Metodologias e formulações de projeto da *ASME Section VIII, Division 1 – Rules for Construction of Pressure Vessels* (2010). Esta é amplamente utilizada no Brasil, e leva em consideração o dimensionamento dos componentes principais como, casco, tampos, reduções, flanges, bocais e reforços, sendo eles submetidos a pressões internas e externas. Esta norma não estabelece métodos de avaliação de

cargas de vento, sísmicas, peso próprio e dos fluidos, tensões concentradas nos suportes ou em bocais, carregamento cíclico devido a variações de pressão e temperatura. A divisão 1 da norma ASME é limitada a pressão interna máxima de $20625\ KPa$ e mínima de $103\ KPa$, assim como a pressão externa de $103\ KPa$. Neste projeto, o trocador está submetido à pressões internas de $676{,}66\ KPa$, e a pressão atmosférica externamente, determinando ser adequado para o caso. A norma usa a teoria de "máxima tensão de ruptura" para estabelecimento da tensão de comparação usado na aplicação do coeficiente de segurança.

Durante este capítulo 5, serão apresentados esboços das peças especificadas com finalidade ilustrativa. Não foram feitos desenhos técnicos por não fazer parte do objetivo desta monografia.

5.1 - Condições do projeto mecânico

Abaixo seguem as tabelas com algumas condições iniciais que foram consideradas para os cálculos e especificações mecânicas, tanto para o casco quando para os tubos. Estes valores foram obtidos na folha de dados.

Tabela 5 - Condições de projeto mecânico para o casco

Condições de projeto mecânico para o lado do casco			
Condição	Símbolo	Valor	Unidade
Temperatura de projeto	T_{proj}	173	$[ºC]$
Pressão manométrica de projeto	P_{proj}	853	$[KPa]$
Diâmetro das linhas	D_{linha}	6 (152)	$[in]$ (mm)
Limpeza mecânica	Sim		

Tabela 6 - Condições de projeto mecânico para os tubos

Condições de projeto mecânico para o lado dos tubos			
Condição	Símbolo	Valor	Unidade
Temperatura de projeto	t_{proj}	73	$[ºC]$
Pressão manométrica de projeto	p_{proj}	686	$[KPa]$
Diâmetro das linhas	D_{linha}	6 (152)	$[in]$ (mm)
Limpeza mecânica	Não		

5.2 - Lista de identificadores para subscrito dos componentes

Tabela 7 – Identificadores dos componentes mecânicos

Componente	Subscrito
Bocal de entrada no cabeçote estacionário	BT1
Bocal de entrada no casco	BC1
Bocal de saída do cabeçote estacionário	BT2
Bocal de saída do casco	BC2
Cabeçote estacionário	CE
Cabeçote posterior	CP
Casco	C
Chicanas	CH
Dreno	D
Espelho estacionário	EE
Espelho flutuante	EF
Placas divisoras	PD
Respiro	R
Suportes	S
Tampo do cabeçote estacionário	TA
Tampo do cabeçote flutuante	TCF
Tampo do casco	TCP
Tubos	TB

5.3 - Materiais

Dentro de uma longa faixa de temperatura, que vai de $-250\ ºC$ até $1100\ ºC$, os materiais utilizados em trocadores de calor são aços carbono, aços-liga e aços inoxidáveis. A seleção destes materiais tem extrema importância num projeto mecânico, pois suas propriedades mecânicas como, tensões de escoamento e de ruptura, taxa de corrosão anual, PH, fluência, rigidez, soldabilidade, irão determinar e influenciar nos cálculos de espessura, método de soldagem, fabricação e etc.

A seção II parte D da ASME (2010) é amplamente utilizada no Brasil, sendo assim todas as especificações de materiais serão feitas com base nesta.

5.3.1 - Especificação do material dos tubos

Para tubos de alta qualidade e sem costura, especificam-se tubos de alta qualidade tipo ASME SA106-B (TELLES, 2012). Onde o grau "B" é escolhido por possuir maior resistência mecânica. Indica um teor de carbono de 0,3%. O grau C é raramente empregado no Brasil e não é fabricado comumente.

Abaixo segue a tabela com as propriedades do aço-carbono SA-106 B.

Tabela 8 – SA-106 B

Tensão mínima de ruptura – S_u $[MPa]$	Tensão mínima de escoamento – $S_y[MPa]$	Tensão máxima admissível – S $[MPa]$	Temperatura máxima de aplicação em ºC
415	240	118	538

OBS: Tensão máxima admissível avaliada na temperatura de projeto t_{proj}.

5.3.2 - Especificação do material das chapas

As chapas grossas de um trocador de calor que trabalha com temperaturas elevadas têm como recomendação serem feitas de aços-carbono com especificação ASME SA-515 com grades 55, 60, 65 ou 70 (TELLES, 2003). Para este projeto foi especificado o material SA-515 grade 60 (Gr 60). Abaixo segue a tabela com as propriedades do aço-carbono SA-515 Gr 60.

Tabela 9 – SA-515 Grade 60

Tensão mínima de ruptura – S_u $[MPa]$	Tensão mínima de escoamento – $S_y[MPa]$	Tensão máxima admissível – S $[MPa]$	Temperatura máxima de aplicação em ºC
415	220	118	538

OBS: Tensão máxima admissível avaliada na temperatura de projeto T_{proj}.

5.3.3 - Especificação do material das pecas forjadas

As pecas forjadas englobam todos os tampos, flanges e similares. Todas essas peças forjadas têm recomendação para serem feita de aço-carbono ASME SA-105 (TELLES, 2003).

Abaixo segue a tabela com as propriedades do aço-carbono SA-105.

Tabela 10 – SA-105

Tensão mínima de ruptura – S_u $[MPa]$	Tensão mínima de escoamento – $S_y[MPa]$	Tensão máxima admissível – S $[MPa]$	Temperatura máxima de aplicação em ºC
485	250	138	538

OBS: Tensão máxima admissível avaliada na temperatura de projeto T_{proj}.

5.3.4 - Especificação do material dos parafusos e porcas

Para temperaturas de serviço até 480ºC, utilizam-se estojos de aço-liga ASME SA-193 Gr B7 (TELLES, 2012).

Abaixo segue a tabela com as propriedades do aço-carbono SA-193 Gr B7.

Tabela 11 – SA-193 Grade B7

Tensão mínima de ruptura – S_u $[MPa]$	Tensão mínima de escoamento – $S_y[MPa]$	Tensão máxima admissível – S $[MPa]$	Temperatura máxima de aplicação em ºC
690	515	130	480

OBS: Tensão máxima admissível avaliada na temperatura de projeto T_{proj}.

5.4 - Cabeçote anterior (estacionário) - CE

5.4.1 - Espessura e comprimento do cabeçote anterior

O comprimento do cabeçote deve ser grande o suficiente para comportar os bocais de 6 (152) in (mm). Considerando então um comprimento de chapa padronizado de 12 (304) in (mm). Logo,

$$L_{CE} = 12\ (304)\ in\ (mm) \tag{5.1}$$

De acordo com a parte UG-27 (c)(1) da ASME (2010):

$$t_{CE} = \frac{P_{proj}(\frac{D_s}{2})}{SE - 0{,}6P_{proj}} \cong 2{,}3\ mm \tag{5.2}$$

Onde S é a tensão máxima admissível do SA-515 Gr 60 e a eficiência de solda igual a 1.

Porém, de acordo com a tabela R-3.13 (TEMA, 2007) para casco com 620mm de diâmetro interno, recomenda-se uma espessura mínima de $9{,}5mm$. Sendo assim, até o momento:

$$t_{CE} = 9{,}5\ [mm] \tag{5.3}$$

E, por conseguinte, o diâmetro externo do cabeçote é:

$$Dext_{CE} = 620 + 2t_{CE} = 639{,}0mm \tag{5.4}$$

Mas de acordo com as dimensões padronizadas das normas internacionais (ASME, ANSI, API), o diâmetro externo imediatamente superior é de 26 (660) in (mm). Logo,

$$Dext_{CE} = 660{,}0\ mm \tag{5.5}$$

E por fim,

$$t_{CE} = 20{,}0\ mm \tag{5.6}$$

As figuras 18 e 19 a seguir, ilustram a chapa com suas dimensões e a vista isométrica do cabeçote.

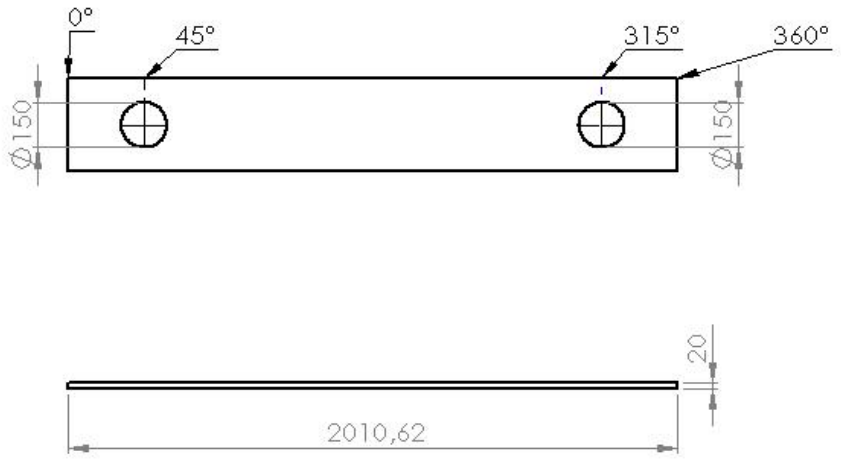


Figura 18 – CE (chapa)

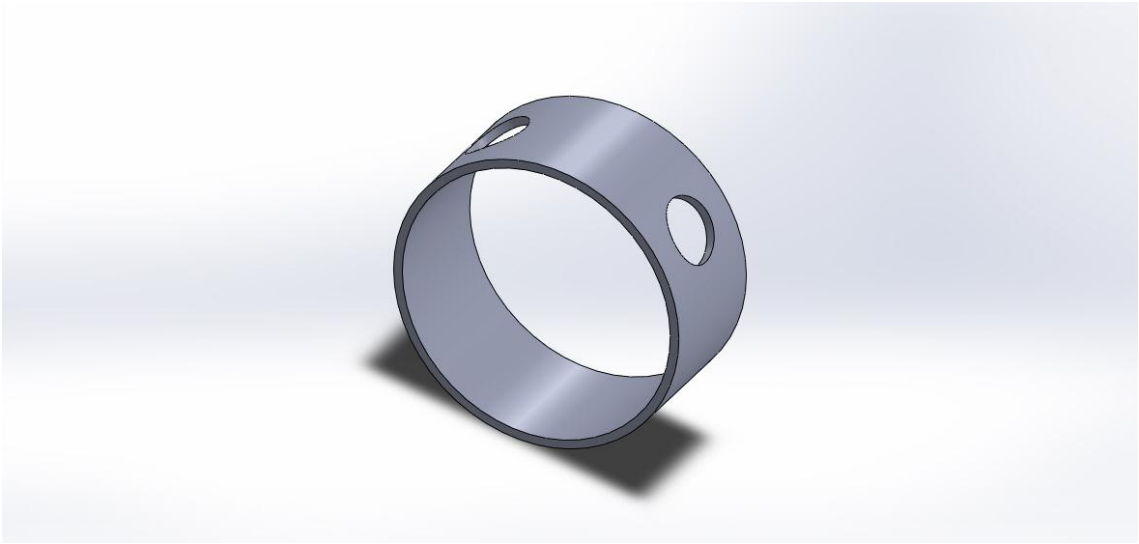


Figura 19 - CE

5.4.2 - Bocais de entrada e saída nos tubos - BT1 e BT2

- Material: SA-106B.
- Orientação: 45º entrada – 315º saída
- Diâmetro interno: 6’’
- Espessura de corrosão interna: $C = 1{,}6\ mm$
- Designação da espessura - SCH (TELLES, 2012):

$$SCH = \frac{1000 p_{proj}}{S} = 5{,}82 \rightarrow SCH\ 10 \rightarrow t = 3{,}4mm \qquad (5.7)$$

- Designação da espessura – UG.27(c)(1) (ASME, 2010):

$$t = \frac{p_{proj}\left(\frac{D_{linha}}{2}\right)}{SE - 0{,}6p_{proj}} + C \cong 2{,}0\ mm \tag{5.8}$$

- A fim de manter um diâmetro interno próximo de $150mm$ $(6\ in)$, especifica-se SCH 40. Logo,

$$D_{BT1} = D_{BT2} = 150{,}0[mm] \tag{5.9}$$

E,

$$t_{BT1} = t_{BT2} = 7{,}1[mm] \tag{5.10}$$

Onde, $D_{BT1}\ e\ D_{BT2}$ são os diâmetros internos projetados para os bocais de entrada e saída do cabeçote estacionário.

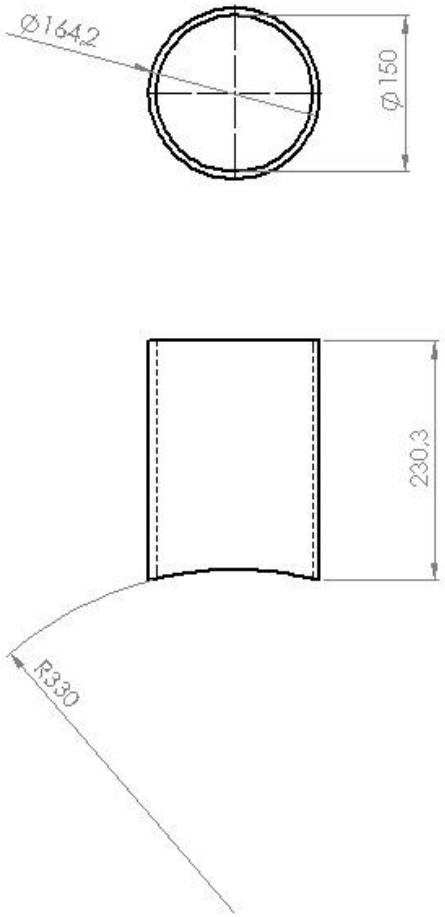


Figura 20 – BT1 e BT2

OBS: A altura dos bocais - a determinar pelo projeto de tubulação.

5.4.3 - Flanges de entrada e saída nos tubos (entrada e saída de água)

- Dados de entrada: p_{proj} e t_{proj}.
- De acordo com os dados de entrada, a classe de pressão do flange é #150 (apud, TELLES e BARROS, 1998).
- Tipo do flange: De pescoço – Tipo mais utilizado em tubulações industriais para quaisquer pressões e temperaturas. É o tipo mais resistente de todos os flanges não integrais, além de ter melhor transmissão de esforços do flange para os tubos e melhor aperto, reduzindo tensões residuais locais (TELLES e BARROS, 2004).
- O material é SA-105 para materiais forjados como já informado.
- Dimensões normalizadas (ANSI B.16.5):
    - $DI = 6\,pol$
    - $A = 280{,}0\,mm$
    - $B = 23{,}5\,mm$
    - $C = 216{,}0\,mm$
    - $D = 241{,}5\,mm$
    - $E = 40{,}0\,mm$
    - $F = 89{,}0\,mm$
    - $H = 40{,}0\,mm$
    - Parafusos:
        - $Quantidade = 8$
        - $Diâmetro = 22\,mm\ \left(\frac{7}{8}in\right)$
        - Material: SA-193 B7

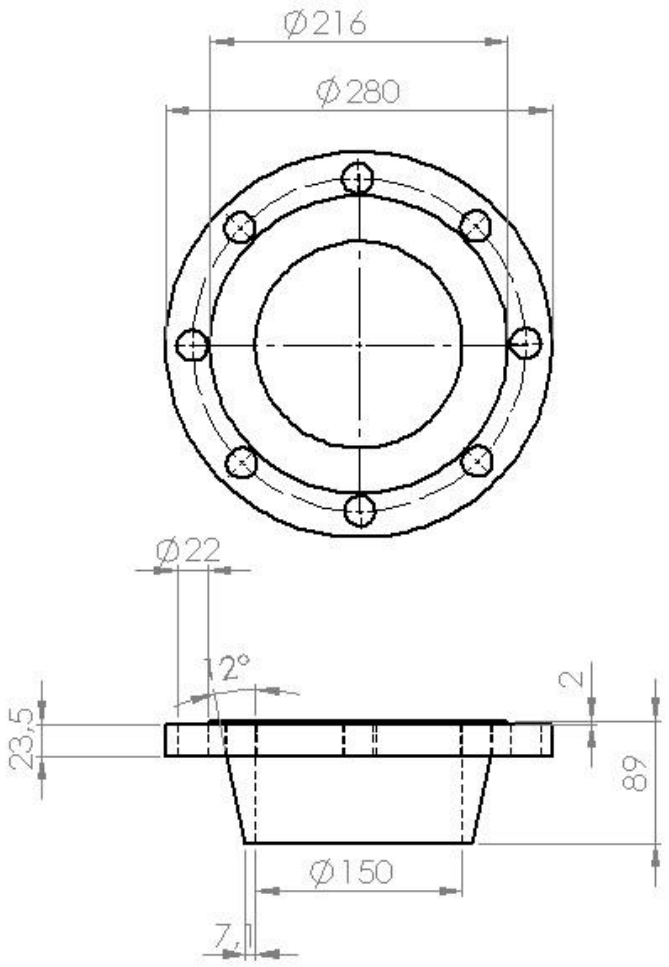


Figura 21 – Flange dos bocais BT1 e BT2

5.4.4 - Flanges anterior e posterior do cabeçote estacionário

- Dados de entrada: P_{proj} e T_{proj}.
- De acordo com os dados de entrada, a classe de pressão do flange é #150 (TELLES e BARROS, 1998).
- Tipo do flange: Flange de pescoço - Para flanges de grande diâmetro, as normas MSS-SP 44 e a API-605 são as mais importantes. Essas normas só incluem flanges de pescoço, sendo este, o tipo de flange escolhido (TELLES e BARROS, 1998).
- O material é SA-105 para materiais forjados como já informado.
- Dimensões normalizadas (MSS-SP 44, 1996):

    - $A = 870{,}0mm$
    - $B = 68{,}0mm$

- $C = 749{,}0\ mm$
- $D = 806{,}0\ mm$
- $E = 121{,}0\ mm$
- $F = 121{,}0\ mm$
- Parafusos:
  - $Quantidade = 24$
  - $Diâmetro = 1\frac{1}{4}\ pol.$
  - Material: SA-193 B7

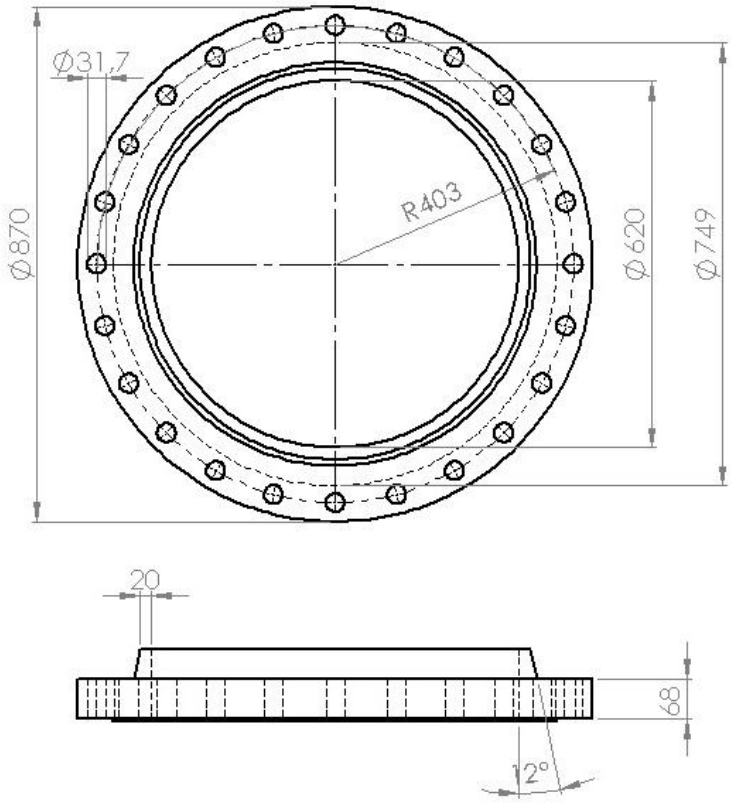


Figura 22 – Flange do cabeçote estacionário

5.5 - Tampo do cabeçote anterior - TA

- Material: SA-515 Gr 60
- Em casos onde o tampo, cabeçote ou flanges planos são fixados com parafusos, a espessura de projeto do tampo é calculada (avaliada a uma temperatura de 73ºC) de acordo com UG-34(c)(2) (ASME, 2010):

$$t = Dext_{CE}\sqrt{\frac{Cp_{proj}}{SE}} \cong 27{,}6mm \tag{5.11}$$

Onde, $E = 1 \equiv$ Eficiência de solda, S é a tensão admissível do material do tampo avaliada na temperatura de projeto ($118MPa$) e C fator adimensional que depende da construção do tampo, e vale $C = 0{,}3$.

Logo a espessura nominal do tampo vale:

$$t_{TA} = 30{,}0\ mm \tag{5.12}$$

- Os furos e espaçamentos para os parafusos no tampo TA, por compatibilidade e montagem, seguem as mesmas dimensões do flange anterior do cabeçote estacionário, ou seja:
  - Diâmetro externo $A = 870mm$
  - Circulo médio dos furos para os parafusos $D = 806mm$
  - Parafusos:
    - $Quantidade = 24$
    - $Diâmetro = 1\frac{1}{4}\ pol.$
    - Material: SA-193 B7

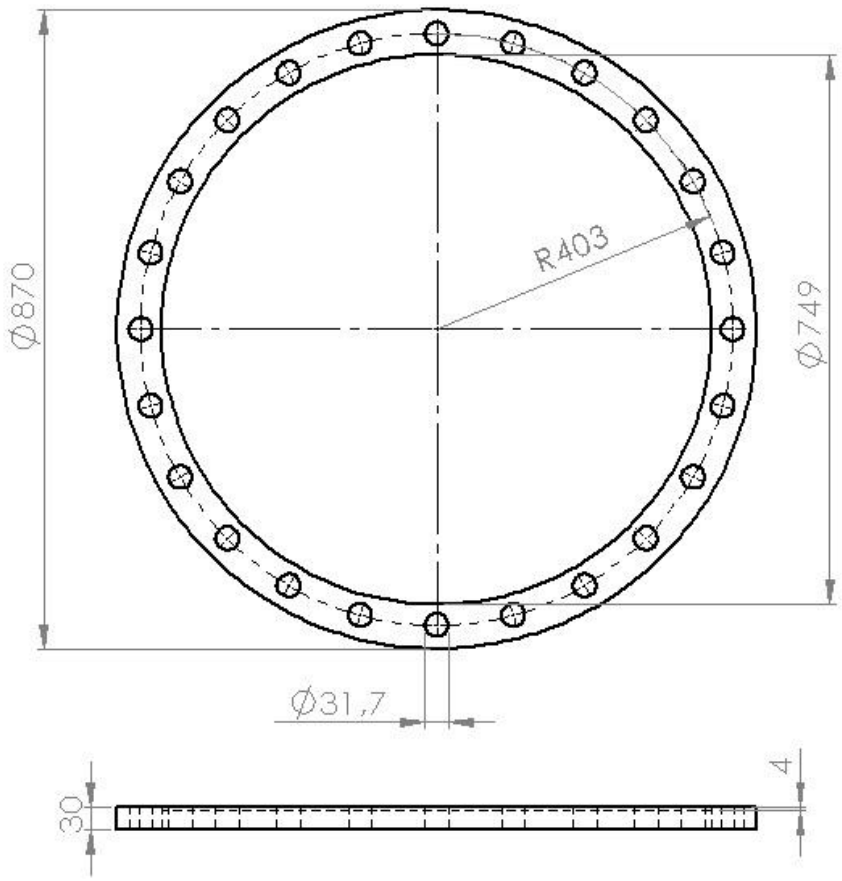


Figura 23 – TA

5.6 - Espelho estacionário – EE

- Tipo: Ambos os lados com gaxeta – entre os flanges de CE e de C.
- Material: SA-515 Gr 60 de acordo com a recomendação do item 5.3.2.
- Espessura:
    - De acordo com o parágrafo R-7.11 da TEMA, a espessura não pode ser menor que $19{,}1mm$ em nenhum caso.
    - De acordo com a seção A.131 do apêndice da norma TEMA:

$$t_{EE} = \frac{FG}{3}\sqrt{\frac{P}{\eta S}} + 2C \cong 27{,}6\ mm \tag{5.13}$$

Onde, $F = 1\ e\ G = D_s$, são fatores que dependem da construção do trocador. $P = P_{proj}$, $C = 1{,}6mm$ é a espessura de corrosão (nos espelhos são consideradas em

ambos os lados), S é a tensão admissível do material do espelho EE na temperaturaT_{proj} e,

$$\eta = 1 - \frac{0{,}907}{\left(\frac{L_{tp}}{D_{ot}}\right)^2} \cong 0{,}52 \tag{5.14}$$

A próxima espessura comercial é de $30mm$.

Logo,

$$t_{EE} = 30{,}0\ mm \tag{5.15}$$

- Diâmetro do espelho estacionário deve ser igual à dimensão C do flange do cabeçote estacionário.

$$D_{EE} = 749{,}0\ mm \tag{5.16}$$

- De acordo com a tabela RCB-7.21M (TEMA, 2007), os furos para os tubos no espelho deve ser:

$$D_{furo,EE} = 13{,}0mm \tag{5.17}$$

5.7 - Espelho flutuante – EF

Este componente possui tipo, material, espessura e diâmetro de furo para os tubos, iguais ao do EE. Porém o diâmetro externo deve ser igual à dimensão C do flange de TCF. Ou seja,

$$D_{EF} = 584{,}0\ mm \tag{5.18}$$

5.8 - Casco - C

5.8.1 - Espessura e comprimento do casco

- De acordo com a parte UG-27 (c)(1) (ASME,2010):

$$t_C = \frac{P_{proj}(\frac{D_s}{2})}{SE - 0{,}6P_{proj}} \cong 2{,}3\ mm \tag{5.19}$$

Onde S é a tensão máxima admissível do SA-515 Gr 60 e a eficiência de solda E igual a 1. Porém, de acordo com a tabela R-3.13 (TEMA, 2007) para casco com 620mm de diâmetro interno, recomenda-se uma espessura mínima de $9{,}5mm$.

Logo,

$$t_C = 9{,}5\ [mm] \tag{5.20}$$

E, por conseguinte, o diâmetro externo do casco é:

$$Dext_C = 620 + 2t_C = 639{,}0\ mm \tag{5.21}$$

- Mas de acordo com as dimensões padronizadas das normas internacionais (ASME, ANSI, API), o diâmetro externo imediatamente superior é de 26 (660) in (mm). Logo,

$$Dext_C = 660{,}0\ mm \tag{5.22}$$

E por fim,

$$t_C = 20{,}0\ mm \tag{5.23}$$

- Por análise geométrica da figura 5, pra comportar os tubos, espelho e flanges, é possível estimar o comprimento da chapa a ser calandrada do casco é:

$$L_c = L - t_{EE} - E1 - E2 - f - t_{AB} - t_{EF} = 3289{,}0\ mm \tag{5.24}$$

Onde, L_c é o comprimento da chapa do casco, L é o comprimento dos tubos, t_{EE} é a espessura do espelho estacionário, $E1\ e\ E2$ são as dimensões de pescoço dos flanges anterior e posterior do casco, respectivamente; f é a folga para dilatação térmica dos tubos, t_{AB} é a espessura do anel bipartido e t_{EF} é a espessura do espelho flutuante.

A espessura do anel bipartido será considerada a mesma espessura do flange de TCF, e a folga (f) mínima será estimada pela dilatação térmica dos tubos conforme abaixo:

$$f_{min} = L\alpha(T_{proj} - t_{proj}) \cong 4{,}5mm \tag{5.25}$$

Onde α é o coeficiente de dilatação térmica encontrada na tabela TE-1 (ASME, 2010).

Como a folga mínima vale 4,5mm, foi utilizado uma folga maior por segurança:

$$f = 12{,}0\ mm \tag{5.26}$$

5.8.2 - Bocais de entrada e saída do casco - BC1 e BC2

- Material: SA-106B.
- Orientação: 0º entrada – 180º saída
- Diâmetro interno: 6’’
- Espessura de corrosão interna: $C = 1{,}6\ mm$
- Designação da espessura – SCH (TELLES, 2012):

$$SCH = \frac{1000P_{proj}}{S} = 7{,}23 \rightarrow SCH\ 10 \rightarrow t = 3{,}4mm \tag{5.27}$$

- Designação da espessura - UG.27(c)(1) (ASME, 2010):

$$t = \frac{P_{proj}\left(\frac{D_{linha}}{2}\right)}{SE - 0{,}6P_{proj}} + C \cong 2{,}1mm \tag{5.28}$$

- A fim de manter um diâmetro interno próximo de $150mm$, especifica-se SCH 40. Logo,

$$D_{BC1} = D_{BC2} = 150{,}0\ [mm] \tag{5.29}$$

$$t_{BC1} = t_{BC2} = 7{,}1[mm] \tag{5.30}$$

Onde, $D_{BC1}\ e\ D_{BC2}$ são os diâmetros internos projetados para os bocais de entrada e saída do casco.

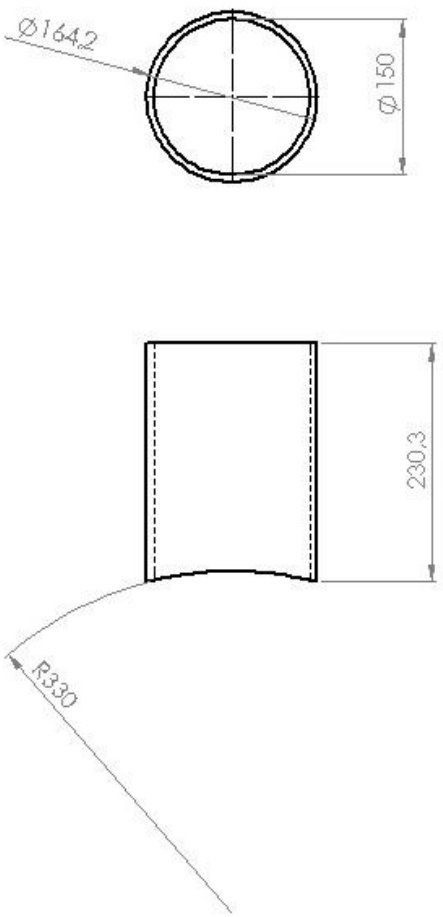


Figura 24 - BC1 e BC2

Obs: As alturas dos bocais devem ser determinar pelo projeto de tubulação.

5.8.3 - Flanges dos bocais do casco (entrada e saída do óleo)

- Dados de entrada: P_{proj} e T_{proj}.
- De acordo com os dados de entrada, a classe de pressão do flange é #150 (TELLES e BARROS, 1998).
- Tipo do flange: De pescoço – Tipo mais utilizado em tubulações industriais para quaisquer pressões e temperaturas. É o tipo mais resistente de todos os flanges não integrais, além de ter melhor transmissão de esforços do flange para os tubos e melhor aperto, reduzindo tensões residuais locais (TELLES e BARROS, 2004).
- O material é SA-105 para materiais forjados como já informado.
- Dimensões normalizadas (ANSI B.16.5):
    - $DI = 6\,pol$

- $A = 280{,}0\ mm$
- $B = 23{,}5\ mm$
- $C = 216\ mm$
- $D = 241{,}5\ mm$
- $E = 40{,}0\ mm$
- $F = 89{,}0\ mm$
- $H = 40{,}0\ mm$
- Parafusos:
  - $Quantidade = 8$
  - $Diâmetro = 22\ mm$
  - Material: SA-193 B7

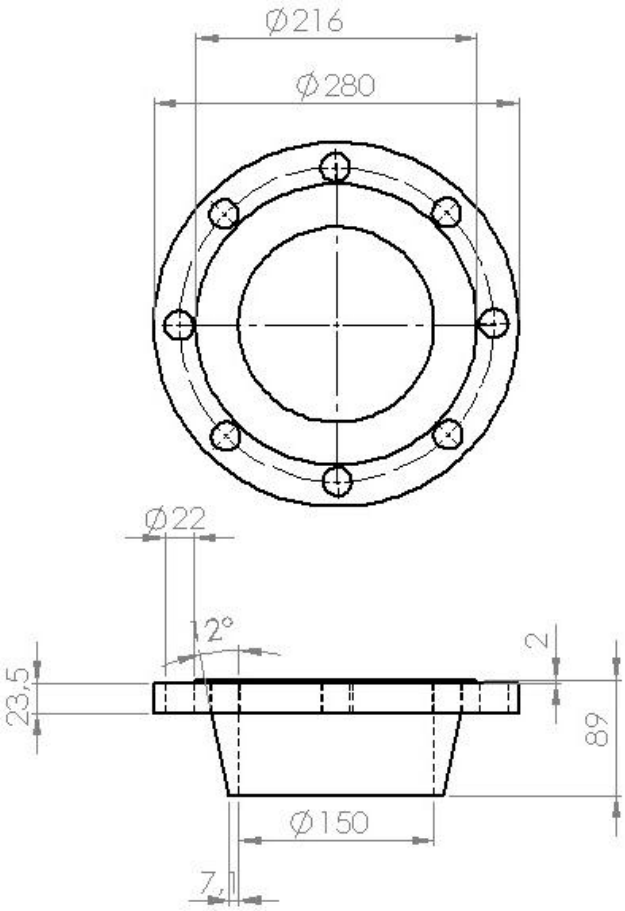


Figura 25 – Flange de BC1 e BC2

5.8.4 - Flanges anterior e posterior do casco

➢ FLANGE ANTERIOR:

- Dados de entrada: P_{proj} e T_{proj}.

- De acordo com os dados de entrada, a classe de pressão do flange é #150 (TELLES e BARROS, 1998).
- Tipo do flange: Flange de pescoço - Para flanges de grande diâmetro, as normas MSS-SP 44 e a API-605 são as mais importantes. Essas normas só incluem flanges de pescoço, sendo este, o tipo de flange escolhido (TELLES e BARROS, 1998).
- O material é SA-105 para materiais forjados como já informado.
- Dimensões normalizadas (MSS-SP 44, 1996):
    - $A = 870{,}0\ mm$
    - $B = 68{,}0\ mm$
    - $C = 749{,}0\ mm$
    - $D = 806{,}0\ mm$
    - $E = 121{,}0\ mm$
    - $F = 121{,}0\ mm$
    - Parafusos:
        - $Quantidade = 24$
        - $Diâmetro = 1\frac{1}{4}\ pol$
        - Material: SA-193 B7

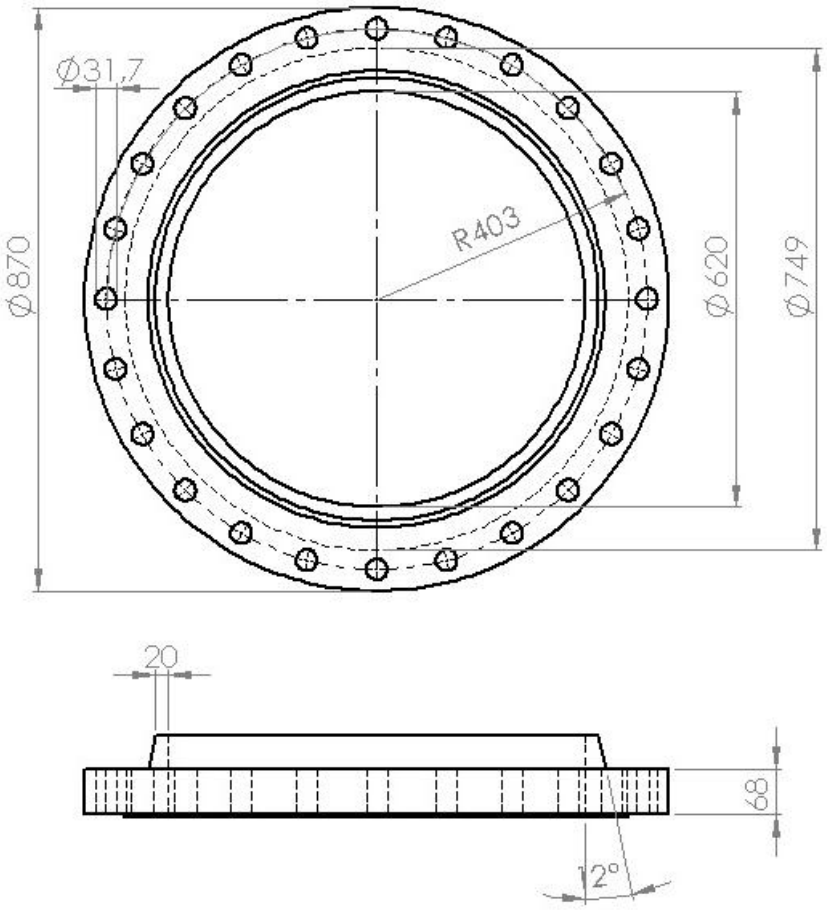


Figura 26 - Flange anterior de C

➢ FLANGE POSTERIOR

Este flange não é padronizado, pois precisa ter seu *Bolt Circle* maior por questões de montagem e compatibilidade com o tampo do casco (TCP), e ao mesmo tempo diâmetro interno compatível com o casco (C).

- Dados de entrada: P_{proj} e T_{proj}.
- De acordo com os dados de entrada, a classe de pressão do flange é #150 (TELLES e BARROS, 1998).
- Tipo do flange: Flange de pescoço - O material é SA-105 para materiais forjados como já informado.
- Dimensões:
    - $A = 927{,}0\ mm$
    - $B = 71{,}0\ mm$

- $C = 800{,}0\ mm$
- $D = 864{,}0\ mm$
- $E = 135{,}0\ mm$
- $F = 135{,}0\ mm$
- Parafusos:
  - $Quantidade = 28$
  - $Diâmetro = 1\frac{1}{4}\ pol$
  - Material: SA-193 B7

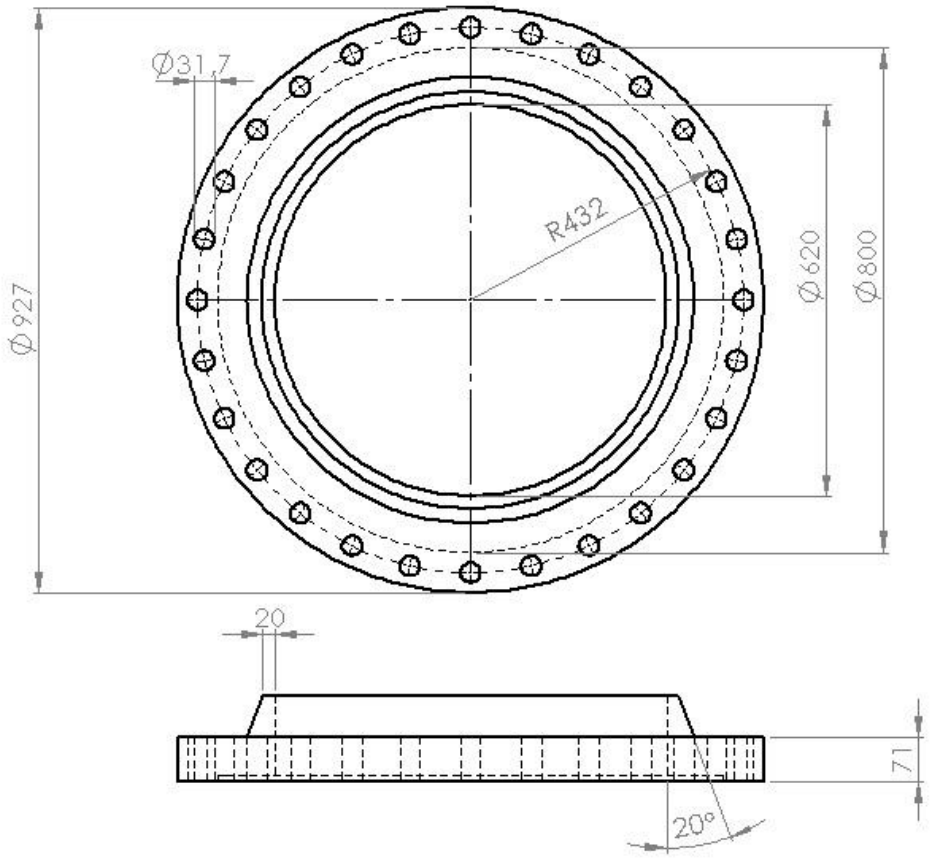


Figura 27 - Flange posterior do casco (C)

5.9 - Suportes – S

- Material: SA-515 Gr 60
- Tipo: Sela - Existem vários tipos de suportes para trocadores de calor horizontal, entretanto, o mais comum neste tipo de aplicação é o suporte tipo sela.
- Geometria: De acordo com Singh e Soler (1984) recomenda-se que um casco com 635 (25) mm (in) tenha seu suporte sela com as seguintes dimensões:

Tabela 12 – Dimensões dos suportes

Símbolo	Valor	Unidade
tb	5/8 (15,8)	$in\ (mm)$
tr	7/16 (11,1)	$in\ (mm)$
tg	3/8 (9,5)	$in\ (mm)$
tw	¼ (6,3)	$in\ (mm)$
Wt	23 (584,2)	$in\ (mm)$
Wl	6 (152,4)	$in\ (mm)$
θ	120	°

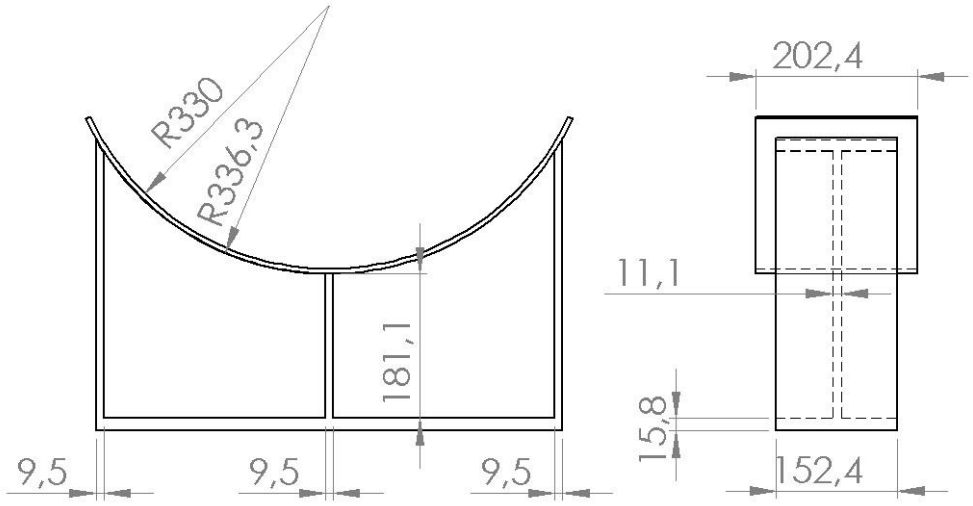


Figura 28 – Suporte

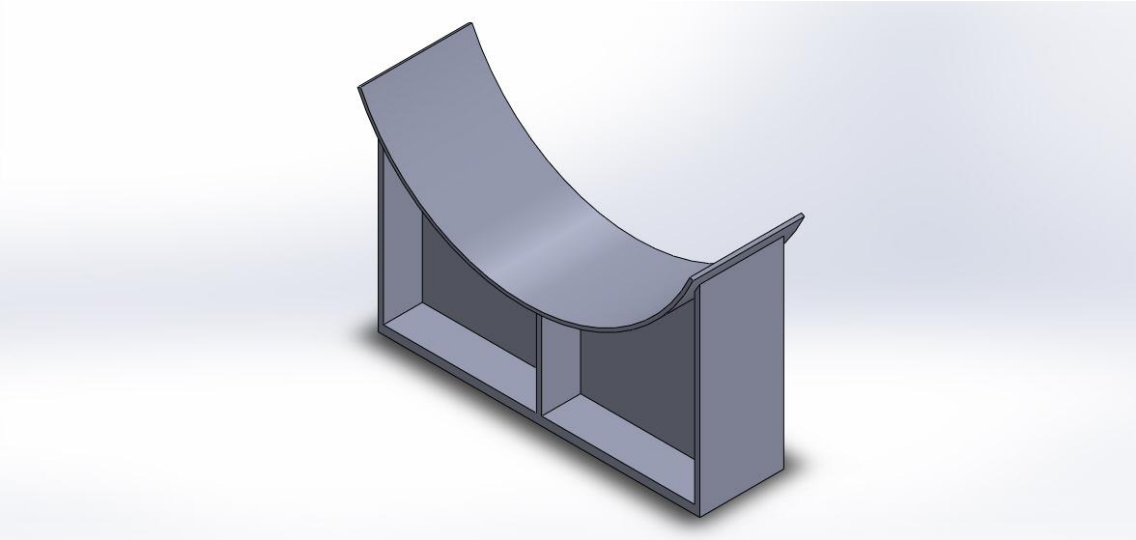


Figura 29 – Suporte – Vista isométrica

5.10 - Cabeçote posterior - CP

5.10.1 - Tampo do casco (torisférico) – TCP

- Material: SA-105
- Geometria especificada:

Tabela 13 – Dimensões do tampo torisférico

Dimensão	Símbolo	Valor	Unidade
Diâmetro interno do tampo torisférico	D	711,2	mm
Raio esférico interno	L	600,0	mm
Ângulo de junta interna	r	100,0	mm

- De acordo com ASME UG.32(e)(2):

$$t_{TCP} = \frac{0{,}885 P_{proj} L}{SE - 0{,}1 P_{proj}} \cong 3{,}85 \quad mm \tag{5.31}$$

Onde S é a tensão máxima admissível do material do tampo avaliada em T_{proj}.

- De acordo com o anexo 1-4(d)(3) da ASME:

$$t_{TCP} = \frac{P_{proj}LM}{2SE - 0{,}2P_{proj}} \cong 2{,}96 \quad mm \tag{5.32}$$

Onde,

$$M = \frac{1}{4}\left(3 + \sqrt{\frac{L}{r}}\right) \cong 1{,}36 \tag{5.33}$$

- De acordo com a TEMA seção 5 item R-9.11, a espessura desses tampos, não devem ser menores de 9,5mm de acordo com a tabela R-3.13. Logo,

$$t_{TCP} = 9{,}5\ mm$$

Este valor está adequado porque é maior do que as espessuras requeridas pelas equações (5.32) e (5.31) somadas com as espessuras de corrosão de 1,6mm.

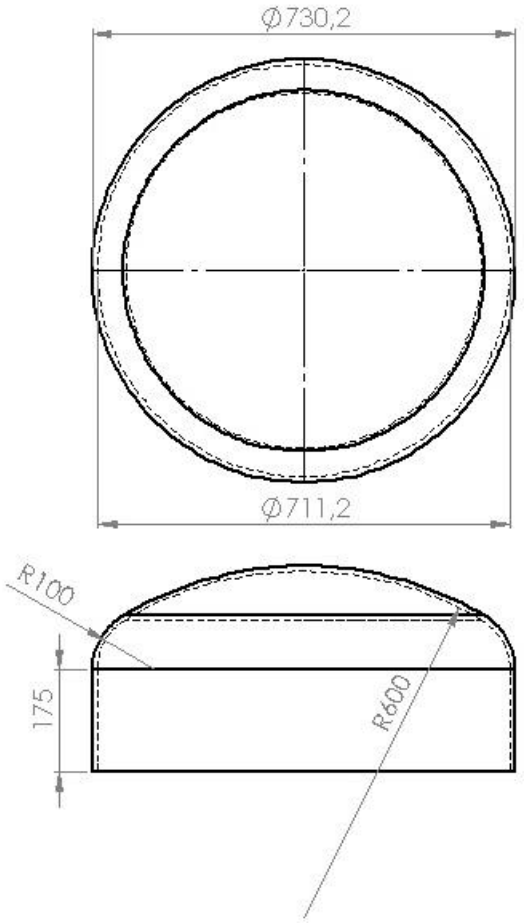


Figura 30 - Tampo de TCP

5.10.2 - Flange do tampo do casco

- Dados de entrada: P_{proj} e T_{proj}.
- De acordo com os dados de entrada, a classe de pressão do flange é #150 (TELLES e BARROS, 1998).
- Flange de pescoço - Para flanges de grande diâmetro, as normas MSS-SP 44 e a API-605 são as mais importantes. Essas normas só incluem flanges de pescoço, sendo este, o tipo de flange escolhido (TELLES e BARROS, 1998).
- O material é SA-105 para materiais forjados como já informado.
- Dimensões normalizadas (MSS-SP 44, 1996):
    - $DI = 28\ in$
    - $A = 927{,}0\ mm$
    - $B = 71{,}0\ mm$
    - $C = 800{,}0\ mm$
    - $D = 864{,}0\ mm$
    - $E = 125{,}0\ mm$
    - $F = 125{,}0\ mm$
    - Parafusos:
        - $Quantidade = 28$
        - $Diâmetro = 1\frac{1}{4}\ pol$
        - Material: SA-193 B7

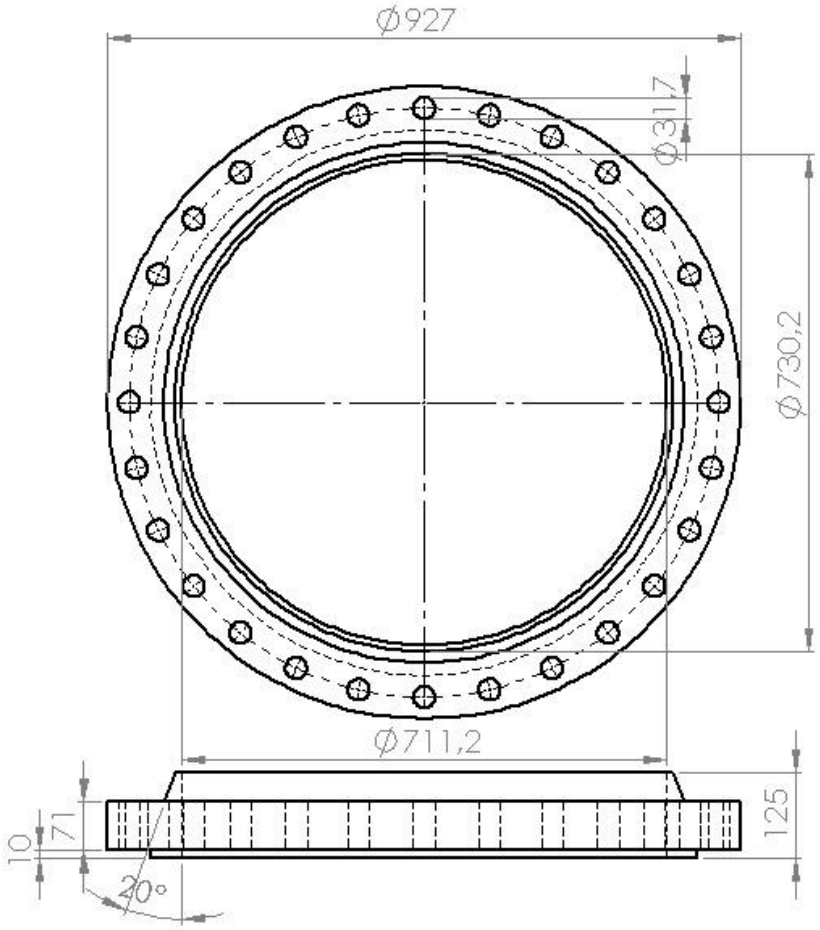


Figura 31 - Flange de TCP

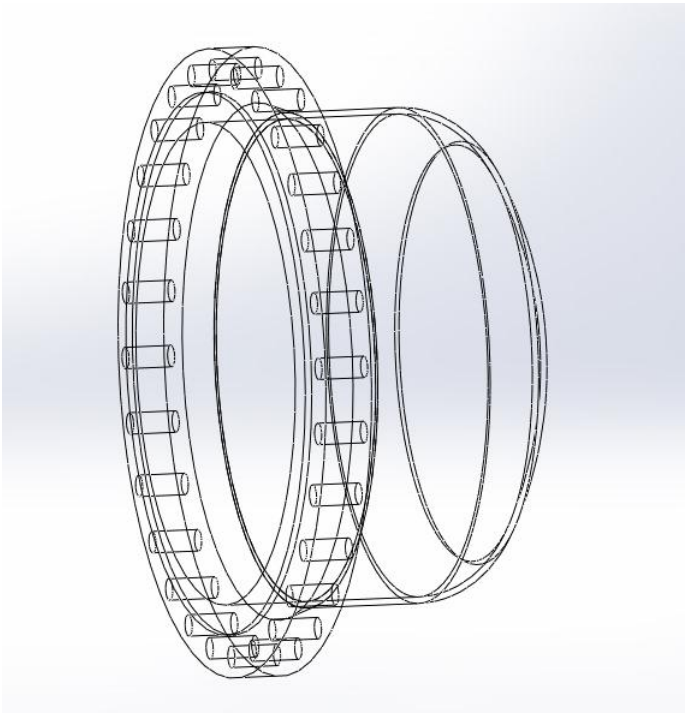


Figura 32 - TCP flangeado

5.10.3 - Dreno – D

- Localizado em: TCP
- Orientação: 180º
- Material: SA-106 B
- Espessura de corrosão interna

$$C = 1{,}6mm \tag{5.34}$$

- Segundo ASME, os furos de dreno devem ter no mínimo $1/4\ in\ (6\ mm)$ localizado a 180º do respiro.
- Designação do tubo: NPS ¾ SCH 40, ou seja, diâmetro externo $26{,}67mm$ e espessura de parede $2{,}87mm$. Diâmetro interno é:

$$D_{in-dreno} = 26{,}67 - 2 * 2{,}87 = 20{,}93mm \tag{5.35}$$

- Verificação de espessura – UG.27(c)(1) (ASME, 2010):

$$t = \frac{P_{proj}\left(\frac{D_{in-dreno}}{2}\right)}{SE - 0{,}6P_{proj}} + C \cong 1{,}678mm \tag{5.36}$$

O que mostra que a espessura $2{,}87mm$ é adequada.

5.10.4 - Respiro – R

- Localizado em: TCP
- Orientação: 0º
- Material: SA-106 B
- Espessura de corrosão interna

$$C = 1{,}6mm \tag{5.37}$$

- Segundo a norma ASME (2010), os furos de dreno devem ter no mínimo $1/4\ \ in\ (6\ mm)$ localizado a 180º do respiro.
- Designação do tubo: NPS ¾ SCH 40, ou seja, diâmetro externo $26{,}67mm$ e espessura de parede $2{,}87mm$. Diâmetro interno é:

$$D_{in-respiro} = 26{,}67 - 2 * 2{,}87 = 20{,}9mm \tag{5.38}$$

- Verificação de espessura – UG.27(c)(1) (ASME, 2010):

$$t = \frac{P_{proj}\left(\frac{D_{in-respiro}}{2}\right)}{SE - 0{,}6P_{proj}} + C \cong 1{,}7mm \tag{5.39}$$

O que mostra que a espessura $2{,}87mm$ é adequada.

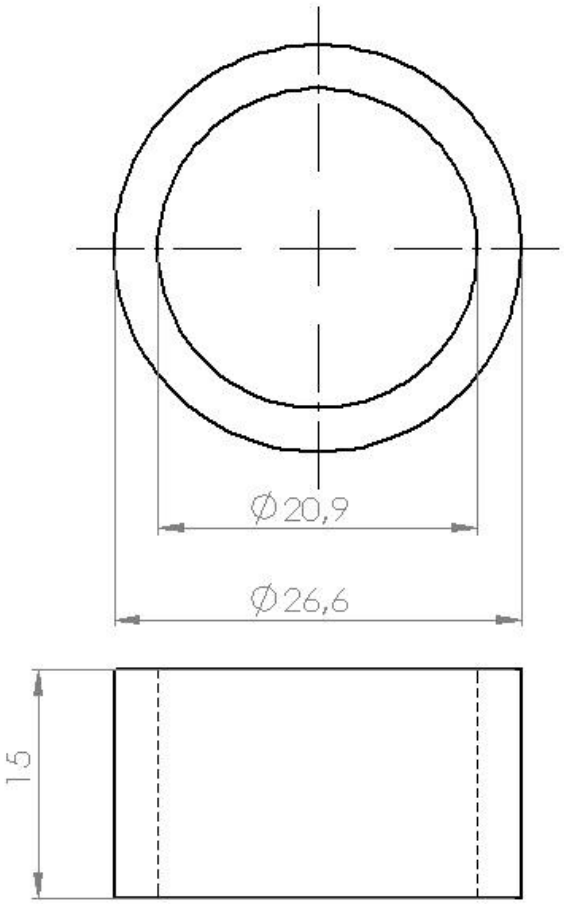


Figura 33 - Dreno e Respiro

5.10.5. - Tampo torisférico do cabeçote flutuante – TCF

- Material: SA-105
- Geometria especificada:

Tabela 14 – Dimensões de TCF

Dimensão	Símbolo	Valor	Unidade
Diâmetro interno do tampo torisférico	D	508	mm
Raio esférico interno	L	480	mm
Ângulo de junta interna	r	50	mm

- De acordo com UG.32(e)(2) (ASME, 2010):

$$t_{TCF} = \frac{0{,}885 P_{proj} L}{SE - 0{,}1 P_{proj}} \cong 3{,}1 \ mm \tag{5.40}$$

Onde S é a tensão máxima admissível do material do tampo avaliada em T_{proj}.

- De acordo com o anexo 1-4(d)(3) (ASME, 2010):

$$t_{TCF} = \frac{P_{proj} L M}{2SE - 0{,}2 P_{proj}} \cong 2{,}7 \ \ mm \tag{5.41}$$

Onde,

$$M = \frac{1}{4}\left(3 + \sqrt{\frac{L}{r}}\right) \cong 1{,}1 \tag{5.42}$$

- A espessura desses tampos, não devem ser menores de 9,5mm de acordo com a tabela R-3.13 (TEMA, 2007). Logo,

$$t_{TCF} = 9{,}5 \ mm$$

Este valor está adequado porque é maior do que as espessuras requeridas pelas equações (5.40) e (5.41) somadas com as espessuras de corrosão de 1,6mm.

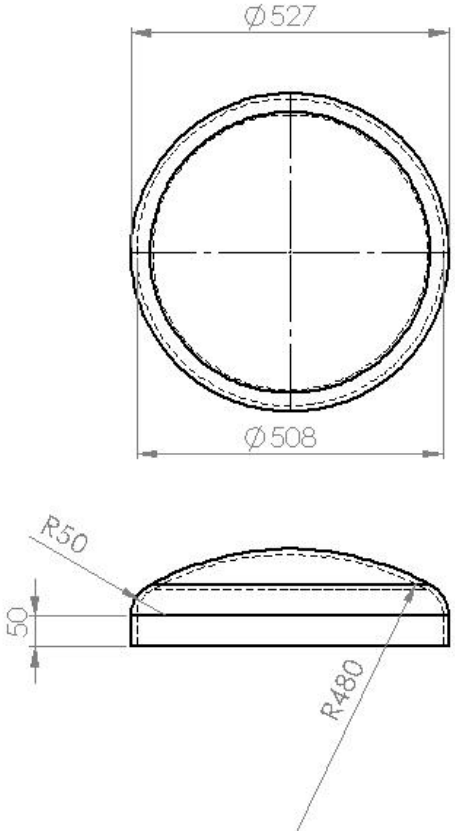


Figura 34 - Tampo de TCF

5.10.6 - Flange do tampo do cabeçote flutuante

- Dados de entrada: p_{proj} e t_{proj}.
- De acordo com os dados de entrada, a classe de pressão do flange é #150 (TELLES e BARROS, 1998).
- Tipo do flange: De pescoço – Tipo mais utilizado em tubulações industriais para quaisquer pressões e temperaturas. É o tipo mais resistente de todos os flanges não integrais, além de ter melhor transmissão de esforços do flange para os tubos e melhor aperto, reduzindo tensões residuais locais (TELLES e BARROS, 2004).
- O material é SA-105 para materiais forjados como já informado.
- Dimensões normalizadas (ANSI B.16.5):
    - $DI = 20\ pol$
    - $A = 700{,}0\ mm$
    - $B = 41{,}0\ mm$
    - $C = 584{,}0\ mm$

- $D = 635{,}0\ mm$
- $E = 73{,}0\ \ mm$
- $F = \ 145{,}0\ mm$
- $H = 103{,}0\ mm$
- Parafusos:
  - $Quantidade = 20$
  - $Diâmetro = 33\ mm$
  - Material: SA-193 B7

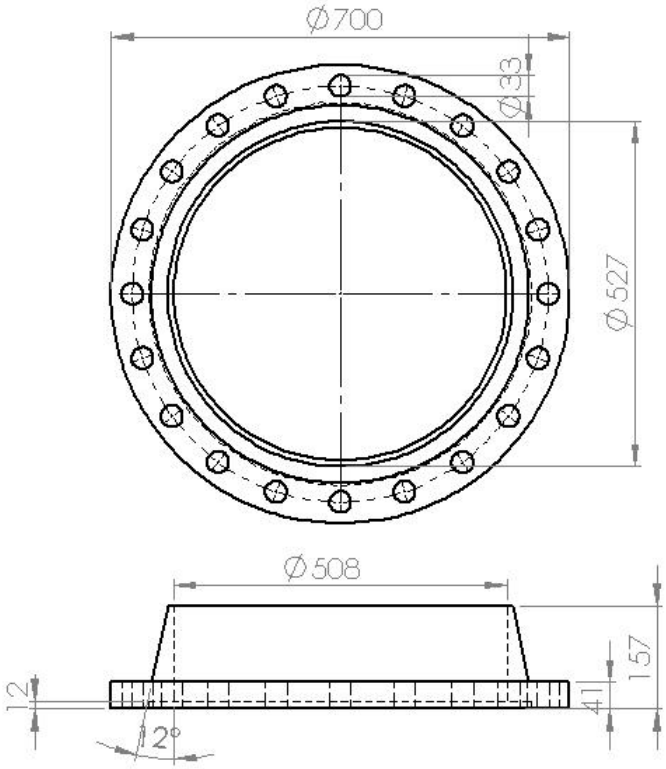


Figura 35 - Flange de TCF

5.11 - Chicanas - CH

- Material: SA-515 Grade 60
- Tipo: Chicanas segmentadas
- Corte: $B_c = 20\%$
- Orientação: Horizontal
- Espaçamentos e posicionamentos das chicanas:

Tabela 15 – Dimensões dos espaçamentos das chicanas

Dimensão	Símbolo	Valor	Unidade
Espaçamento entre chicanas	L_{bc}	150	[mm]
Espaço do compartimento de entrada	L_{bi}	253,8	[mm]
Espaço do compartimento de saída	L_{bo}	253,8	[mm]

- Designação de espessura – Tabela R-4.41 (TEMA, 2007):

$$t_{CH} = 4{,}8\ [mm] \tag{5.43}$$

- Diâmetro:

$$D_{CH} = D_S - folga_{CH} \tag{5.44}$$

Onde a folga entre o diâmetro interno do casco e o diâmetro das chicanas é dado pela tabela RCB-4.3 (TEMA, 2007).

$$folga_{CH} = 4{,}8\ [mm] \tag{5.45}$$

Logo,

$$D_{CH} = 615{,}2\ [mm] \tag{5.46}$$

- Furo para os tubos: De acordo com a tabela RCB-7.21M (TEMA, 2007):

$$D_{furos} = D_{ot} + 0{,}8[mm] \tag{5.47}$$

$$D_{furos} = 13{,}5\ [mm] \tag{5.48}$$

5.12 - Tubos – TB

- Material: SA-106B.
- Espessura de corrosão $C = 0$ (pode ser desprezada, pois mesmo que o serviço seja com água, a corrosão é protegida e praticamente reduzida a zero pelas incrustações).
- Comprimento: $L = 144\ (3658)\ in\ (mm)$

- Designação da espessura – ASME (2010):

$$t = \frac{p_{proj} D_{it}}{2(SE + p_{proj} Y - p_{proj})} + C \cong 0{,}031mm \qquad (5.49)$$

Onde $E = 1$ para tubos sem costura, S é a tensão admissível para o aço-carbono SA-106B na temperatura de projeto, e $Y = 0{,}4$ para tubos de aço-carbono em temperaturas de projeto até 485ºC.

Mas como já visto no início dos cálculos térmicos, foram utilizadas as seguintes especificações:

$$D_{ot} = 12{,}7\ [mm]$$

$$D_{it} = 10{,}9\ [mm]$$

Ou seja,

$$t_{TB} = 0{,}9\ [mm] \qquad (5.50)$$

A espessura t_{TB} é adequada, pois é maior que aquela espessura calculada na equação (5.49).

5.13 - Tirantes

- Material (parafusos): SA-193 Gr B7
- De acordo com a tabela R-4.71 (TEMA, 2007), para casco com 620mm de diâmetro, são utilizados tirantes especificados como segue:
  - Número de tirantes: 6
  - Diâmetro dos tirantes: 9,5 $[mm]$

5.14 - Placas divisoras - PD

- Material: SA-515 Grade 60.
- Espessura mínima de acordo com a tabela RCB-9.131 (TEMA, 2007):

$$t_{PD} = 12{,}7mm \qquad (5.51)$$

- De acordo com a fórmula para espessura de placas divisoras na norma TEMA (2007):

$$t = b\sqrt{\frac{qB}{1{,}5S}} + C \cong 8{,}9\ mm \tag{5.52}$$

Onde,

- $t =$ Espessura recomendada pela fórmula
- $C = 3{,}2\ mm$ Espessura de corrosão recomendada para placas divisoras.
- $b = 384mm =$ Comprimento da placa divisora – Obs.: $b = L_{CE} + 2H$, onde H é a dimensão do flange do cabeçote estacionário.
- $B = 0{,}566$ – Valor interpolado da tabela RCB-9.132 (TEMA, 2007) para $\frac{a}{b} = 2$ e três lados fixados – Obs.: $a = D_s$
- $q = \Delta P_{agua}$ Perda de carga admissível nos tubos – definida na tabela 2
- $S =$ Tensão máxima admissível do aço-carbono SA-515 Gr 60 avaliada na temperatura de projeto t_{proj}.

Logo a espessura recomendada mostrada na equação (5.51) é adequada.

5.15 - Gaxetas

As gaxetas serão feitas de cobre, pois possuem boa resistência química à óleos e hidrocarbonetos, baixo custo de produção e temperatura máxima de operação de 260ºC (VEIGA, 2008). O que é suficiente para todos os flanges deste projeto. De acordo com a norma TEMA (2007), todas as juntas em contato com hidrocarbonetos devem ser feitas de metal sólidos ou revestidas de metal.

As gaxetas para os flanges com diâmetro nominal até $23\ (584)\ in(mm)$ devem ter espessura mínima de $9{,}5mm$, enquanto que as gaxetas dos flanges maiores que isso, devem ter espessura mínima de $12{,}7mm$ (TEMA, 2007). Neste projeto, todas as gaxetas terão estas espessuras mínimas não verificadas, ou seja, os cálculos de aperto e esmagamento não foram verificados.

Os diâmetros internos e externos das juntas estarão de acordo com as dimensões de ressalto padronizadas dos flanges do projeto.

Sendo assim, considerando todas as especificações acima, segue a lista com as dimensões dos flanges:

Tabela 16 - Gaxetas

Gaxetas metálicas - Cobre			
Local	Espessura	Diâmetro interno	Diâmetro externo
TA – Flange anterior de CE	12,7 mm	620 mm	749 mm
Flanges de BC1, BC2, BT1 e BT2	9,5 mm	150 mm	216 mm
Flange posterior de CE – Flange anterior de C	12,7 mm	620 mm	749 mm
Flange posterior de C – Flange de TCP	12,7 mm	711 mm	800 mm
Anel bi partido – Flange de TCF	9,5 mm	508 mm	584 mm

5.16 – Chanfros de solda

As soldas necessárias na montagem e fabricação desde trocador ocorrem basicamente nos flanges do casco, tampos e bocais. Apesar de serem soldas em superfícies circulares, eles podem ser consideradas soldas planas de topo para fins de execução. A recomendação simples e mais usual para os chanfros dessas soldas, cujas seções de espessuras não ultrapassam $19mm$, é a preparação dos chanfros em V simples.

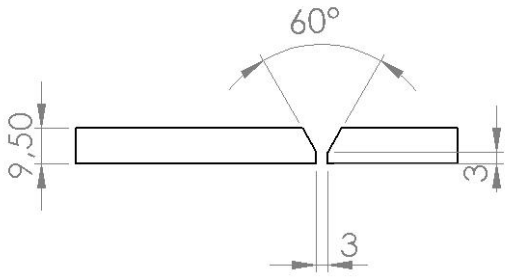


Figura 36 - Chanfros de solda

5.17 – Isolamento térmico

Projeto baseado nas normas da Petrobras N-550 F e N-1618 G. Este projeto de isolamento térmico considera o pior caso de isolamento térmico conforme hipóteses abaixo:

- Óleo sem troca calor com a água, a temperatura de parede interna do casco será considerada máxima (temperatura do óleo $T1 = 143ºC$);
- T1 é constante ao longo do trocador;
- A camada de isolante térmico troca calor com o ambiente apenas com convecção natural;
- Temperatura ambiente de 30ºC ($T_{amb} = 30ºC$);
- O isolamento térmico deve garantir que não haja nenhum desconforto e/ou dano para nenhuma pessoa perto da unidade trocadora de calor, em eventuais contatos físicos. Para isso, a temperatura de parede externa do isolante térmico, a superfície com a qual uma pessoa possa vir a ter contato, será considerada $T_{wo} = 50ºC$.
- Conservação de energia – o fluxo de calor que passa pelo aço SA-515 Gr 60 e pelo isolante é igual ao fluxo de calor liberado por convecção natural para o ambiente.

O material do isolante térmico deve ser selecionado a partir da tabela 2 da norma N-550, e neste projeto foi selecionada lã de cerâmica em manta, que é flexível.

A Unifrax[2] fornece estes tipos de material cuja condutividade térmica é aproximadamente $k2 = 0{,}05\left[\frac{W}{m^{o}C}\right]$ @150ºC. Já a condutividade dos aços, de acordo com a tabela TCD (ASME, 2010), vale $k1 = 54{,}7\,[\frac{W}{m^{o}C}]$ na temperatura de projeto T_{proj}. O esquema abaixo ilustra a situação abordada:

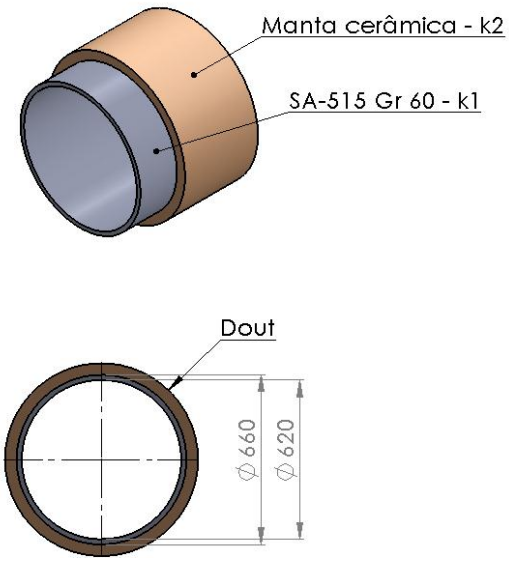


Figura 37 – Isolamento térmico

Para o cálculo da espessura de isolante adequada, se faz necessário o uso de um método iterativo com os seguintes passos:

1. Assumir um valor de D_{out} (diâmetro externo da camada isolante).
2. De acordo com a seção E.2.2 da norma N-550, calcular o fluxo de calor por condução que passa pelo aço e pelo isolante:

$$Q1 = \frac{T1 - T_{wo}}{\frac{\ln\left(\frac{Dext_c}{D_s}\right)}{k1} + \frac{\ln\left(\frac{D_{out}}{Dext_c}\right)}{k2}} \tag{5.53}$$

3. De acordo com a seção E.3 da norma N-550, calcular o fluxo de calor liberado por convecção, pelo isolante para o ambiente:

$$Q2 = h_c(T_{wo} - T_{amb}) \tag{5.54}$$

Onde,

[2] Disponível em:< www.unifrax.com.br>. Acesso em 06/10/2013.

$$h_c = 0{,}125 k_{ar} [\Psi(\mathrm{T_{wo}} - \mathrm{T_{amb}})]^{0{,}33} \leftrightarrow 10^7 < Ra < 10^{12} \tag{5.55}$$

Ou,

$$h_c = 0{,}48 k_{ar} \left[\frac{\Psi(\mathrm{T_{wo}} - \mathrm{T_{amb}})}{D_{out}}\right]^{0{,}25} \leftrightarrow 10^4 < Ra < 10^7 \tag{5.56}$$

Sendo Ra o número adimensional de Rayleigh calculado da seguinte forma:

$$Ra = \Psi \mathrm{D_{out}^3}(\mathrm{T_{wo}} - \mathrm{T_{amb}}) \tag{5.57}$$

Os valores de $k_{ar} = 0{,}0264 \left[\frac{W}{m^{\circ}C}\right]$ e $\Psi = 87{,}4 * 10^6 \left[\frac{1}{\mathrm{m^3{}^{\circ}C}}\right]$ são propriedades do ar e dependem de sua temperatura, neste caso $T_{amb} = 30^{\circ}C$. Foram adquiridos na tabela E.3 da norma N-550.

4. Verificar a igualdade $Q2 = Q1$, e repetir a iteração até que seja verdade.

O valor de D_{out} que converge a iteração é

$$D_{out} = 702{,}73mm \tag{5.58}$$

Logo a espessura mínima que o isolante deve ter é:

$$t_{iso} \geq \frac{(D_{out} - Dext_c)}{2} = 21{,}365mm \tag{5.59}$$

A próxima espessura comercial de manta é $25mm$, deste modo:

$$t_{iso} = 25mm \tag{5.60}$$

6 – Resultados

Nesta seção serão apresentados as principais dimensões do trocador de calor casco e tubo e dos dados do serviço considerado em formato de folha de especificação do equipamento.

A prática comum é que estes resultados térmicos e mecânicos sejam expostos numa ficha técnica. Ela tem função de resumir e organizar os principais resultados alcançados pela unidade, e por conta disso é um elemento importante deste equipamento.

O formato abaixo apresentado destina-se a proporcionar um perfil de informação típica necessária para a concepção do equipamento e um formato que possa ser utilizado para apresentações.

Tabela 17 - Data sheet

DATA SHEET				
Título		Trocador de calor casco e tubo		
Serviço		Resfriamento de óleo resíduo		
Tamanho 620x3658	Tipo AES		Posição Hor.	
Área/Unid., m^2 124,63	Cascos/Unid. 1		Área/Casco, m^2 124,63	
Desempenho da unidade trocadora de calor				
Localização do fluido	Tubo		Região anelar	
Nome do fluido	Água		Óleo resíduo	
Vazão mássica, Kg/s	33,28		17,03	
Temperatura (entrada/saída), ^{o}C	31	47	143	80
Massa específica (entrada/saída), Kg/m^3	995,00	986,07	885,30	925,40
Viscosidade absoluta (entrada/saída), $Pa.s$	0,00078	0,00051	0,00800	0,05428
Calor específico (entrada/saída), $J/(Kg.K)$	4178	4182	2216	1943
Condutividade térmica (entrada/saída), $W/(m\,K)$	0,6164	0,6500	0,1163	0,1233
Perda de carga (Admissível/Calculada), KPa	68,65	67,71	68,65	63,74[3]
Uso da perda de carga admissível	98,64%		92,85%	
Fator de depósito, $m^2.K/W$	0,000688		0,000258	

[3] Método Bell-Delaware

Coeficiente de transferência de calor, $W/(m^2 ºC)$	9730,58	428,18	
Calor trocado, W	2225982	MTD (Corrigido[4]), $ºC$	67
Coeficiente global de transferência de calor de projeto – U_{proj}, $W/(m^2 ºC)$	274,98		
Coeficiente global de transferência de calor limpo – U_0, $W/(m^2 ºC)$	428,18		
Coeficiente global de transferência de calor calculado – U_{calc}, $W/(m^2 ºC)$	283,38		
Diferença relativa entre U_{calc} e U_{proj}, %	3,05		
Construção da unidade trocadora de calor			
Localização	Tubo	Região anelar	
Temperatura de projeto, $ºC$	73	173	
Pressão de projeto, KPa	686	853	
Limpeza mecânica	Não	Sim	
Tubos			
Material	Aço carbono SA-106B	Número de tubos	854
Passo, mm	17,5	Comprimento, mm	3658
Diâmetro externo, mm	12,7	Espessura, mm	0,9
Arranjo	Triangular em linha (30º)	Número de passes	4
Casco			
Material	SA-515 Gr 60	Diâmetro interno, mm	620
Espessura, mm	20	Número de pares de tiras selantes	5
Chicanas			
Material	SA-515 Grade 60	Diâmetro, mm	615,2
Diâmetro dos furos, mm	13,5	Corte, %	20
Espessura, mm	4,8	Espaçamento entre chicanas, mm	150
Espaço dos compartimentos de entrada e saída, mm	253,8	Número de passes cruzados no casco	22
Bocais de entrada e saída no cabeçote e casco			
Material	SA-106B	Diâmetro interno, mm	150
Espessura, mm	7,1		
Orientação de entrada e saída no cabeçote	45º	315º	
Orientação de entrada e saída no casco	0º	180º	

As informações na tabela acima são as mais comuns encontradas em *data sheets*. Porém, conforme visto durante todo o capítulo 5, todas as dimensões das pecas foram especificadas individualmente. Isto possibilitou também que todas fossem desenhadas em *SolidWorks* e montadas em seguida, dando origem assim ao trocador de calor casco e tubo projeto.

[4] Fator de correção do LMTD – $F_t = 0{,}96$

As figuras abaixo mostram o aspecto e proporções do equipamento desenvolvido.

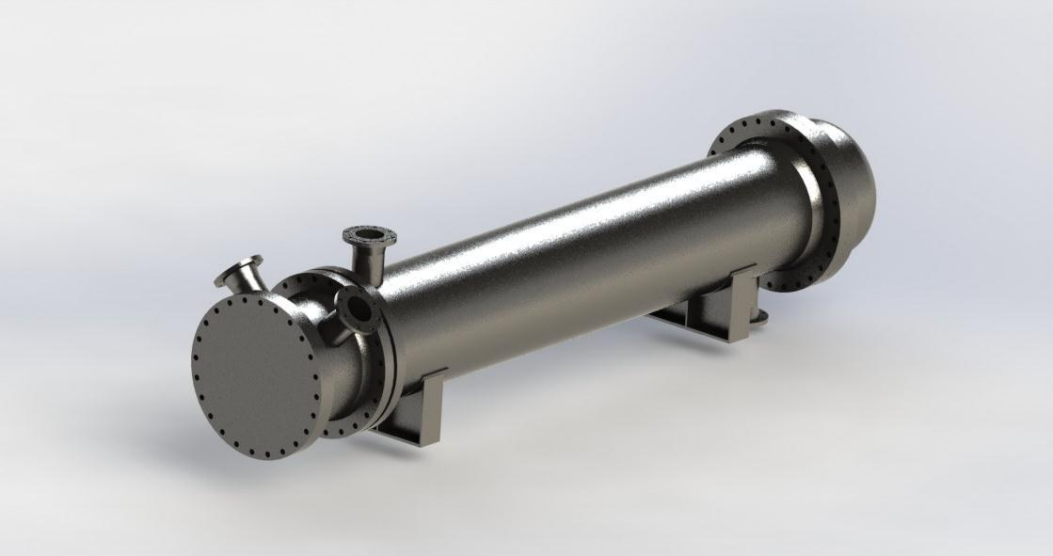


Figura 38 - AES

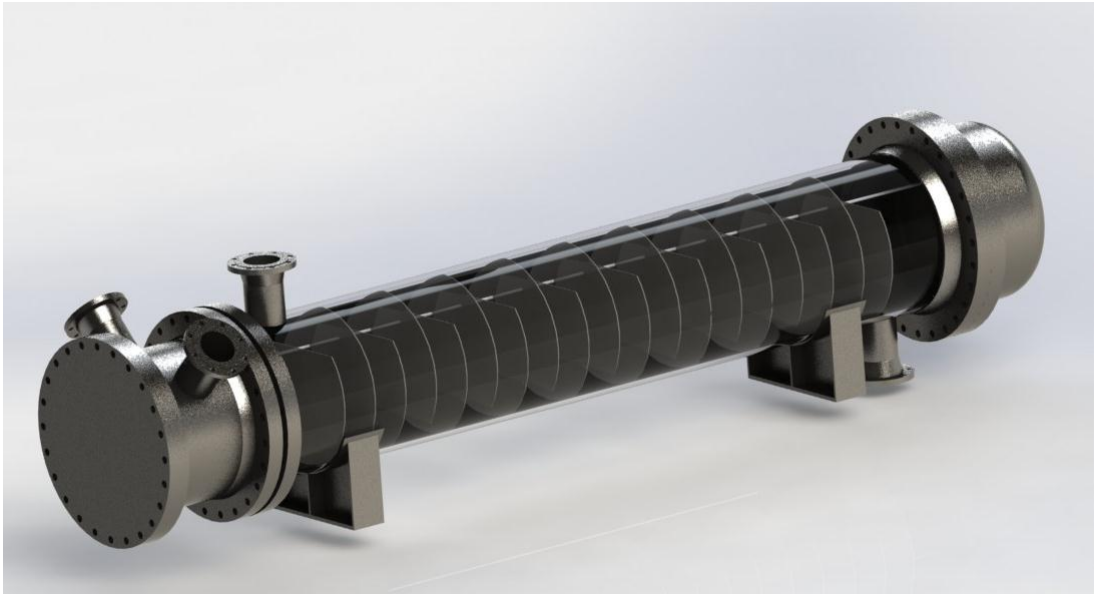


Figura 39 - AES detalhes das chicanas

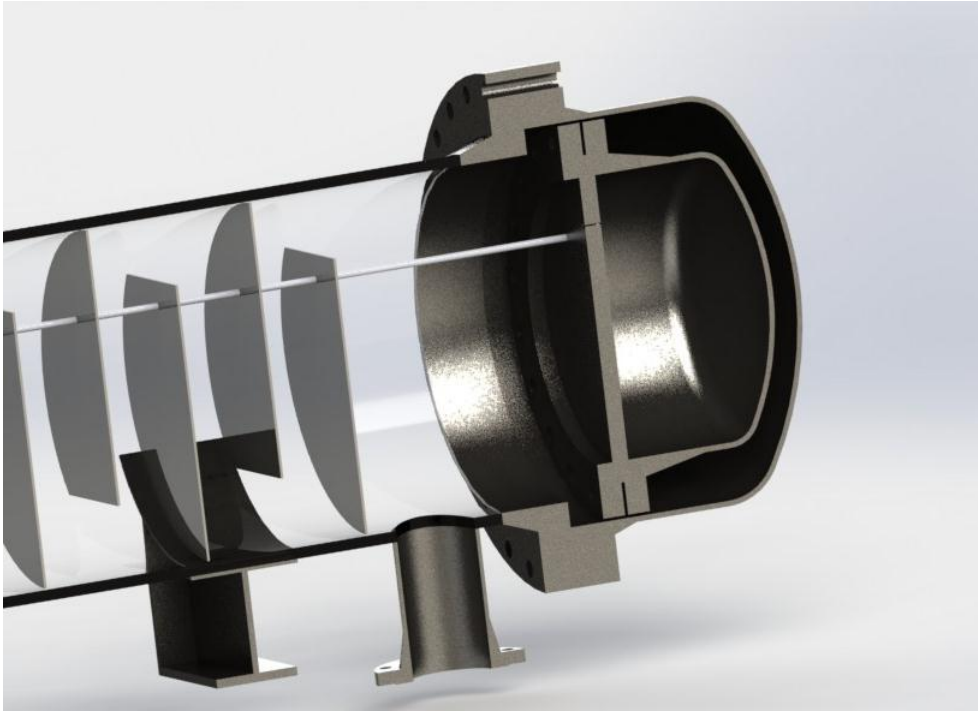


Figura 40 - AES - detalhes no cabeçote flutuante

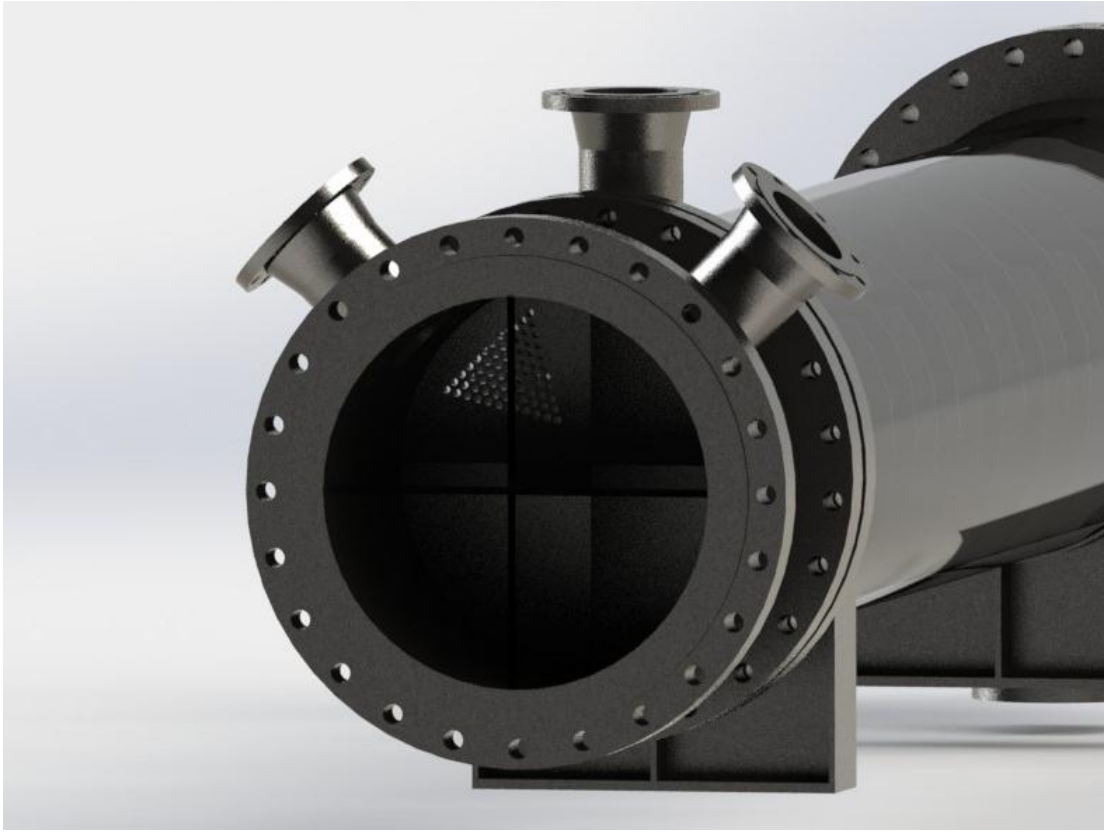


Figura 41 - Detalhes do cabeçote estacionário

7 - Conclusão

A conclusão deste projeto foi uma importante oportunidade detalhar as etapas de um projeto de trocador de calor casco e tubo assim como entender o porquê estas máquinas são projetadas para atender idealmente um determinado serviço.

Ao final de todos os cálculos e análise de resultados, conclui-se que o trocador atende o serviço solicitado. Depois de todos os cálculos térmicos, percebe-se que o coeficiente global de transferência de calor está aproximadamente 97% de acordo com o serviço solicitado, o que é perfeitamente aceitável. Além disso, as perdas de cargas estão próximas às máximas permitidas significando que estão a favor da troca térmica e ao mesmo tempo não excedem os limites.

Normas da Petrobras também foram utilizadas para projetar o isolamento térmico da unidade garantindo segurança contra queimaduras diante possíveis contatos físicos com seres humanos. As boas práticas apresentadas pelas normas internacionais ASME (2010) e TEMA (2007) possibilitaram especificações dos componentes mecânicos do equipamento, os quais devem favorecer a eficiência térmica, e garantir resistência mecânica suficiente e segurança para o local de trabalho e pessoas trabalhando próximas à equipamento.

Quanto ao objetivo geral proposto para monografia, que buscou o projeto aperfeiçoado de um trocador de calor casco e tubo, tanto termicamente quanto mecanicamente, considerando um determinado serviço de resfriamento de óleo resíduo, tendo como base metodologias propostas por Taborek (1997) e outros diversos autores com *know-how* em projeto térmicos, pode-se dizer que o objetivo foi alcançado uma vez que os resultados do projeto foram de acordo com todas as necessidades impostas desde o início do projeto.

Outra conclusão importante é que, para os dados de serviço considerado da folha de trabalho, já existe um trocador casco e tubo real funcionando no local onde o óleo resíduo está sendo resfriado. Mesmo assim, o trocador de calor projetado nesta monografia foi desenvolvido considerando apenas os dados do serviço. Apenas agora no final do projeto foi comparado com o trocador de calor real. Ambos os trocadores de calor foram especificados como tipo AES, porém existem algumas diferenças geométricas entre eles. Essas diferenças são expostas abaixo:

Tabela 18 - Comparação entre os trocadores AES

Dimensão	Trocador **projetado**	Trocador em funcionamento **real**
Diâmetro interno do casco, mm	620	850
Comprimento dos tubos, mm	3658	6096
Diâmetro externo dos tubos, mm	12,7	19,1
Número de tubos	854	594
Área total de troca, m^2	125	217
Número de passes nos tubos	4	2

O trocador de calor casco e tubo projetado é mais compacto, pois possui menor diâmetro de casco e comprimento de tubos. Porém foi necessário utilizar 4 passes nos tubos neste projeto. Por mais que o trocador real seja maior, nele foram especificados tubos de maior diâmetro, apenas dois passes nos tubos e um menor número de tubos. Por conta disso, o trocador de calor casco e tubo em funcionamento real possui uma área de troca maior, porém maior volume.

Ambos os trocadores de calor irão atender o serviço em questão. O trocador de calor projetado, conforme foi mostrado atende todas as necessidades do serviço em troca térmica e perdas de carga, e o trocador de calor real por já estar em funcionamento. Isto mostra que para um mesmo serviço de troca de calor, mais de um projeto é possível, por mais que eles se diferenciem geometricamente.

8 – Referências bibliográficas

AMERICAN NATIONAL STANDARD INSTITUTE (ANSI), *ANSI B.36.10 Carbon Steel*.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 1: Rules for Construction of Pressure Vessel. 2010 ed. New York: ASME, 2010.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section II, Part D: Properties (Metric), Materials. 2010 ed. New York: ASME, 2010.

ALMEIDA, M. N.; BRUM, N. C. L., *Programa para o cálculo térmico de trocadores de calor casco e tubo*, Tese de graduação, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2006.

BELL, K. J. *Final report of the co-operative research program on shell-and-tube heat exchangers*, Bulletin 5, Engineering Experimental Station, University of Delaware, Newark, 1963.

COLEBROOK, C. F., "Turbulent Flow in Pipes, with Particular reference in the Transition Region between the Smooth and Rough Pipe Laws", *Journal of the Institution of Civil Engineers*, London, n. 11, pp. 133-156, 1938-39.

INCROPERA, Frank P. e WITT, David P. de. *Fundamentos da Transferência de calor e de massa*, Rio de Janeiro, 3.ed. LTC, 1992.

KELL, GEORGE S., "Density, Thermal Expansivity, and Compressibility of Liquid Water from *0"* to 150°C: Correlations and Tables for Atmospheric Pressure and Saturation Reviewed and Expressed on 1968 Temperature Scale"**,** Division of Chemistry, National Research Council *of* Canada, Ottawa, *Ont.*, Canada *K I A* OR9, *Journal of Chemical and Engineering Data.* Vol. *20*, No. 1, 1975

KERN, Donald G., *Processos de Transmissão de Calor*, Rio de Janeiro, 1.ed. Guanabara Dois, 1982.

KESTIN J., SOKOLOV M. e WAKEHAM W.A., Viscosity of liquid water in the range – 8oC to 150oC, J. Phys Chem. Ref. Data, Vol 7, No. 3, pp 941-948, 1978.

Manufacturers Standardization Society (MSS), MSS SP-44: Steel Pipe Line Flanges, 1996 ed., Virginia: MSS, 1996.

OSBORNE N.S., STIMSON H.F. e GINNINGS D.C., J. Res. NBS 23, pp.197, 1939.

OZISIK, M. Necati. *Transferência de Calor – Um Texto Básico*, Rio de Janeiro, 1.ed. Guanabara, 1990.

Petrobras (NTP), N-550 (ver. F), ed. Dez 2008.

Petrobras (NTP), N-1618 (ver. G), ed. Mar 2013.

PETUKHOV, B.S., “Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties”, in *Advances in Heat Transfer*, Academic, New York, pp. 504-564, 1970.

RAMIRES, M.L.V., NIETO DE CASTRO C.A., NAGASAKA Y., NAGASHIMA A., ASSAEL M.J., e WAKEHAM W.A., Standard reference data for the Thermal Conductivity of Water, American Institute of Physics and American Chemical Society, 1995.

REYNOLDS, W. C., *Steam Tables: Thermodynamic Properties in SI*, Dept Mechanical Engineeing, Stanford University, 1979.

SIEDER, E. N. e TATE, G. E., *“*Heat Transfer and Pressure drop of Liquids in Tubes”, *Ind. Eng. Chem*, 28, 1429-1435, 1936.

SINGH, K.P e SOLER, A. I., Mechanical Design of Heat Exchangers and Pressure Vessel Components, Cherry Hill, New Jersey, 1 ed., Arcturus Publishers, 1984.

SWAMEE, P. K. e JAIN, A. K., “Explicit Equations for Pipe_Flow Problems”, *Proceedings of the ASCE, Journal of the Hydraulics Division*, 102, HY5, pp. 657-664, May 1976.

TABOREK, J. “Double Pipe and Multitube Heat Exchangers with Plain and Longitudinal Finned Tubes”. In: *Heat Transfer Engineering.* v. 18, pp 34-45, 1997.

TABOREK, J. *Heat Exchanger Design Handbook.* New York. Begell House Inc, 1998.

TELLES, P. C. S., Materiais para equipamentos de processo, Rio de Janeiro, 6 ed., Editora Interciência, 2003.

TELLES, P. C. S., Tubulações industriais - Materiais, Projeto, Montagem, 10 ed., Editora LTC, 2012.

TELLES, P. C. S., Tabelas e gráficos para projetos de tubulações, Rio de Janeiro, 6 ed., Editora Interciência, 1998.

TELLES, P. C. S., Vasos de pressão, Rio de Janeiro, 2 ed., Editora LTC, 1996.

THOME, J. R., *Engineering Data Book III*, Swiss Federal Institute of Technology Lausanne (EPFL), Switzerland, 2004.

TINKER, T., “Shell side, characteristics of shell side heat exchangers, Parts I, II, and III”, in *Proc. General Discussion on Heat Transfer*; Inst. Mech. Eng, and Am. Soc. Mech. Eng., New York, p.89, London, 1951.

Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA), *Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association*, 9.ed. TEMA, 2007.

VEIGA, J. C., Juntas Industriais, 5 ed., Rio de Janeiro, Teadit Industria e Comércio, 2008.

WILLIS, M.J.N. e JOHNSON, D., "A new and accurate hand calculation method for shell side pressure and flow distribution", in *22nd Nat. Heat Transfer Conf.*, HTD, Am. Soc. Mech. Eng., Nova York, vol. 36, 1984.

ZUKAUSKAS, A. e ULINSKAS, R., "Banks of plain and finned tubes", in *Heat Exchanges Design Handbook*, Hemisphere Publishing, Washington D.C`, Section 2.2.4, 1983.