

**LAERTE DO NASCIMENTO**

**APRESENTAÇÃO, ANÁLISE E VALIDAÇÃO DO PROJETO  
DE UM SISTEMA PARA RECUPERAÇÃO DE ENERGIA E  
REDUÇÃO DE EMISSÃO DE GASES PRODUTO DE  
COMBUSTÃO EM UMA PLANTA PETROQUÍMICA.**

SÃO CAETANO DO SUL  
2009

# **LAERTE DO NASCIMENTO**

## **APRESENTAÇÃO, VALIDAÇÃO E ANÁLISE DO PROJETO DE UM SISTEMA PARA RECUPERAÇÃO DE ENERGIA E REDUÇÃO DE EMISSÃO DE GASES PRODUTO DE COMBUSTÃO EM UMA PLANTA PETROQUÍMICA.**

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia Mauá do Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia para obtenção do título de Mestre em Engenharia de Processos Químicos.

Linha de Pesquisa: Análise de Processos Químicos.

Orientador: Prof. Dr. Tah Wun Song

SÃO CAETANO DO SUL  
2009

Agradecimentos aos colegas de trabalho da ex-POLIBRASIL INDÚSTRIA E COMERCIO S.A., atualmente QUATTOR PETROQUÍMICA, amigos e familiares que muito nos ajudaram e incentivaram na realização desse trabalho.

Ao Prof. Dr. Tah Wun Song que, apesar das dificuldades que tivemos devido a nossas atividades profissionais fora da área acadêmica que realmente demandaram muito tempo de dedicação durante o período de elaboração desta dissertação, sempre esteve disposto a nos ajudar, apoiar e incentivar, com muita paciência e compreensão durante toda a orientação desta dissertação. Sem a sua efetiva participação, não seria possível a conclusão deste trabalho.

## **RESUMO**

Esta dissertação faz a apresentação de um projeto cujo objetivo principal consistia na redução de custos com combustíveis, ou com recursos naturais de um modo geral, destinados à geração de vapor em uma indústria petroquímica, bem como, faz também a validação e uma análise crítica deste projeto. Como consequência direta desta redução de consumo de combustíveis também houve uma significativa diminuição de emissão de gases produtos de combustão por parte da empresa. Levando em conta esta redução de consumo de recursos naturais (combustíveis provenientes de fontes não renováveis e água industrial), e a diminuição de emissão de gases poluentes ( $\text{SO}_x$ ,  $\text{NO}_x$ , e principalmente  $\text{CO}_2$ ), o projeto poderia atualmente ser classificado como um projeto de “ecoeficiência” ou de “sustentabilidade”. A melhoria do processo foi lograda através da recuperação de parte da energia interna ou da entalpia dos gases de descarga de um compressor centrífugo de grande porte que fazia parte do sistema de resfriamento do reator principal de polimerização de uma planta de polipropileno. Esta entalpia recuperada foi utilizada para o pré-aquecimento da água de alimentação da caldeira, por meio de um sistema relativamente simples de troca térmica entre estes dois fluidos. Como a taxa de energia a ser recuperada era grande considerando as vazões das correntes envolvidas, os trocadores de calor projetados para esta função (“recuperadores de energia”) precisaram ser construídos com dois passes no lado do casco e oito passes no lado dos tubos. Estes “recuperadores de energia” foram dimensionados e especificados utilizando-se o Método da Universidade de Delaware (“Método de Bell”), adaptando-se o procedimento convencional de cálculo exposto na literatura especializada para o caso de trocadores de calor com dois passes no lado do casco. Os resultados desta adaptação podem ser considerados bastante satisfatórios quando comparados com os dados experimentais ou resultados práticos obtidos após a instalação e início de operação dos equipamentos. Esta compatibilidade entre resultados de cálculo utilizando as adaptações no “Método de Bell” para o caso de trocadores com dois passes no lado do casco e resultados experimentais pode ser considerada uma validação do método com as mencionadas adaptações. Com a implementação do sistema de recuperação de energia que requereu um investimento relativamente baixo (US\$ 191 mil ou cerca de US\$ 450 mil em termos atuais) obteve-se não somente uma significativa redução nos custos variáveis de produção (cerca de US\$ 440 a 510 mil/ano em termos atuais), em função da diminuição do consumo de recursos naturais (aproximadamente 1,08 mil t de óleo combustível/ano, ou 1,25 milhões de Stdm<sup>3</sup> de gás natural/ano e ainda 21 mil m<sup>3</sup> de água

industrial/ano), mas também uma considerável diminuição na emissão de gases causadores do “efeito estufa” (da ordem de 2,5 a 3,5 mil t de CO<sub>2</sub>/ano) e de demais gases poluentes (cerca de 0,5 até 2,6 t de NOx /ano e até 11 t de SO<sub>2</sub>/ano), sendo as variações dos valores de redução de emissão de gases produto de combustão função do tipo de combustível considerado (maior valor sempre relativo à consideração de utilização de óleo combustível). Em função desta redução de emissão de CO<sub>2</sub>, nos dias atuais este projeto também resultaria em vantagens para a empresa relativas a obtenção de “créditos de carbono”, estimados em cerca de US\$ 10 a 14 mil/ano.

Palavras-chave: Recuperação de energia; consumo de recursos naturais; emissão de gases; eco-eficiência; sustentabilidade; trocadores de calor, dois passos no casco; Método da Universidade de Delaware; “Método de Bell”.

## **ABSTRACT**

The purpose of this dissertation is the presentation of the description, critical analysis and validation of a project related to the reduction of utilities cost in a petrochemical plant, mainly the reduction of fuel consumption for steam generation. As a direct consequence of this natural resource saving (fuel, like natural gas or fuel oil), a considerable reduction of flue gases emission was also achieved, including gases responsible for global warming (mainly CO<sub>2</sub>). Due the energy and fuel saving and gases emission reduction, nowadays, the project could be classified as an “eco-efficiency” or “sustainability” project. The process improvement was achieved through the partial recovery of the internal energy or enthalpy of a large centrifuge compressor discharge gases, using this enthalpy in order to preheat boiler feed water. The compressor was part of the cooling system of the main polymerization reactor of a polypropylene plant and this “energy recovery” was accomplished by the heat exchange between the two streams (the compressor discharge gases and boiler feed water) in two heat exchangers specially designed for this service. Since the rate of energy to be recovered was relatively high considering the streams mass flow (compressor discharge gases and boiler feed water), two double passes in the shell side and eight passes in the tube side heat exchangers were required. The equipment were sized and specified using the Delaware University Method (“Bell Method”). Some proper adaptations were necessary in order to consider the two passes in the shell side since the conventional design procedure available at the opened literature was restricted to a single pass. The results of the thermal performance predicted by the adapted method were quite satisfactory when compared to the experimental data obtained after the equipment installation and start up at the industrial plant. The good compatibility of the results predicted by the adapted method and the experimental data could be considered as a validation of these adaptations. A significant cost reduction was accomplished (about US\$ 440 to 510 thousand/year considering present values), due to natural resources saving (around to 1.25 million Std m<sup>3</sup> of natural gas/year or 1.08 thousand t of fuel oil/year, and 21 thousand m<sup>3</sup> of industrial water/year). The investment was about US\$ 191 thousand, or US\$ 450 thousand considering present values. As a direct consequence of the fuel consumption reduction, a considerably reduction of the flue gas emission was also reached (about 2,5 to 3,5 thousand t of CO<sub>2</sub>/year, and other polluting gases like 0,5 to 2,6 t of NOx /year and up to 11 t of SO<sub>2</sub>/year). Nowadays this kind of project could give to the company economic results/advantages related to “carbon credits”, estimated in around US\$ 10 to 14 thousand/year.

**Key Words:** Energy recovery; natural resources consumption; pollutant gases emission; eco-efficiency; “sustainability”; heat exchanger; two passes; Delaware University Method; “Bell Method”.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

<b>Ilustração 1</b> - Sistema de resfriamento do reator de principal de polimerização após a implantação dos “recuperadores de energia” (e-2302 c/d) .....	29
<b>Ilustração 2</b> - Sistema de resfriamento do reator de principal de polimerização após a implantação dos “recuperadores de energia” (e-2302 c/d) .....	30
<b>Ilustração 3</b> - Diagrama de Sankey, Proveniente do Balanço Energético/Entálpico .....	34
<b>Ilustração 4</b> - Diagrama de Grassman, Proveniente do Balanço Exergético .....	35
<b>Ilustração 5</b> - Cascata Térmica (Aproveitamento de Energia em Diferentes Níveis de Temperatura) .....	36
<b>Ilustração 6</b> - Princípio de um ciclo combinado.....	37
<b>Ilustração 7</b> - Diagrama de fluxo do processo de uma planta de co-geração com ciclo combinado. ....	37
<b>Ilustração 8</b> - Aumento da Temperatura Global, com Rápida Elevação nas Duas Últimas Décadas .....	39
<b>Ilustração 9</b> - Relação Entre Aumento da Temperatura Global Devido ao Aumento da Concentração de CO <sub>2</sub> na Atmosfera, ou ainda, Sobreaquecimento Global devido ao “Efeito Estufa” .....	40
<b>Ilustração 10</b> - Adimensional ou coeficiente de correção do coeficiente de película Do lado do casco.....	43
<b>Ilustração 11</b> - Fluxograma de Processo da Tecnologia “SHELL ALKYLATE” para Produção de Polipropileno .....	48
<b>Ilustração 12</b> - Sistema de Resfriamento do Reator Principal de Polimerização Antes da Implantação dos “Recuperadores de Energia” (E-2302 C/D).....	51
<b>Ilustração 13</b> - Sistema de Resfriamento do Reator Principal de Polimerização Após, a Implantação dos “Recuperadores de Energia” (E-2302 C/D).....	52
<b>Ilustração 14</b> - Fator de correção da média logarítmica das diferenças de temperatura	62
<b>Ilustração 15</b> - Coeficiente de película do lado dos tubos em função das Características da água e dos próprios tubos.....	94
<b>Ilustração 16</b> - Variação do coeficiente de película do lado do casco e coeficiente global de troca térmica em função do corte da chicana .....	142
<b>Ilustração 17</b> - Fração de tubos em fluxo cruzado e fator de correção do coeficiente de película do lado do casco em função do corte das chicanas .....	143
<b>Ilustração 18</b> - Coeficiente de película do lado do casco e coeficiente global de troca térmica em função da área de “vazamento” entre casco e chicana .....	144
<b>Ilustração 19</b> - Coeficiente de película do lado do casco e coeficiente global de troca térmica em função da área de “by pass” entre tubos e chicana.....	145

## LISTA DE TABELAS

<b>Tabela 1</b> - Resultados de simulações computacionais utilizando como base o método da Universidade de Delaware.....	44
<b>Tabela 2</b> - Composição dos gases de descarga do K-2301 que alimentavam os “Recuperadores de Energia” .....	50
<b>Tabela 3</b> - Tabela de decisão sobre a energia mais adequada a ser recuperada. decisão técnico-econômica .....	58
<b>Tabela 4</b> - Resultados dos balanços materiais e energéticos .....	60
<b>Tabela 5</b> - Resultados dos balanços materiais e energéticos nas condições normais/médias de operação do processo POLIBRASIL em comparação com as condições consideradas no projeto original .....	66
<b>Tabela 6</b> - Redução dos insumos com a instalação dos “Recuperadores de Energia” (E-2302 C/D).....	68
<b>Tabela 7</b> - Diferenças de Características Geométricas e Parâmetros Construtivos entre os Trocadores de Calor "Recuperadores de Energia" Projetados POLIBRASIL "versus" Fabricados pela Fornecedora dos Equipamentos .....	104
<b>Tabela 8</b> - Diferenças de Características Geométricas e Parâmetros Construtivos entre os Trocadores de Calor "Recuperadores de Energia" Projetados POLIBRASIL "versus" Fabricados pela Fornecedora dos Equipamentos .....	109
<b>Tabela 9</b> - Diferenças de Características de Desempenho em Termos Térmicos e Hidráulicos Entre os Recuperadores de Energia Projetados Originalmente pela POLIBRASIL e os Fabricados Pela Fornecedora dos Equipamentos .....	110
<b>Tabela 10</b> - Comparação Entre Coeficiente de Troca Térmica Obtido na Operação dos “Recuperadores de Energia” e o Obtido no Cálculo Fenomenológico (Condições Médias/Normais de Operação POLIBRASIL, Após Instalação dos Equipamentos) .....	116
<b>Tabela 11</b> - Características Construtivas dos Trocadores de Calor Projetados originalmente pela POLIBRASIL ("Recuperadores de Energia": E-2302 C/D)	128
<b>Tabela 12</b> - Características de Processo dos Trocadores de Calor Projetados originalmente pela POLIBRASIL ("Recuperadores de Energia": E-2302 C/D)	129
<b>Tabela 13</b> - Características Construtivas dos Trocadores de Calor Projetados POLIBRASIL "versus" Fabricados .....	130
<b>Tabela 14</b> - Características de Processo dos Trocadores de Calor projetados pela POLIBRASIL “versus” fabricados .....	131
<b>Tabela 15</b> - Características/condições de operação dos “Recuperadores de Energia” fabricados pela Fornecedora dos Equipamentos .....	134
<b>Tabela 16</b> - Principais Características/Resultados Econômicos do Projeto .....	136
<b>Tabela 17</b> - Características dos Trocadores de Calor Dimensionados ou “Recuperadores de Energia” Avaliados .....	138

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Asecpass	Área de secção/passagem para água de alimentação da caldeira por tubo nos trocadores de calor ou “recuperadores de energia”
Att	Área de troca térmica
Attent	Área de troca térmica preliminar dos trocadores de calor (E-2302 C/D)
Attent/trocador	Área de troca térmica preliminar por trocador de calor (E-2302 C ou E-2302 D)
Attrq. projeto original	Área de troca térmica necessária ou requerida para efetuar o trabalho de troca térmica
Attrq. projeto original/trocador	Área de troca térmica necessária ou requerida para efetuar o trabalho de troca térmica por “recuperador de energia”
Atttubo	Área de troca térmica por tubo
AttUtil	Área de troca térmica a ser utilizada
AttUtil/trocador	Área de troca térmica a ser utilizada por “recuperador de energia” (E-2302 C ou E-2302 D).
CC	Ciclo de concentração ( $C_{ss}/C_{se}$ ) = $(M'_{resp.} + M'_{bd} + M'_{água\ evap.}) / (M'_{resp.} + M'_{bd})$ .
Cse	Concentração de sais ou sólidos solúveis em geral na água de reposição ou “make up” da torre de resfriamento de água
Css	Concentração de sais ou sólidos solúveis em geral na descarga ou “blowdown” da torre de resfriamento de água.
cp gás	Calor específico médio dos gases de descarga do K-2301 à pressão constante (kcal/kg°C).
di	Diâmetro interno dos tubos dos trocadores de calor
Di	Diâmetro interno do casco dos trocadores de calor
di fabricado	Diâmetro interno dos tubos dos trocadores de calor fabricados
di projeto original	Diâmetro interno dos tubos dos trocadores de calor no projeto original POLIBRASIL.
DN	Diâmetro nominal da tubulação de entrada e de saída dos trocadores de calor
do	Diâmetro nominal dos tubos dos trocadores de calor
Dotl	Diâmetro do feixe de tubos dos trocadores de calor

Dotl fabricado	Diâmetro do feixe de tubos dos trocadores de calor fabricados
Dotl projeto original	Diâmetro do feixe de tubos dos trocadores de calor no projeto original POLIBRASIL.
Dw	Diâmetro equivalente das janelas ou corte das chicanas dos trocadores de calor
Erec.	Energia recuperada nos “recuperadores de energia”.
Erec. fabricado op.	Energia recuperada nos “recuperadores de energia”, após a instalação e operação dos mesmos.
Erec. projeto original	Energia recuperada nos “recuperadores de energia”, considerada no projeto original POLIBRASIL.
F	Fator ou coeficiente de correção da média logarítmica das diferenças de temperatura
Fc	Fração de tubos em fluxo cruzado
Fc fabricado	Fração de tubos em fluxo cruzado no trocador de calor fabricado
Fc projeto original	Fração de tubos em fluxo cruzado, considerada no projeto original POLIBRASIL
fi	Coeficiente de atrito ou fator fricção
Fsbp	Fração de área em “bypass” em função da área total em fluxo cruzado
Fsbp fabricado	Fração de área em “bypass” em função da área total em fluxo cruzado, no trocador de calor fabricado
Fsbp projeto original	Fração de área em “bypass” em função da área total em fluxo cruzado, considerada no projeto original POLIBRASIL
Gt	Fluxo mássico da água de alimentação da caldeira nos tubos
Gt fabricado	Fluxo mássico da água de alimentação da caldeira nos tubos, dos “recuperadores de energia” fabricados, após a instalação e operação
Gt projeto original	Fluxo mássico da água de alimentação da caldeira nos tubos, considerado no projeto original POLIBRASIL
h	Coeficiente individual de troca térmica ou coeficiente de película
hs	Coeficiente individual de troca térmica ou coeficiente de película do lado do casco
hs fabricado	Coeficiente de película ou coeficiente individual de troca térmica do lado do casco antes da aplicação dos coeficientes ou adimensionais de correção nos “recuperadores de energia” fabricados, após a sua instalação e operação
hs projeto original	Coeficiente de película ou coeficiente individual de troca térmica do

	lado do casco antes da aplicação dos coeficientes ou adimensionais de correção, nos “recuperadores de energia”, considerado no projeto original POLIBRASIL
hs corr.	Coeficiente de película ou coeficiente individual de troca térmica do lado do casco corrigido pela aplicação dos coeficientes ou adimensionais de correção
hs corr. fabricado	Coeficiente de película ou coeficiente individual de troca térmica do lado do casco corrigido pela aplicação dos coeficientes ou adimensionais de correção, após a sua instalação e operação
hs corr. projeto original	Coeficiente de película ou coeficiente individual de troca térmica do lado do casco corrigido pela aplicação dos coeficientes ou adimensionais de correção, considerado no projeto original POLIBRASIL
hs incrs.	coeficiente individual de troca térmica correspondente à resistência à troca térmica imposta pela incrustação do lado do casco
hs incrt	Coeficiente individual de troca térmica correspondente à resistência à troca térmica imposta pela incrustação do lado dos tubos
hs projeto original	Coeficiente de película ou coeficiente individual de troca térmica do lado do casco antes da aplicação dos coeficientes ou adimensionais de correção
ht	Coeficiente individual de troca térmica ou coeficiente de película do lado dos tubos
Jb	Adimensional ou fator de correção de hs devido ao “bypass” do feixe de tubos pelo fluido do casco
Jc	Adimensional ou fator de correção de hs devido à configuração ou fração de corte das chicanas ( $I_c/D_i$ )
Ji	Adimensional ou fator de Colburn para cálculo de hs em um feixe de tubos “ideal” (sem vazamentos)
Jl	Adimensional ou fator de correção de hs devido a vazamentos entre casco e chicanas e tubos e chicanas
Jr	Adimensional ou fator de correção de hs devido a baixos valores do número de Reynolds ( $Re < 100$ )
k	Condutividade térmica
k água	condutividade térmica da água de alimentação da caldeira
k gás	condutividade térmica do gás de descarga do K-2301
k prop.bd	Constante de proporcionalidade entre as quantidades descarregada no “blowdown” e da água evaporada
k prop.res	Constante de proporcionalidade entre as quantidades do respingo e da água evaporada

LMTD ou $\Delta T_{lm}$	Média logarítmica das diferenças de temperatura
$l_{efet}$	Comprimento efetivo dos tubos dos “recuperadores de energia”
$l_fabricado$	Comprimento efetivo dos tubos dos “recuperadores de energia” fabricados
$l_{projeto\ original.}$	Comprimento efetivo dos tubos dos “recuperadores de energia”, considerado no projeto original POLIBRASIL
$l_c$	Corte ou janela das chicanas
$l_c\ fabricado$	Corte ou janela das chicanas nos “recuperadores de energia” fabricados
$l_c\ projeto\ original$	Corte ou janela das chicanas nos “recuperadores de energia” considerado no projeto original POLIBRASIL
$l_s$	Espaçamento entre chicanas
$l_s\ fabricado$	Espaçamento entre chicanas nos “recuperadores de energia” fabricados
$l_s\ projeto\ original$	Espaçamento entre chicanas nos “recuperadores de energia”, considerado no projeto original POLIBRASIL
$M'água$	Vazão mássica da água de alimentação da caldeira (BFW)
$M'água\ evapor$	Vazão da água evaporada na torre
$M'\ água\ projeto\ original$	Vazão mássica da água de alimentação da caldeira (BFW), considerada no projeto original POLIBRASIL
$M'\ água\ fabricado\ op.$	Vazão mássica da água de alimentação da caldeira (BFW), nos “recuperadores de energia” após a sua instalação e operação
$M'\água/trocador$	Vazão mássica da água de alimentação da caldeira (BFW), por trocador de calor
$M'\água/trocador\ fabricado\ op.$	Vazão mássica da água de alimentação da caldeira (BFW), por trocador de calor, após a sua instalação e operação
$M'\ bd$	Vazão da água de descarga ou “blowdown” da torre
$M'gás$	Vazão mássica dos gases de descarga do K-2301
$M'\ gás\ fabricado\ op.$	Vazão mássica dos gases de descarga do K-2301 nos “recuperadores de energia”, após a sua instalação e operação
$M'gás\ projeto\ original$	Vazão mássica dos gases de descarga do K-2301, considerada no projeto original POLIBRASIL
$M'gás/trocador$	Vazão mássica dos gases de descarga do K-2301 por trocador de calor
$M'\gás/trocador$	Vazão mássica dos gases de descarga do K-2301 por trocador de

fabricado op.	calor, após a sua instalação e operação
M'gás/trocador projeto original	Vazão mássica dos gases de descarga do K-2301 por trocador de calor, considerada no projeto original POLIBRASIL
M`reposição	Vazão da água de reposição ou “make up” da torre
M`respingo.	vazão da água de respingo
M`total comb. poup. fabricado op.	Massa total de combustível poupada após a instalação e operação dos “recuperadores de energia”
M`total comb. poup. projeto original	Massa total de combustível poupada, considerada no projeto original POLIBRASIL
Nb	Número de chicanas transversais nos trocadores de calor
Nb fabricado	Número de chicanas transversais nos “recuperadores de energia” fabricados
Nb projeto original	Número de chicanas transversais nos “recuperador de energia”, considerado no projeto original POLIBRASIL
Nc	Número de carreiras ou fileiras de tubos em fluxo cruzado nos trocadores de calor
Nc fabricado	Número de carreiras ou fileiras de tubos em fluxo cruzado nos “recuperadores de energia” fabricados
Nc projeto original	Número de carreiras ou fileiras de tubos em fluxo cruzado nos “recuperadores de energia”, considerado no projeto original POLIBRASIL
Ncw	Número de carreiras ou fileiras de tubos em fluxo cruzado nas janelas ou cortes das chicanas nos trocadores de calor
Ncw fabricado	Número de carreiras ou fileiras de tubos em fluxo cruzado nas janelas ou cortes das chicanas nos “recuperadores de energia” fabricados
Ncw projeto original	Número de carreiras ou fileiras de tubos em fluxo cruzado nas janelas ou cortes das chicanas nos “recuperadores de energia”, considerado no projeto original POLIBRASIL
Nss	Número de pares de tiras de selagem nos trocadores de calor
Nss fabricado	Número de pares de tiras de selagem nos “recuperadores de energia” fabricados
Nss projeto original	Número de pares de tiras de selagem nos “recuperadores de energia”, considerado no projeto original POLIBRASIL
Nt	Número de tubos nos trocadores de calor
Nt fabricado	Número de tubos nos “recuperadores de energia” fabricados
Nt projeto original	Número de tubos nos “recuperadores de energia”, considerado no

	projeto original POLIBRASIL
Ntpass	Número total de tubos por passe de tubos no trocador de calor
Nptub	Número de passes nos tubos no trocador de calor
P	Eficiência de temperaturas no projeto de trocadores de calor do tipo casco e tubos
p	Distribuição ou “layout” dos tubos nos trocadores de calor
Pci	Poder calorífico inferior
Pci GN	Poder calorífico inferior do gás natural
Pci OC	Poder calorífico inferior do óleo combustível
Po	Ponto de orvalho dos gases de descarga do K-2301 dos “recuperadores de energia”
Pof	Ponto de orvalho dos gases de descarga do K-2301 na saída dos “recuperadores de energia”
Poi	Ponto de orvalho dos gases de descarga do K-2301 na entrada dos “recuperadores de energia”
Ps	Pressão dos gases de descarga do K-2301 nos “recuperadores de energia”
Psf	Pressão dos gases de descarga do K-2301 na saída dos “recuperadores de energia”
Psi	Pressão dos gases de descarga do K-2301 na entrada dos “recuperadores de energia”
Q	Taxa de calor trocado no “recuperador de energia”.
Qt	Taxa de calor total trocado nos dois “recuperadores de energia”.
Qt fabricado op.	Taxa de calor total trocado nos dois “recuperadores de energia”, após a sua instalação e operação
Qt projeto original	Taxa de calor total trocado nos dois “recuperadores de energia” no projeto original POLIBRASIL
Qt/trocador	Taxa de calor trocado por trocador de calor
Qt /trocador fabricado op.	Taxa de calor total trocado por trocador de calor, após a instalação e operação
Qt /trocador projeto original	Taxa de calor total trocado por trocador de calor no projeto original POLIBRASIL
R	Razão das diferenças de temperaturas no projeto de trocadores de calor do tipo casco e tubos
Rb	Adimensional ou fator de correção de $\Delta Ps$ devido ao “bypass” do

	feixe de tubos pelo fluido do casco
R <sub>b</sub> fabricado	Adimensional ou fator de correção de $\Delta P_s$ devido ao “bypass” do feixe de tubos pelo fluido do casco, nos “recuperadores de energia” fabricados
R <sub>b</sub> projeto original	Adimensional ou fator de correção de $\Delta P_s$ devido ao “bypass” do feixe de tubos pelo fluido do casco, no projeto original POLIBRASIL
R <sub>i</sub>	Adimensional ou fator de correção de $\Delta P_s$ devido a vazamentos entre chicanas e casco e entre tubos e chicanas
R <sub>i</sub> fabricado	Adimensional ou fator de correção de $\Delta P_s$ devido a vazamentos entre chicanas e casco e entre tubos e chicanas, nos “recuperadores de energia” fabricados
R <sub>i</sub> projeto original	Adimensional ou fator de correção de $\Delta P_s$ devido a vazamentos entre chicanas e casco e entre tubos e chicanas, no projeto original POLIBRASIL
Re	Número de Reynolds
Res	Número de Reynolds do fluido do lado do casco
Ret	Número de Reynolds do fluido do lado dos tubos
r <sub>s</sub>	Resistência à troca térmica imposta pela incrustação do lado do casco
r <sub>t</sub>	Resistência à troca térmica imposta pela incrustação do lado dos tubos
r <sub>w</sub>	Resistência à troca térmica imposta pela parede metálica dos tubos
s <sub>b</sub>	Espaçamento entre casco e chicanas
s <sub>b</sub> fabricado	Espaçamento entre casco e chicanas, nos “recuperadores de energia” fabricados
s <sub>b</sub> projeto original	Espaçamento entre casco e chicanas, no projeto original POLIBRASIL
S <sub>m</sub>	Área de passagem em fluxo cruzado na linha de centro dos trocadores de calor, em um espaçamento entre chicanas
S <sub>m</sub> fabricado	Área de passagem em fluxo cruzado na linha de centro dos trocadores de calor, em um espaçamento entre chicanas, nos “recuperadores de energia” fabricados
S <sub>m</sub> projeto original	Área de passagem em fluxo cruzado na linha de centro dos trocadores de calor, em um espaçamento entre chicanas, no projeto original POLIBRASIL
S <sub>sb</sub>	Área de vazamento entre casco e chicanas nos trocadores de calor
S <sub>sb</sub> fabricado	Área de vazamento entre casco e chicanas nos trocadores de calor

	fabricados
Ssb projeto original.	Área de vazamento entre casco e chicanas nos trocadores de calor, no projeto original POLIBRASIL
Stb.	Área de vazamento entre tubos e chicanas nos trocadores de calor
Stb fabricado	Área de vazamento entre tubos e chicanas nos trocadores de calor fabricados
Stb projeto original.	Área de vazamento entre tubos e chicanas nos trocadores de calor, no projeto original POLIBRASIL
Sw	Área de passagem nas janelas ou cortes das chicanas.
Sw fabricado	Área de passagem nas janelas ou cortes das chicanas, nos “recuperadores de energia” fabricados
Sw projeto original	Área de passagem nas janelas ou cortes das chicanas, no projeto original POLIBRASIL
Swg	Área total de passagem nas janelas ou cortes das chicanas
Swg fabricado	Área total de passagem nas janelas ou cortes das chicanas, nos “recuperadores de energia” fabricados
Swg projeto original	Área total de passagem nas janelas ou cortes das chicanas, no projeto original POLIBRASIL
Sw	Área de passagem ocupada pelos tubos nas janelas ou cortes das chicanas
Sw fabricado	Área de passagem ocupada pelos tubos nas janelas ou cortes das chicanas, nos “recuperadores de energia” fabricados
Sw projeto original.	Área de passagem ocupada pelos tubos nas janelas ou cortes das chicanas, no projeto original POLIBRASIL
tf	Temperatura final ou temperatura de saída da BFW dos “recuperadores de energia”
tf fabricado op.	Temperatura final ou temperatura de saída da BFW dos “recuperadores de energia”, após instalação e operação
tf projeto original	Temperatura final ou temperatura de saída da BFW dos “recuperadores de energia”, no projeto original POLIBRASIL
Tf	Temperatura final ou temperatura de saída dos gases de descarga do K-2301 dos “recuperadores de energia”
Tf fabricado op	Temperatura final ou temperatura de saída dos gases de descarga do K-2301 dos “recuperadores de energia”, após instalação e operação
Tf projeto original	Temperatura final ou temperatura de saída dos gases de descarga do K-2301 dos “recuperadores de energia”, no projeto original

	POLIBRASIL
ti	Temperatura inicial ou temperatura de entrada da BFW nos “recuperadores de energia” (°C).
ti fabricado op	Temperatura inicial ou temperatura de entrada da BFW nos “recuperadores de energia”, após instalação e operação
ti projeto original	Temperatura inicial ou temperatura de entrada da BFW nos “recuperadores de energia”, no projeto original POLIBRASIL
Ti	Temperatura inicial ou temperatura de entrada dos gases de descarga do K-2301 nos “recuperadores de energia”
Ti fabricado op	Temperatura inicial ou temperatura de entrada dos gases de descarga do K-2301 nos “recuperadores de energia”, após instalação e operação
Ti projeto original.	Temperatura inicial ou temperatura de entrada dos gases de descarga do K-2301 nos “recuperadores de energia”, no projeto original POLIBRASIL
tm	Temperatura média da água de alimentação da caldeira nos tubos dos “recuperadores de energia”
tm fabricado op	Temperatura média da água de alimentação da caldeira nos tubos dos “recuperadores de energia”, após instalação e operação
tm projeto original	Temperatura média da água de alimentação da caldeira nos tubos dos “recuperadores de energia”, no projeto original POLIBRASIL
TRI	Taxa de retorno interno do investimento
TRIIS	Taxa de retorno interno do investimento incremental simplificada
TRIS	Taxa de retorno interno do investimento simplificada (sem impostos)
U	Coeficiente global de troca térmica
UI	Coeficiente global de troca térmica típico, obtido na literatura
UI “limpo”	Coeficiente global de troca térmica “limpo” (sem considerar resistência a troca térmica imposta pelas incrustações).
UI “sujo”	Coeficiente global de troca térmica “sujo” (considerando a resistência a troca térmica imposta pelas incrustações).
V’água	Vazão volumétrica da água de alimentação da caldeira por trocador de calor
vrec	Velocidade recomendada da água de alimentação da caldeira nos tubos do trocador de calor

## LISTA DE SÍMBOLOS GREGOS

$\left  \frac{\delta F}{\delta P} \right $ projeto	Módulo da derivada da curva do fator de correção da média logarítmica das diferenças de temperatura, em função da eficiência de temperaturas no projeto dos “recuperadores de energia”
$\Delta Ps$ projeto original	perda de carga total do lado do casco
$\Delta Pt$ projeto original	perda de carga total do lado dos tubos
$\Delta Pr$ projeto original	perda de carga nas entradas e saídas dos passes de tubos
$\Delta Ptt$ projeto original	perda de carga específica nos tubos propriamente dita
$\mu$	Viscosidade
$\mu$ água	Viscosidade da água de alimentação da caldeira
$\mu$ gás	Viscosidade do gás de descarga do K-2301
$\eta_{cald}$	Eficiência da caldeira
$\rho$	Densidade do fluido
$\rho$ água	Densidade da água de alimentação da caldeira
$\rho$ gás	Densidade do gás de descarga do K-2301

# SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO E OBJETIVOS</b>	23
1.1 INTRODUÇÃO	23
1.2 OBJETIVO	27
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	31
2.1 EVOLUÇÃO DA IMPORTÂNCIA DOS PROJETOS DE “ECOEFICIÊNCIA” (PROJETOS PARA REDUÇÃO DE CONSUMO DE RECURSOS NATURAIS E IMPACTO AMBIENTAL)	32
2.2 MÉTODO DA UNIVERSIDADE DE DELAWARE OU “MÉTODO DE BELL” (MÉTODO DE CÁLCULO DE DIMENSIONAMENTO E ESPECIFICAÇÃO DOS “RECUPERADORES DE ENERGIA”)	41
<b>3 DESCRIÇÃO E ALTERAÇÕES DO PROCESSO</b>	46
3.1 PROCESSO “SHELL ALKYLATE”	46
3.2 PROCESSO OU SISTEMA DE RESFRIAMENTO DO REATOR PRINCIPAL DE POLIMERIZAÇÃO (ONDE FORAM INSTALADOS OS “RECUPERADORES DE ENERGIA”)	48
<b>4 BALANÇOS MATERIAIS E ENERGÉTICOS</b>	53
4.1 MEDIÇÃO DAS VAZÕES DAS CORRENTES QUE ALIMENTARIAM OS “RECUPERADORES DE CALOR”	53
4.1.1 Medição das Vazões do Lado do Casco	53
4.1.2 Medição das Vazões Lado dos Tubos	54
4.2 BALANÇOS ENERGÉTICOS	55
4.2.1 Lado do Casco	55
4.2.1.1 Temperatura de saída dos gases (Tf) nos trocadores E-2302 C/D (recuperadores de energia”)	56
4.2.1.2 Determinação da energia “ótima a ser recuperada (taxa “ótima de calor a ser trocado)	57
4.2.1.3 Taxa de Calor Total Trocado (Qt)	59
4.2.2 Lado dos Tubos	60
4.2.2.1 Temperatura de Entrada da Água de Alimentação da Caldeira (ti), nos “Recuperadores de Energia” (E-2302 C/D)	60
4.2.2.2 Temperatura de Saída da Água de Alimentação da Caldeira (tf), nos “Recuperadores de Energia” (E-2302 C/D)	61
4.3 MÉDIA LOGARÍTMICA CORRIGIDA DAS DIFERENÇAS DE TEMPERATURA	61
4.3.1 Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (LMTD ou $\Delta T_{ln}$ )	61
4.3.2 Fator de Correção da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (F)	62

<b>4.4 MEDIÇÕES DAS CARACTERÍSTICAS DAS CORRENTES QUE ALIMENTAVAM OS “RECUPERADORES DE CALOR” (SAÍDA E ENTRADA), APÓS A ENTRADA EM OPERAÇÃO DOS MESMOS</b>	<b>63</b>
4.4.1 Medição das Vazões das Correntes que Alimentavam os “Recuperadores de Calor”	63
4.4.1.1 Lado do Casco	63
4.4.1.2 Lado dos Tubos	63
4.4.2 Medição das Temperaturas das Correntes que Alimentavam e Saiam dos “Recuperadores de Calor”	64
4.4.2.1 Lado do Casco	64
4.4.2.2 Lado dos Tubos	64
4.4.3 Taxa de Calor Total Trocado (Qt fabricado op. dados)	65
4.4.4 Média Logarítmica Corrigida das Diferenças de Temperatura (LMTD F)	67
4.4.4.1 Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura	67
4.4.4.2 Fator de Correção da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (F)	67
<b>5 ECONOMIA DE INSUMOS</b>	<b>68</b>
5.1 “ENERGIA RECUPERADA” / COMBUSTÍVEL POUPADÔ	68
5.1.1 “Energia Recuperada” (Erec.)	68
5.1.2 Combustível Poupado ou Economizado (M`total comb. poup.)	69
5.2 REDUÇÃO DE CARGA TÉRMICA NA TORRE DE RESFRIAMENTO DE ÁGUA / ÁGUA RESFRIAMENTO ECONOMIZADA	70
5.2.1 Redução de Carga Térmica na Torre de Resfriamento de Água (Cterm. total)	70
5.2.2 Água de Resfriamento Economizada	70
<b>6 DIMENSIONAMENTO DOS TROCADORES DE CALOR (“RECUPERADORES DE ENERGIA”; E-2302 C/D)</b>	<b>73</b>
6.1 DIMENSIONAMENTO DOS TROCADORES DE CALOR (“RECUPERADORES DE ENERGIA”; E-2302 C/D) PELA POLIBRASIL	73
6.1.1 Estimativa dos Trocadores de Calor Iniciais (“Trocadores Preliminares”)	73
6.1.1.1 Estimativa Inicial da Área de Troca Térmica dos “Trocadores Tentativos” (Attten ou Attten/trocador)	74
6.1.1.2 Características dos “Trocadores Preliminares”	75
6.1.2 Estimativa dos Trocadores de Calor Definitivos (“Recuperadores de Energia Definitivos”, E-2302 C/D)	77
6.1.2.1 Cálculo dos Coeficientes Individuais de Troca Térmica	81
6.1.2.2 Cálculo do Coeficiente Individual de Troca Térmica do Lado dos Tubos (ht)	93
6.1.2.3 Cálculo da Resistência Imposta pela Incrustação	94
6.1.2.4 Cálculo do Coeficiente Global de Troca Térmica (Us)	96

6.1.2.5 Cálculo da Área de Troca Térmica (Att)	97
6.1.2.6 Cálculo das Perdas de Carga	98
<b>6.2 TROCADORES DE CALOR FORNECIDOS PELOS FABRICANTES</b>	<b>102</b>
6.2.1 Cálculo de Parâmetros Construtivos para Avaliação dos Trocadores de Calor Fabricados pela Fornecedor	104
6.2.2 Coeficientes Individuais e Coeficiente Global de Troca Térmica	109
6.2.2.1 Coeficiente Individual de Troca Térmica (Coeficiente de Película) do Lado do Casco (hscorr. Fabricado)	110
6.2.2.2 Coeficiente Individual de Troca Térmica (Coeficiente de Película) do Lado dos Tubos (HT Fabricado)	112
6.2.3 Coeficiente Global de Troca Térmica (Us fabricado)	113
6.2.4 Área de Troca Térmica Requerida	113
6.2.5 Cálculo de Perdas de Carga	114
6.2.5.1 Cálculo de Perda de Carga do Lado do Casco	114
6.2.5.2 Perda de Carga do Lado dos Tubos	115
<b>6.3 TROCADORES DE CALOR FABRICADOS PELA FORNECEDORA DOS EQUIPAMENTOS CONSIDERANDO AS CONDIÇÕES REAIS OU MÉDIAS/NORMAIS DE OPERAÇÃO DO PROCESSO POLIBRASIL</b>	<b>115</b>
6.3.1 Medições das Temperaturas e Vazões das Correntes de Alimentação e Saída dos “Recuperadores de Energia” e Confirmação dos Balanços Materiais e Energéticos	118
6.3.2 Cálculo da Média Logarítmica Corrigida de Diferenças de Temperatura (LMTD*F)	119
6.3.3 Cálculo do Coeficiente Individual de Troca Térmica (Coeficiente de Película) do Lado do Casco (hs fabricado op.)	120
6.3.4 Cálculo do Coeficiente Individual de Troca Térmica (Coeficiente de Película) do Lado dos Tubos (hs fabricado op.)	120
6.3.5 Cálculo do Coeficiente Global de Troca Térmica (Us fabricado op.)	121
6.3.6 Área de Troca Térmica Requerida	121
6.3.7 Cálculo do Coeficiente Global de Troca Térmica Prático (Us prático)	122
6.3.8 Cálculo das Perdas de Carga	122
6.3.8.1 Cálculo da Perda de Carga Lado do Casco ( $\Delta PS$ Fabricado Op.)	122
6.3.8.2 Cálculo da Perda de Carga do Lado dos Tubos ( $\Delta PT$ Fabricado Op.)	123
<b>7 RESULTADOS DE MELHORIA DE PROCESSO</b>	<b>124</b>
7.1 “RECUPERAÇÃO DE ENERGIA”	124
7.2 REDUÇÃO DE CONSUMO DE ÁGUA E PRODUTOS DE TRATAMENTO DE CTW	125
7.3 VALORES ECONOMIZADOS	125

<b>7.4 REDUÇÃO DE EMISSÃO DE GASES PRODUTO DE COMBUSTÃO (DIÓXIDO DE CARBONO; ÓXIDOS DE ENXOFRE; ÓXIDOS DE NITROGÊNIO)</b>	<b>126</b>
<b>7.5 CARACTERÍSTICAS DOS TROCADORES DE CALOR “DEFINITIVOS” PROJETADOS ORIGINALMENTE PELA POLIBRASIL (PORÉM NÃO INSTALADOS COMO PROJETADOS)</b>	<b>127</b>
<b>7.6 CARACTERÍSTICAS DOS TROCADORES DE CALOR FABRICADOS PELA FORNECEDORA DOS EQUIPAMENTOS E CONSIDERANDO AS CONDIÇÕES NORMAIS OU MÉDIAS DE OPERAÇÃO DA POLIBRASIL</b>	<b>132</b>
<b>7.7 ANÁLISE ECONÔMICA</b>	<b>135</b>
<b>8 CONSIDERAÇÕES E ANÁLISE CRÍTICA SOBRE O PROJETO</b>	<b>137</b>
<b>8.1 ESPECIFICAÇÃO E DIMENSIONAMENTO DOS “RECUPERADORES DE ENERGIA”</b>	<b>137</b>
<b>8.2 DIMENSIONAMENTO DE TROCADORES DE CALOR COM DOIS PASSES NO CASCO PELO MÉTODO DA UNIVERSIDADE DE DELAWARE (“MÉTODO DE BELL”)</b>	<b>139</b>
<b>8.3 AVALIAÇÃO DOS TROCADORES DE CALOR FABRICADOS PELA FORNECEDORA DOS EQUIPAMENTOS</b>	<b>139</b>
<b>8.3.1 Menor Coeficiente Global de Troca Térmica</b>	<b>140</b>
<b>8.3.1.1 Menor Fração de Tubos em Fluxo Cruzado (FC Fabricado pela Fornecedor do Equipamento = 0,21; FC Projeto Original Polibrasil = 0,54)</b>	<b>140</b>
<b>8.3.1.2 Maior Espaço/Área para Vazamento entre Chicanas e Casco (SSB Fabricado pela Fornecedor do Equipamento = 0,00167 M<sup>2</sup>; SSB Projeto Original Polibrasil = 0,00092 M<sup>2</sup>)</b>	<b>142</b>
<b>8.3.1.3 Menor número de Carreiras/Fileiras de Tubos em Fluxo Cruzado (NC Fabricado pela Fornecedor do Equipamento = 3,15; NC Projeto Original Polibrasil = 7,70), e maior Espaço/Área para “Bypass” do Feixe de Tubos (FSBP Fabricado pela Fornecedor do Equipamento = 0,518 M<sup>2</sup>; FSBP Projeto Original Polibrasil = 0,388 M<sup>2</sup>)</b>	<b>143</b>
<b>8.4 OPORTUNIDADES DE MELHORIAS PARA O PROJETO</b>	<b>145</b>
<b>8.4.1 Metodologia de Coleta de Dados e Determinação das Vazões e Temperaturas das Correntes Envolvidas no Projeto a Serem Utilizadas para Dimensionamento dos “Recuperadores de Energia”</b>	<b>145</b>
<b>8.4.2 Coleta de Dados Após a Instalação dos “Recuperadores de Energia”</b>	<b>146</b>
<b>8.4.3 Utilização da Corrente de Gases de Descarga do Compressor Centrífugo para Pré-Aquecimento da Água de Alimentação da Caldeira</b>	<b>147</b>
<b>9 BIBLIOGRAFIA</b>	<b>148</b>
<b>ANEXOS</b>	<b>152</b>

## 1 INTRODUÇÃO E OBJETIVOS

A presente dissertação tem como objetivo a apresentação, a análise crítica, e avaliação de um projeto para “recuperação de energia”, implantado na planta industrial de uma empresa petroquímica do Pólo Petroquímico do Grande ABC (Capuava), a POLIBRASIL INDÚSTRIA & COMÉRCIO S.A., atualmente a QUATTOR PETROQUÍMICA.

### 1.1 INTRODUÇÃO

O projeto consistiu na medição de vazões e temperaturas de correntes que estariam envolvidas no projeto, execução de balanços materiais e energéticos, cálculos de equilíbrios termodinâmicos e ainda no dimensionamento, especificação e instalação de equipamentos para efetuar a “recuperação de energia”, principalmente de dois trocadores de calor (“recuperadores de energia”, E-2302 C/D), para o aproveitamento ou “recuperação” de parte da energia interna ou entalpia dos gases de descarga de um compressor centrífugo de grande porte (K-2301), que integrava o sistema de resfriamento do reator principal de polimerização de propileno (R-201), visando à produção de polipropileno.

Esta “energia recuperada” foi utilizada para o preaquecimento de água de alimentação da caldeira (BFW), via troca térmica com os gases de descarga do K-2301. Esta BFW faz a alimentação da caldeira através do vaso desaerador da mesma (V-3501), e deste último para a caldeira (F-3501) propriamente dita.

Em adição à diminuição do consumo de combustível, este empreendimento trouxe outros benefícios para a planta POLIBRASIL, descritos no tópico seguinte.

Este trabalho ou dissertação expõe a metodologia utilizada e os resultados obtidos neste projeto, comenta, discute e aprofunda os estudos referentes aos seguintes itens:

- Revisão bibliográfica sobre a “recuperação de energia”, redução de consumo de recursos naturais como combustíveis derivados de petróleo, água, etc.
- Revisão bibliográfica sobre os problemas causados pela crescente emissão de gases produto de combustão (sobretudo o CO<sub>2</sub>) e a necessidade de reduzir urgentemente esta emissão via redução de consumo de combustíveis derivados de petróleo, gás natural, etc

- Revisão, cálculo, dimensionamento e especificação de trocadores de calor para recuperação de energia, onde geralmente se intenciona recuperar quantidades relativamente grandes de energia de correntes de vazão relativamente pequenas de “fluidos quentes”, transferindo esta energia para correntes de vazões também relativamente pequenas de “fluído frio”. A revisão envolveu a utilização do Método da Universidade de Delaware (“Método de Bell”), para dimensionamento de trocadores de calor, principalmente considerando o dimensionamento de trocadores de calor com dois passes no lado do casco.
- Avaliação da redução de emissão de gases produto de combustão pela caldeira equivalente à queima do combustível poupado pelo projeto, basicamente NO<sub>x</sub>, SO<sub>x</sub>, e principalmente CO<sub>2</sub>.
- Aperfeiçoamento e explicação da metodologia empregada para avaliar qual a quantidade “ideal” de energia a ser recuperada, ou seja, a taxa de troca térmica mais adequada a ser utilizada no projeto dos “recuperadores de energia”.
- Comparação dos resultados de cálculos de dimensionamento e avaliação dos trocadores de calor (“recuperadores de calor” E-2302 C/D), com os resultados práticos obtidos na operação normal dos mesmos.
- “Análise de sensibilidade” da capacidade de troca térmica dos “recuperadores de energia” em função de algumas características geométricas e parâmetros construtivos dos mesmos.
- Sugestão de algumas oportunidades para melhoria do projeto, em casos similares de empreendimento.

A dissertação ou apresentação do projeto propriamente dito é feita em 8 tópicos ou capítulos dos quais os dois primeiros são capítulos introdutórios.

No capítulo 1, Introdução e Objetivo, o projeto é apresentado e seus objetivos são enfatizados.

No capítulo 2, Revisão Bibliográfica, é feita a pesquisa na literatura sobre a “recuperação de energia”, redução de consumo de recursos naturais e redução da emissão de gases produto de combustão, e ainda sobre trocadores de calor para fazer esta “recuperação de energia”, sobretudo sobre o método utilizado para cálculo de dimensionamento dos “recuperadores de energia” utilizados neste projeto, ou seja, o Método da Universidade de Delaware (“Método de Bell”).

O terceiro capítulo, Descrição do Processo e das Alterações , expõe o que seriam as atividades referentes ou relacionadas ao projeto conceitual do empreendimento. É descrito o

processo de produção de polipropileno no qual os “recuperadores de energia” foram instalados (SHELL ALKYRATE), e é exposto em que parte do processo (Unidade de Polimerização), e como foram feitas as alterações necessárias para a instalação dos “recuperadores de energia”, isto é, estudos de “layout” e de diagramas de fluxo do processo (“PFDs”), relativos ao projeto.

Do quarto ao sexto capítulo, são apresentados cálculos e estimativas para tomada de decisão sobre o projeto, ou seja, balanços materiais e energéticos, dimensionamentos e especificações de equipamentos (“recuperadores de energia”), isto é, atividades relativas ao projeto básico do empreendimento.

No capítulo 4, Balanços Materiais e Energéticos, são caracterizadas as correntes dos fluidos envolvidas no projeto, expostas as equações utilizadas para a execução dos balanços materiais e energéticos nas diferentes situações e cenários estudados, e apresentada a metodologia utilizada para determinar qual a taxa de energia mais adequada a ser recuperada (“taxa de troca de calor ideal nos recuperadores de energia”), e ainda é quantificada a redução de emissão de gases no produto de combustão (especialmente CO<sub>2</sub>).

No capítulo 5, Economia de Insumos, são feitas as estimativas das reduções de consumo de recursos naturais (principalmente combustíveis como óleo combustível OC, ou gás natural GN, usados para a geração de vapor, e água industrial IW, utilizada para resfriamento no sistema de CTW), em função da instalação dos “recuperadores de energia” e apresenta a redução de custos provenientes destas reduções de consumos naturais.

No capítulo 6, Dimensionamento dos Trocadores de Calor, o mais longo do trabalho, são expostos detalhadamente os cálculos térmicos e hidráulicos, dimensionamentos e especificações dos “recuperadores de energia” nas diferentes situações, ou seja:

- Estimativa dos Trocadores de Calor Iniciais (“Recuperadores de Energia Tentativos ou Preliminares”), visando se ter uma primeira idéia das características geométricas e parâmetros construtivos dos trocadores de calor, utilizados para dimensionamento dos trocadores definitivos.
- Dimensionamento dos Trocadores de Calor Definitivos (“Recuperadores de Energia” Definitivos, ou Trocadores do Projeto Original POLIBRASIL), objetivando-se dimensionar e especificar os trocadores de calor definitivos a serem fabricados e instalados, a partir dos trocadores de calor iniciais.
- Cálculos de Avaliação/Previsão de Desempenho dos Trocadores de Calor Fabricados pela Empresa Fornecedor dos Equipamentos, visando verificar se estes trocadores de calor, não fabricados exatamente conforme o Projeto Original

POLIBRASIL, teriam desempenho adequado considerando os requisitos do projeto de “recuperação de energia”, principalmente no que dizia respeito a energia que se planejou recuperar, ou seja, o calor a ser trocado nos equipamentos.

- Avaliação dos Trocadores de Calor Fabricados pela Empresa Fornecedor de Equipamentos, (Cálculo fenomenológico ou teórico do coeficiente global de troca térmica dos “recuperadores de energia”, considerando as condições reais ou médias normais de operação do processo POLIBRASIL, e comparação com o coeficiente global de troca térmica prático ou experimental obtido na operação dos “recuperadores de energia” nas mesmas condições operacionais), objetivando-se fazer a validação do método desenvolvido e utilizado para dimensionamento e especificação dos “recuperadores de energia” (“Método de Bell”, para trocadores de calor com dois passos do lado do casco).

No sétimo capítulo, Resultados Referentes à Melhoria de Processo, são apresentados os resultados obtidos com a implantação do projeto, tais como redução de consumo de recursos naturais, economia nos custos variáveis de operação e produção, diminuição de emissão de gases produtos de combustão e responsáveis pelo “efeito estufa”, “chuva ácida”, problemas respiratórios na comunidade vizinha e outros efeitos indesejáveis. São apresentadas, portanto, as atividades relacionadas com a avaliação final, validação e aceitação do empreendimento, e ainda a caracterização do mesmo como um projeto de sustentabilidade e incremento de ecoeficiência. Também se pode considerar que este capítulo tem um caráter de relatório final do empreendimento. Além disso, mostra sinteticamente as características construtivas e de operação dos “recuperadores de energia”, bem como os resultados econômicos obtidos pelo empreendimento e os compara com os resultados previstos pelo projeto original.

O oitavo e último capítulo, Considerações Sobre o Projeto de Trocadores de Calor, tem uma característica mais acadêmica e menos relacionada ao desenvolvimento de um projeto convencional, pois faz uma apresentação mais detalhada do método desenvolvido para cálculo e dimensionamento dos “recuperadores de energia” (“Método de Bell” com dois passos no lado do casco), e faz comentários e avaliações do mesmo, como estimativas de sensibilidade do coeficiente de película do lado do casco e do coeficiente global de troca térmica em função de parâmetros construtivos dos trocadores de calor.

## 1.2 OBJETIVO

O objetivo principal do projeto foi a redução do consumo de combustível na caldeira da POLIBRASIL (F-3501), através do pré-aquecimento da água de alimentação da mesma (BWF), com os gases de descarga de um compressor centrífugo de grande porte (K-2301), e consequente diminuição da quantidade necessária de vapor a ser injetado no vaso desaerador (V-3501) que recebe esta BFW para que a mesma possa ser aquecida e “degaseificada” e então enviada para a alimentação da caldeira propriamente dita. O V-3501 deve ser mantido nas condições especificadas de pressão e temperatura (cerca de 2 bar man. e 132°C), para que o mesmo garanta a remoção eficiente dos gases que possam causar corrosão no interior da caldeira (principalmente O<sub>2</sub> e CO<sub>2</sub>).

Obviamente com a redução do vapor injetado no desaerador, houve uma diminuição da necessidade de geração de vapor na F-3501, portanto, uma proporcional redução do consumo de óleo combustível (OC), ou gás natural (GN), o que representou uma economia de cerca de 9% dos combustíveis utilizados na caldeira.

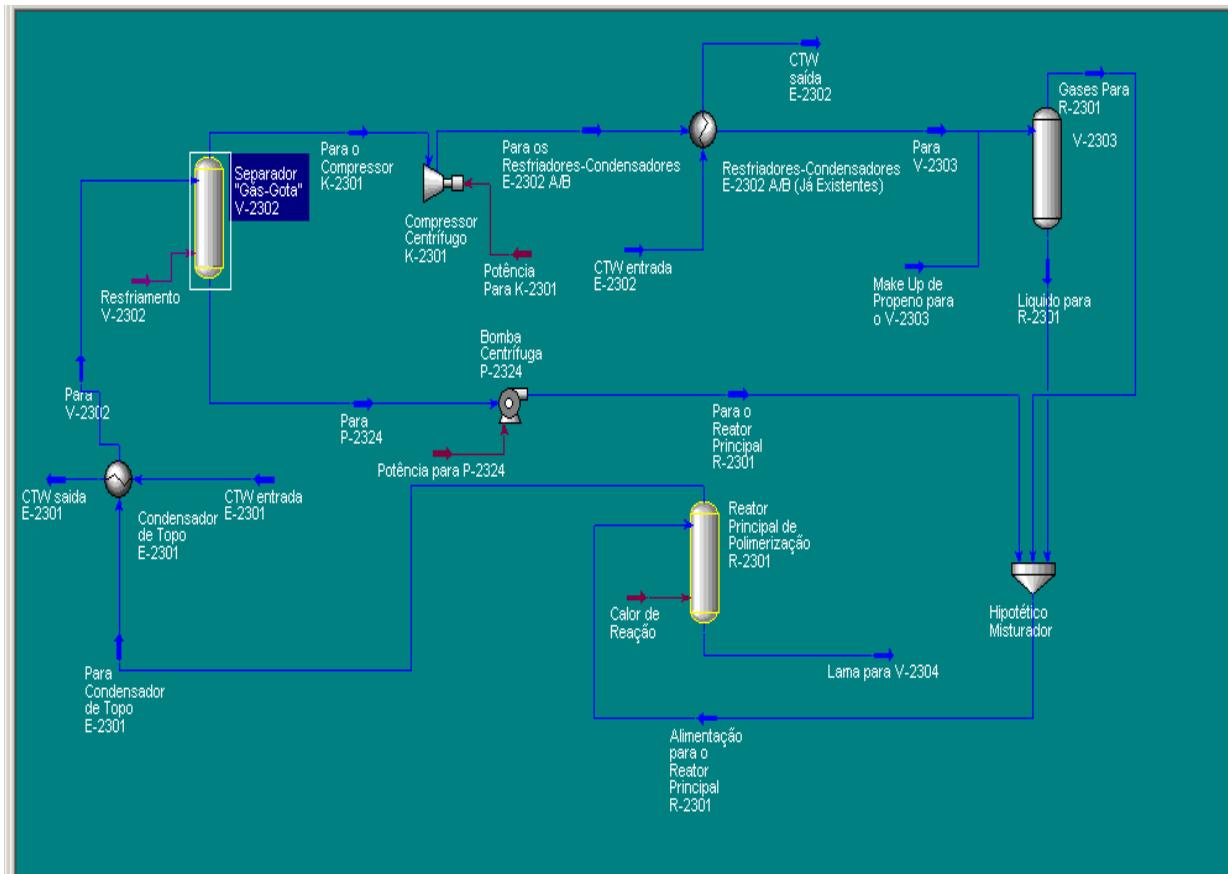
Com a instalação dos “recuperadores de calor” (E-2302 C/D), além da redução da ordem de 9% no consumo de combustíveis, foram obtidas, conforme previsto no projeto, outras melhorias ou benefícios para a operação da planta, ou seja:

- Redução da carga térmica para o sistema de torre de resfriamento de água devido ao fato de que parte da carga térmica transferida anteriormente para a água de resfriamento (CTW) estar sendo transferida para a BFW. Esta redução de carga térmica foi aproximadamente referente à mesma energia transferida para a BFW nos “recuperadores de energia” (E-2302 C/D), ou seja, a energia ou entalpia referente ao dessuperaquecimento dos gases de descarga do K-2301. Como o sistema de CTW estava operando quase sempre no seu limite de capacidade, esta carga térmica “poupada” pode ser usada em outros equipamentos da planta, propiciando uma melhor operação da mesma.
- Redução do consumo de água industrial de reposição para o sistema de água de resfriamento (CTW), propiciada pela diminuição da necessidade de evaporação de água na torre de resfriamento (PK-3401), devido à redução da carga térmica para o sistema de CTW. Além da redução de consumo de água de reposição, foram poupanas também quantidades proporcionais de produtos químicos para tratamento da CTW.

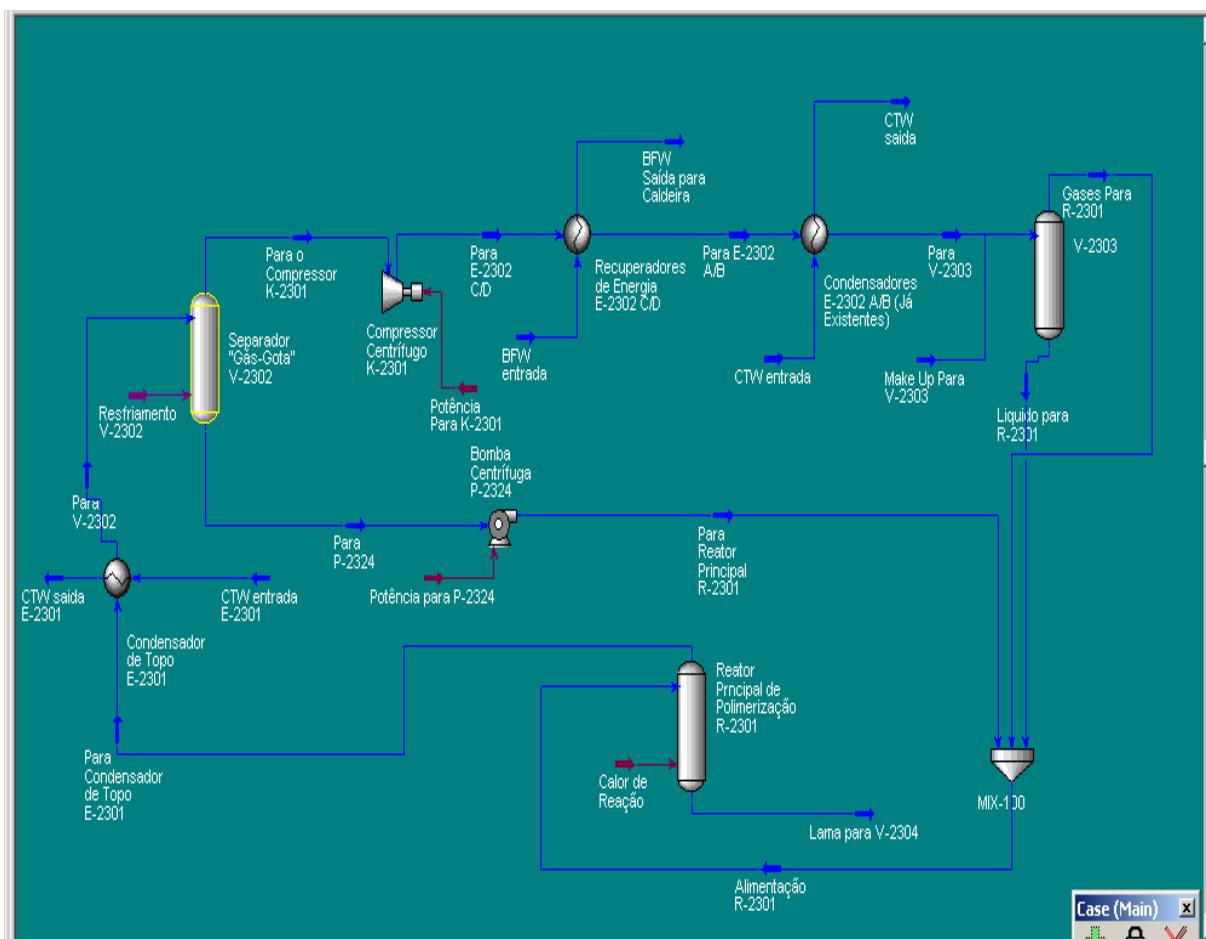
- Redução da emissão de gases de produto de combustão (principalmente CO<sub>2</sub>, SOx e NOx), devido à redução do consumo de combustíveis derivados do petróleo OC ou GN.
- Aumento potencial de produção de polipropileno devido ao aumento da capacidade do sistema de resfriamento do reator principal de polimerização (R-2301), uma vez que houve um acréscimo do total de área de troca térmica disponível para a “remoção de calor” dos gases de descarga do K-2301.
- Em termos de “ganhos potenciais”, o empreendimento também poderia proporcionar um “crédito de carbono” de cerca de US\$ 10 a 14 mil/ano, porém, na época de implantação do projeto ainda não existia esta possibilidade, pois ainda não havia sido instaurado este incentivo à redução de emissão de gases causadores do “efeito estufa”.

É interessante ressaltar que os benefícios oriundos da instalação dos E-2302 C/D, não somente trouxeram vantagens econômicas ou operacionais para a planta POLIBRASIL, (atualmente QUATTOR PETROQUÍMICA), mas também proporcionaram melhorias para o meio ambiente com a redução de emissão de gases produtos de combustão e ainda para a economia de recursos naturais como a redução do consumo de água industrial e gás natural (GN), ou óleo combustível (OC), e portanto, propiciaram benefícios para comunidade de modo geral, contribuindo para a melhoria da qualidade do ar na região do Pólo Petroquímico do Grande ABC (Capuava), e redução do “efeito estufa”, e ainda aumentando a disponibilidade de água industrial e de combustíveis derivados do petróleo para a sociedade.

Para que seja possível antecipar uma melhor compreensão do sistema de “recuperação de energia”, as ilustrações 1 e 2 abaixo mostram o sistema de resfriamento do R-2301 antes e após sua instalação.



**Ilustração 1** - Sistema de resfriamento do reator de principal de polimerização antes da implantação dos “recuperadores de energia” (E-2302 C/D)



**Ilustração 2 - Sistema de resfriamento do reator de principal de polimerização após a implantação dos “recuperadores de energia” (E-2302 C/D)**

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Como este trabalho trata de dois temas correlacionados, mas que podem ser considerados distintos, ou seja, um primeiro tema relacionado à recuperação de energia em indústrias químicas e petroquímicas, no caso específico em uma empresa petroquímica do Pólo Petroquímico do Grande ABC (POLIBRASIL, atualmente QUATTOR PETROQUÍMICA), e um segundo tema referente aos principais equipamentos para fazer-se esta “recuperação de energia”, no caso em questão, de dois trocadores de calor tratados nesta dissertação como “recuperadores de energia”, esta revisão bibliográfica irá também considerar duas seções distintas para um melhor entendimento e possibilidade de um maior detalhamento de cada uma delas.

Na primeira seção, seção 2.1, é apresentada uma revisão da literatura referente a processos para “recuperação de energia” e para redução de consumo de recursos naturais como aqueles insumos poupadados com a implantação dos “recuperadores de energia”, isto é, água e combustíveis derivados do petróleo e de sua exploração (água industrial, óleo combustível e posteriormente gás natural), e diminuição de emissão de gases poluidores, inclusive gases relacionados com o efeito estufa como o dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), e com a chuva ácida como os óxidos de enxofre ( $\text{SO}_x$ ), ou ainda gases que provocam problemas respiratórios e irritação do aparelho respiratório ( $\text{NO}_x$ ), ou seja, uma revisão relativa à literatura que trata da importância da hoje chamada sustentabilidade e “ecoeficiência” dos processos.

Na seção 2.2, é feita uma revisão da literatura que aborda o método de cálculo utilizado para dimensionamento e especificação dos trocadores de calor (“recuperadores de energia”: E-2302 C/D), isto é, o Método da Universidade de Delaware (“Método de Bell”). Trabalhos que mostravam a aceitação e o prestígio do método, principalmente no meio dos especialistas na área de transferência de calor e dimensionamento de equipamentos para esta finalidade foram estudados e comentados. Também foram mencionados e analisados alguns trabalhos e artigos relativos a melhorias da metodologia e procedimento para o dimensionamento de trocadores de calor e desenvolvimento de dispositivos para aumentar o coeficiente individual de troca térmica e/ou redução de perda de carga no lado do casco.

Maior ênfase foi dada a artigos relativos aos limites de incerteza ou acuracidade do método no cálculo do coeficiente individual de troca térmica (coeficiente de película), e perda de carga do lado do casco, o que ainda persiste como um dos grandes problemas dos métodos de dimensionamento de trocadores de calor, incluindo o “Método de Bell”,

considerado o melhor método para dimensionamento de equipamentos de troca térmica disponível na literatura aberta na época do projeto e ainda continua sendo colocado entre os melhores e mais utilizados, até como referência para avaliação e comparação de outros métodos.

## 2.1 EVOLUÇÃO DA IMPORTÂNCIA DOS PROJETOS DE “ECOEFICIÊNCIA” (PROJETOS PARA REDUÇÃO DE CONSUMO DE RECURSOS NATURAIS E IMPACTO AMBIENTAL)

Assim como ainda são vistos por grande parte dos representantes do “poder econômico” e defensores de idéias mais conservadoras (o governo republicano dos Estados Unidos ainda não assinou o “Tratado de KIOTO”), até o final da década de 80 os movimentos ecológicos e preservacionistas que tentavam alertar para os riscos de uma economia e de um desenvolvimento industrial baseados no uso indiscriminado de energia e dos demais recursos naturais e ainda gerando grandes impactos no clima e no meio ambiente de modo geral, eram considerados empecilhos para o desenvolvimento econômico das empresas e países (Silva e Vianna, 2006).

Por esta razão, projetos relativos à conservação de recursos naturais e preservação climática e ambiental, hoje chamados de projetos de sustentabilidade e/ou melhoria de ecoeficiência, até esta época (final da década de 80), somente eram realizados com o objetivo de diminuição de consumo de combustíveis e outros insumos, obviamente visando à redução nos custos e mesmo assim quando os mesmos mostravam muito vantajosos economicamente (taxas de retorno de investimento mais altos que outros projetos), e de baixos riscos de insucesso.

Como consequência do acima exposto, até as “Crises do Petróleo”, quando os retornos para este tipo de investimento tornaram-se muito interessantes devido ao aumento significativo do preço dos combustíveis (principalmente aqueles derivados do petróleo), estes projetos de melhoria de ecoeficiência normalmente eram empreendimentos ocasionais (“projetos spot”) e raramente faziam parte de programas consistentes de conservação de energia e recursos naturais, bem planejados e elaborados sobre bases tecnológicas modernas e atualizadas.

Este fato acabava por comprometer a eficiência e eficácia destes projetos em comparação com programas de mesmo objetivo, levados a efeito nos países mais desenvolvidos, principalmente em países europeus, conforme Silva (2005). No Brasil, ainda

não havia um desenvolvimento e não era dada a devida importância para o aprendizado e aplicação metódica das tecnologias de conservação de energia e recursos naturais de um modo geral, bem como para a gestão desta atividade, de transcendental importância para o sucesso da aplicação de qualquer tecnologia como exposto por Michael et al. (2000) e Silva (2005).

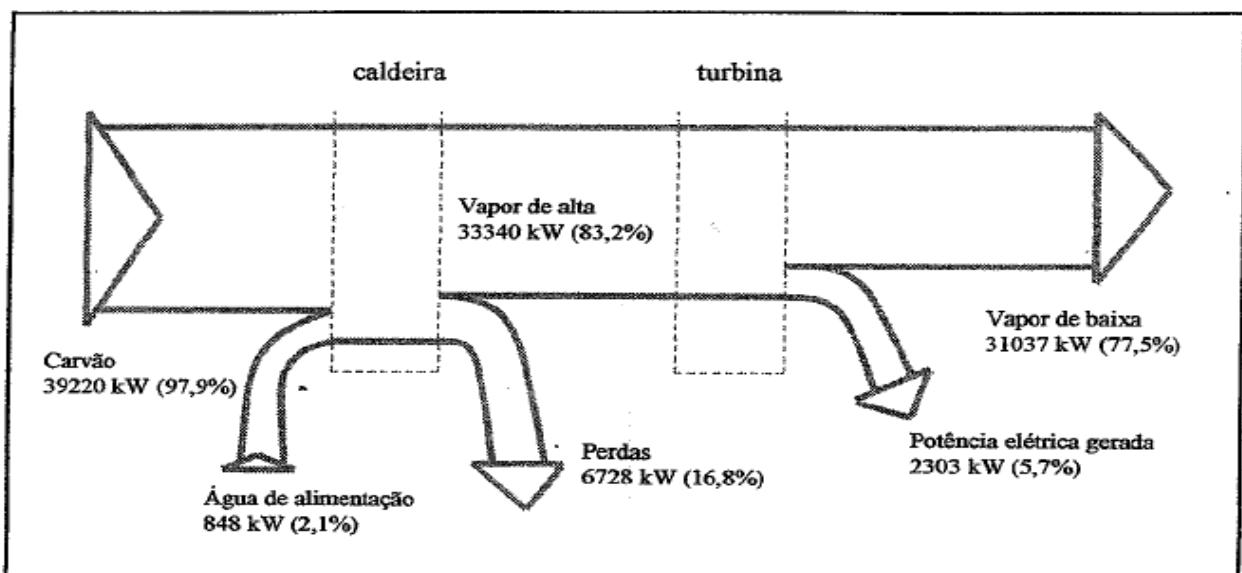
Atualmente, porém, como ressalta Silva (2005), após as “Crises do Petróleo”, e os “apagões” energéticos de 2001 e 2002, e os problemas climáticos relacionados com a emissão de gases produto de combustão, principais responsáveis pelo efeito estufa, este campo ganhou mais atenção, pois ficou claro que a escassez de energia, enfaticamente a energia elétrica nestes últimos episódios, e de uma quase inexistência de uma política energética para o país, já há algumas décadas, pode dificultar e na realidade já tem dificultado o crescimento econômico e industrial do Brasil.

Reconhecida esta realidade, projetos e otimização de processos e operações com o objetivo de conservação de energia começaram a ser realizados de maneira mais metódica e planejada, na forma dos conhecidos “programas de conservação de energia”.

Conforme Céspedes e Paiva (2001), estes programas incluem comitês de combate ao desperdício energético, auditorias energéticas, projetos de sistemas para “recuperação de energia”, racionalização do consumo energético, substituição de energéticos, sendo que, mais recentemente, também foram incluídos projetos de unidades de co-geração dos mais diferentes portes e tipos, e estes programas tem ganhado um maior suporte econômico e um maior embasamento científico e tecnológico, bem como uma maior capacitação dos profissionais que atuam nesta área no país.

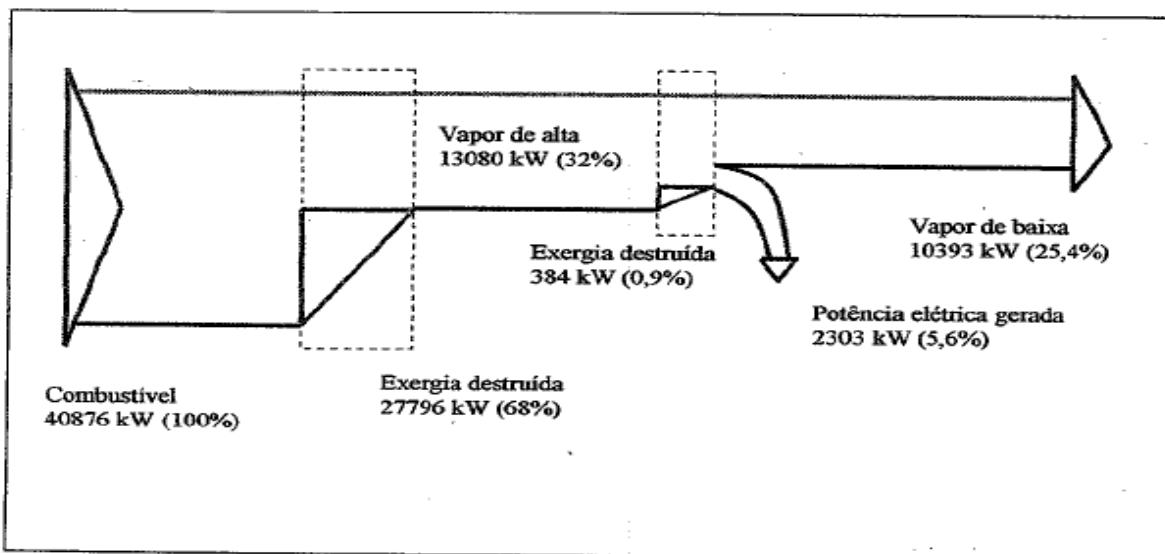
Entre estas novas tecnologias e princípios de aplicação de conceitos científicos para a operacionalização eficaz destes projetos e programas de racionalização de consumo e recuperação de energia, conforme Paiva (2001), e Moreira (2000), estão desde métodos mais precisos de cálculo, dimensionamento e especificação de trocadores de calor (“recuperadores de energia”), e isolamento térmico até a utilização da Metodologia Pinch. Segundo Paiva (2001), esse último método permite otimizar a implantação de redes de trocadores de calor, maximizando a recuperação de energia ou reduzindo o número de equipamentos e a área de troca térmica a ser instalada e principalmente pode servir como um dos princípios básicos para projeto de toda uma planta química, petroquímica, refinaria de petróleo, etc, para que a mesma tenha um aproveitamento máximo de energia, água de resfriamento e outras utilidades, ou seja, minimização do consumo de recursos naturais e consequentemente da emissão de gases produto de combustão.

A aplicação metódica do conceito de exergia como a grandeza termodinâmica que melhor avalia a capacidade de uma corrente fluida de realizar trabalho tem sido amplamente explorada (Céspedes e Oliveira, 2001), para a análise térmica e econômica de plantas de geração de energia e co-geração, assim como de plantas químicas e petroquímicas, e até mesmo em plataformas tipo “offshore”, conforme Oliveira e Hombeeck (1996), tem levado a significativas melhorias na performance energética e exergética destas plantas. As Ilustrações 3 e 4 mostram respectivamente o Diagrama de Sankey, proveniente de um balanço energético ou entálpico em uma planta de co-geração com turbina a vapor alimentada por uma caldeira de alta pressão que utiliza carvão como combustível, e o Diagrama de Grassman que é proveniente de um balanço exergético exatamente na mesma planta de co-geração (Céspedes e Oliveira, 2001).



**Ilustração 3** - Diagrama de Sankey, Proveniente do Balanço Energético / Entálpico.

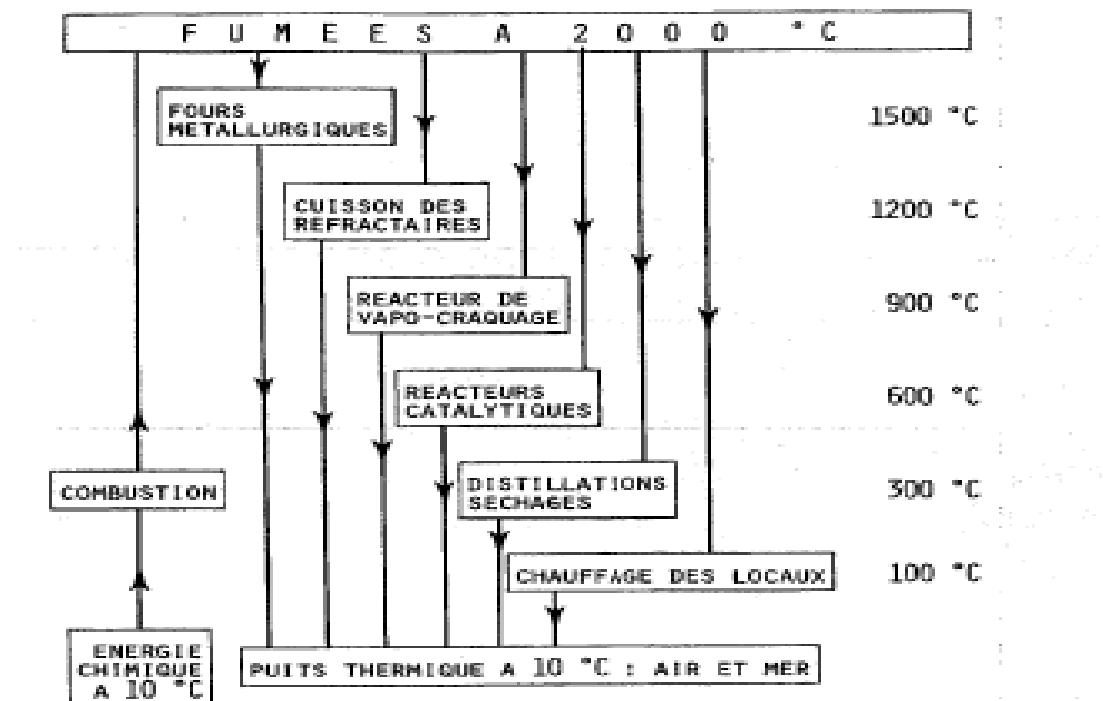
O balanço exergético (Diagrama de Grassman) considera que, mesmo em um processo isoentálpico, onde a entalpia é conservada durante o mesmo, como na expansão ideal de vapor em uma válvula, ocorre uma “perda do potencial da corrente do fluido de produzir trabalho” devido ao aumento da entropia do mesmo (Céspedes e Oliveira, 2001).



**Ilustração 4 - Diagrama de Grassman, Proveniente do Balanço Exergético**

Como consequência do acima exposto, é interessante notar que, no Diagrama de Sankey, existe apenas uma perda de energia ou entalpia relativamente pequena devido à água de alimentação da caldeira, e o diagrama apresenta uma eficiência energética da planta de co-geração de cerca de 83%, enquanto o balanço exergético representado pelo Diagrama de Grassman, que leva em conta a “destruição de exergia” na caldeira e na turbina a vapor, principalmente devido ao significativo aumento da entropia, e portanto, considera a perda de capacidade ou de potencial da corrente de termofluido de gerar trabalho, a eficiência exergética da mesma planta de cogeração é da ordem de 31%.

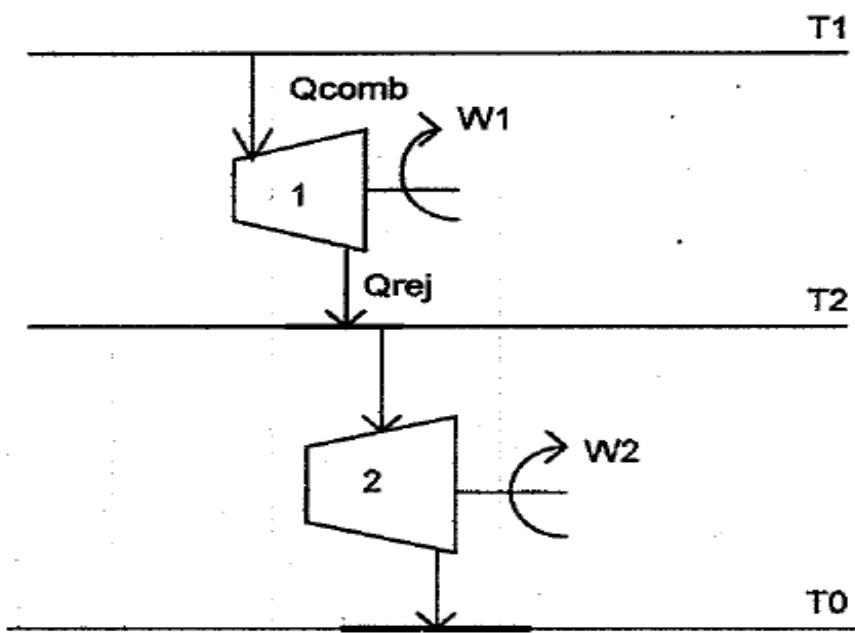
Outro conceito introduzido de maneira cada vez mais freqüente e consistente na racionalização de consumo e “recuperação de energia” está sendo o de “cascata térmica” onde o fluxo de saída de um processo de “nível de temperatura mais alto” é o fluxo de entrada do processo seguinte, de “nível de temperatura mais baixo”, permitindo desse modo que a energia ou entalpia seja utilizada seqüencialmente em cada processo com um melhor aproveitamento de seu “potencial térmico” ou temperatura (vide Ilustração 5, como simbolização gráfica da cascata térmica).



**Ilustração 5 - Cascata Térmica (Aproveitamento de Energia em Diferentes Níveis de Temperatura)**

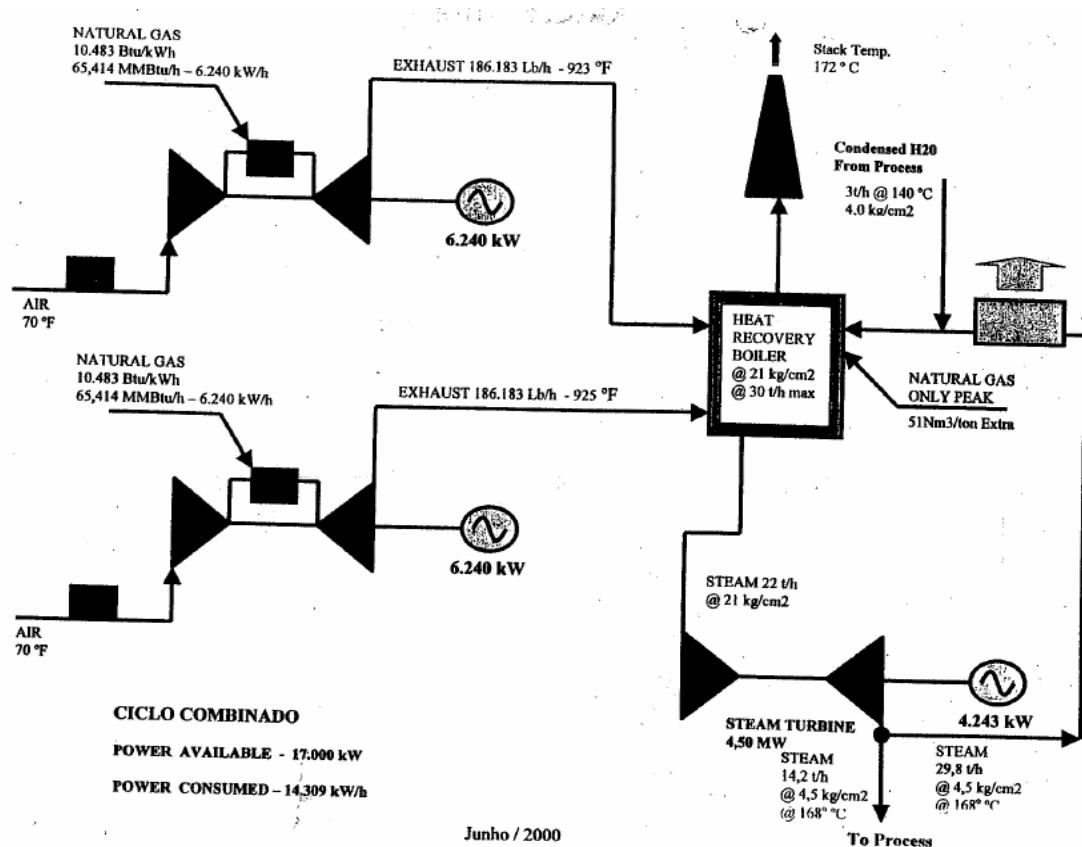
Considerada muitas vezes como uma aplicação ou caso específico da “cascata térmica”, conforme Paiva (2001), outra tecnologia que vem sendo bastante aperfeiçoada e empregada é a co-geração, que com seus vários tipos, principalmente baseados na utilização de turbinas a gás a vapor ou em ambas (ciclo combinado), permite a utilização da exergia do combustível de um modo mais eficiente do que nas usinas termelétricas convencionais, pois, a energia ou entalpia contida na corrente de saída do sistema (geralmente da turbina ou turbinas para geração de energia elétrica) nos sistemas de geração termelétrica convencionais é simplesmente rejeitada, enquanto, na co-geração, esta energia ou entalpia é ainda aproveitada no processo produtivo para geração de vapor em caldeiras de recuperação localizadas na saída de turbinas a gás, ou como “vapor exausto” da turbina a vapor, para aquecimento de unidades do processo, conforme a Agência para Aplicação de Energia (1998).

A Ilustração 6 mostra uma planta de co-geração com tecnologia de ciclo combinado. Na mesma, pode-se notar a “cascata térmica”, iniciando com as altas temperaturas da câmara de combustão de gás natural (cerca de 1500 a 2000 °C), alimentação e saída das turbinas a gás (cerca de 500 a 700 °C), geração de vapor superaquecido na caldeira de recuperação para alimentação da turbina a vapor (da ordem de 350 a 450 °C), e vapor exausto da turbina a vapor para alimentação de vapor de aquecimento para o processo (que geralmente varia de 160 a 200 °C).



**Figura 2. Princípio de um ciclo combinado**

**Ilustração 6 – Princípio de um ciclo combinado**



**Ilustração 7 – Diagrama de fluxo do processo de uma planta de co-geração com ciclo combinado.**

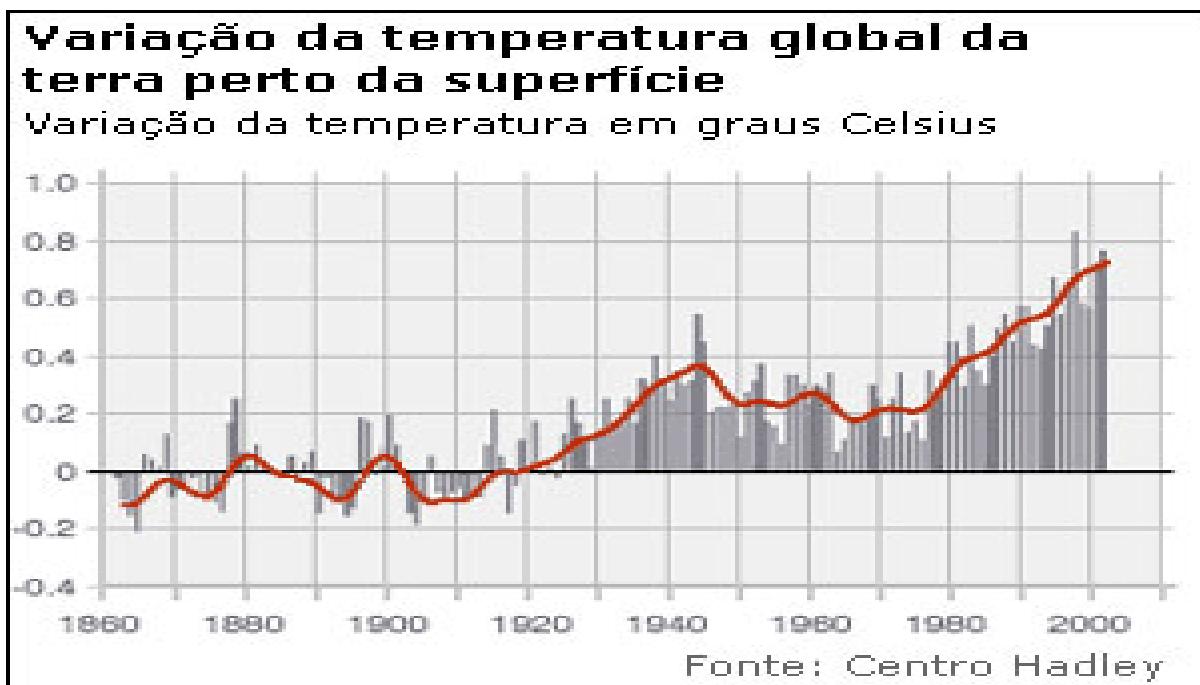
Ao mesmo tempo, o desenvolvimento ou significativo aperfeiçoamento de materiais isolantes e materiais refratários, e ainda de equipamentos como “bombas de calor”, queimadores e caldeiras de recuperação de alta eficiência, turbinas a gás de altas potências, compressores dinâmicos para altas vazões, trocadores de calor tipo placas que permitem um menor “approach” entre temperaturas do fluido quente e do fluido frio, possibilitaram a exploração mais ampla de todas estas tecnologias e conceitos, tornando cada vez mais factível tecnicamente e viável economicamente a otimização energética e a “recuperação de energia”.

Outro aspecto curioso é que, até menos que duas décadas atrás, pouca importância era dada para o fato de que poupar, recuperar ou racionalizar o consumo de energia e de outros recursos naturais significa também diminuir os impactos ambientais causados pela geração e consumo de energia, notadamente quando a mesma é proveniente de queima de combustíveis derivados do petróleo (Silva, 2005).

Com a recente comprovação e inevitável aceitação do fenômeno do sobreaquecimento global e a previsão dos graves problemas que este fenômeno pode trazer para o meio ambiente e consequentemente para a humanidade, uma maior importância começou a ser dada para o aspecto do impacto ambiental por parte das empresas, embora para algumas delas, conforme Barbieri (2004), Silva (2005), e ainda Amorim e Manzoni (2007), esta maior atenção ao meio ambiente é somente resultado da pressão da sociedade e exigências legais e para estas empresas, as ações para preservação ambiental são consideradas apenas como um custo inerente e inevitável do negócio.

Outras empresas, porém, conforme Amorim e Manzoni (2007), estão considerando a necessidade de atender as demandas ambientais como a sua sobrevivência e crescimento como empresa, sem causar impactos irreversíveis ao meio ambiente (“sustentabilidade”). Estas empresas vêm modificando seus processos e práticas de trabalho de modo a incorporar a gestão ambiental como aspecto relevante, buscando uma interferência ambiental mínima e implementando práticas de responsabilidade sócio-ambiental para uma melhoria da qualidade de vida das comunidades vizinhas, ou sociedade de modo mais geral, e não somente para o enriquecimento extremo de pequenos grupos, às custas de uma acentuada piora da qualidade de vida da grande maioria da humanidade, e até mesmo dos riscos de não sobrevivência de outros.

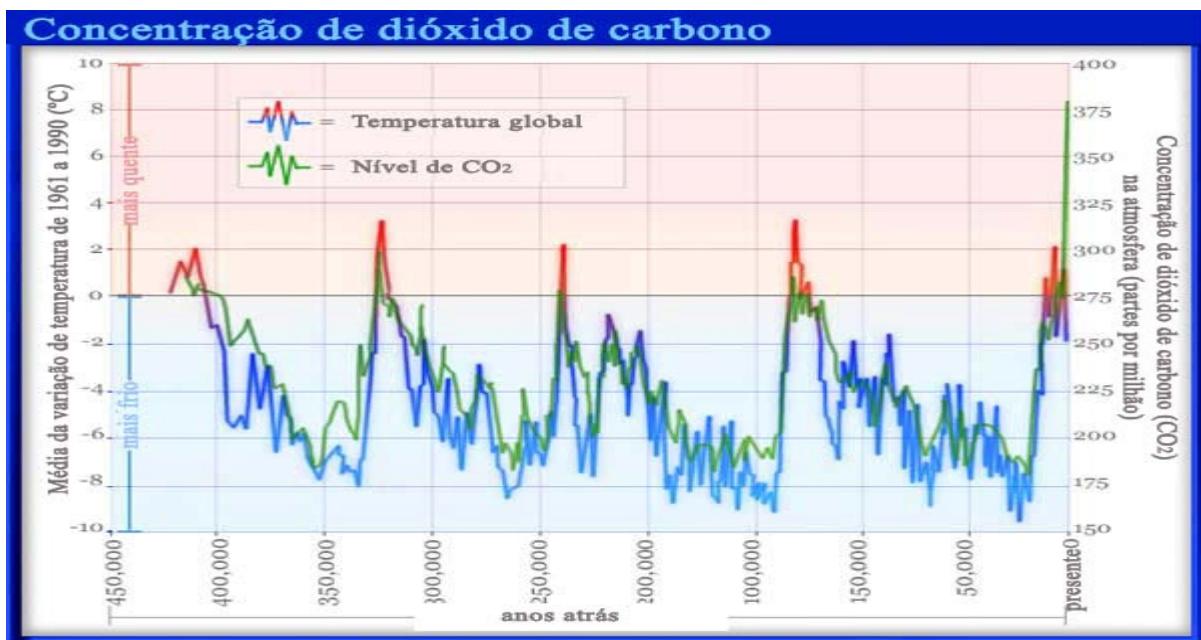
A ilustração 8 mostra de forma inegável o acréscimo de temperatura global, com um visível acréscimo na “aceleração” deste aumento de temperatura nas duas últimas décadas.



**Ilustração 8** - Aumento da Temperatura Global, com Rápida Elevação nas Duas Últimas Décadas

Continuando a explorar o trabalho de Amorim e Manzoni (2007), pode-se verificar que as afirmativas acima não são tão radicais ou exageradamente pessimistas como alguns querem fazer parecer, pois o referido trabalho faz uma avaliação da consistência do modelo e das ações propostas por empresas com as recomendações de modelos teóricos, como o *The Natural Step* (TNS) e o modelo *All Quadrants, All Levels* (AQAL) de Ken Wilber (apud BARONTINI, 2007), já que muitos dos modelos de planejamentos estratégicos existentes nestas empresas enfatizam principalmente as questões e aspectos econômicos, deixando em segundo plano os aspectos da adequação e eficiência técnica e da eficácia nos resultados em termos ambientais, ou seja, planejamentos estratégicos que ainda deixam a desejar em termos de eco-eficiência e sustentabilidade.

A ilustração 9 mostra também, de modo claro e inegável, a correlação entre o aquecimento global e o aumento da concentração de dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ) na atmosfera, ou seja, que o aquecimento global é devido ao chamado “efeito estufa” provocado por gases produto de combustão, principalmente  $\text{CO}_2$ .



**Ilustração 9** - Relação Entre Aumento da Temperatura Global Devido ao Aumento da Concentração de CO<sub>2</sub> na Atmosfera, ou ainda, Sobreaquecimento Global devido ao “Efeito Estufa”

Para finalizar esta parte da pesquisa da literatura, pode-se concluir que, diante da nova realidade que se apresenta, na qual a escassez de recursos naturais é a grande ameaça, não só para as futuras gerações, mas já mesmo em nossos dias, a missão do engenheiro mudou ou deve mudar em um futuro bastante próximo de acordo com Silva (2005). A redução da disponibilidade e o consequente aumento de preços de água e energia proveniente de derivados de petróleo (OC) e gás natural (GN) são provas incontestáveis desta ameaça já presente.

Outra razão para esta mudança de missão e foco do engenheiro são as alterações negativas no meio ambiente e no clima, provocadas pelo despejo de poluentes em nossos mananciais e emissão de gases na atmosfera, principalmente gases de produto de combustão, responsáveis pelo “efeito estufa”.

Mas a palavra mudança se encontra relativamente “desgastada” pelo seu emprego exagerado na propaganda, marketing e mídia, e nos famosos “discursos corporativos” quase sempre utilizados para defender os interesses do poder econômico e não para alertar para as reais necessidades de mudanças para preservar recursos naturais e proteger o meio ambiente e consequentemente melhorar a qualidade de vida de nossa sociedade ou mesmo da humanidade conforme exposto por Amorim e Manzoni (2007).

Mas a mudança que realmente é necessária é uma priorização de trabalhos de engenharia que verdadeiramente visam a um desenvolvimento sustentável (esta expressão também está começando a se “desgastar” pelos mesmos motivos que desgastaram a

palavra “mudanças”), e não somente naqueles trabalhos voltados exclusivamente ao aumento dos lucros das empresas sem preocupação ética e adequada com o futuro do planeta, como também exposto em *The Natural Step* (TNS) e o modelo *All Quadrants, All Levels* (AQAL) de Ken Wilber (apud BARONTINI, 2007).

## 2.2 MÉTODO DA UNIVERSIDADE DE DELAWARE OU “MÉTODO DE BELL” (MÉTODO DE CÁLCULO DE DIMENSIONAMENTO E ESPECIFICAÇÃO DOS “RECUPERADORES DE ENERGIA”)

O Método da Universidade de Delaware (“Método de Bell”), para cálculo do coeficiente individual de troca térmica (coeficiente de película) e da perda de carga do lado do casco de trocadores de calor tipo casco e tubos, foi o método utilizado para o dimensionamento e especificação dos trocadores de calor (“recuperadores de energia”), instalados para pré-aquecer a água de alimentação da caldeira (BFW), aproveitando ou “recuperando” parte da entalpia dos gases de descarga de um compressor centrífugo de grande porte, que fazia parte do sistema de resfriamento de um reator de polimerização de propeno conforme descrito neste trabalho.

O “Método de Bell” (Bell, 1963) é baseado em uma extensa pesquisa experimental e coleta de dados, bem como em um desenvolvimento analítico e teórico realizado na Universidade de Delaware do final dos anos 40 a meados da década de 60.

O método é específico para correntes de uma única fase (100% líquido ou 100% gás) no lado do casco de trocadores de calor casco e tubos e calcula o coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão no lado do casco do equipamento, considerando-se inicialmente um escoamento sem vazamentos ou “bypass”, ou seja, escoamento do fluido no casco de um trocador de calor com um feixe de tubos circular, chicanas segmentadas com corte horizontal ou vertical, sem espaço para escoamento ou vazamentos entre tubos e chicanas (vazamentos através da coroa circular entre o orifício nas chicanas para passagem dos tubos e os próprios tubos), ou entre as chicanas e as paredes internas do casco do trocador (vazamentos na fresta entre chicana e casco), e também não apresenta escoamento ou vazão de fluido que contorne o feixe de tubos, passando entre os tubos mais externos do feixe circular de tubos e as paredes internas do casco do trocador (“bypass” do feixe de tubos). Posteriormente, o método corrige este coeficiente de película para transferência de calor e também a queda de pressão com os

adimensionais ou fatores de correção que levam em conta estas características indesejáveis, ou não idealidades do escoamento do fluido do lado do casco em relação ao feixe de tubos e as chicanas conforme exposto por Bell (1963).

O “Método de Bell” era considerado na época do projeto como o melhor apresentado na literatura aberta para cálculo de trocadores casco e tubos pela acuracidade dos seus resultados de coeficientes de troca térmica e perda de carga no lado do casco (Perry e Chilton, 1997; Roque e Lona, 2000), e ainda hoje é considerado por muitos pesquisadores e projetistas de trocadores de calor como um dos melhores e usado como referência e para comparação e validação de outros métodos ou desenvolvimento de equipamentos de troca térmica.

Mas, segundo Taborek e Palen (1969), apesar da menor incerteza entre os métodos analisados, a principal deficiência do “Método de Bell” é a utilização de adimensionais ou fatores de correção que consideram independentemente as características indesejáveis de vazamentos e “bypass” e a quantificação destes fatores de correção somente via as características geométricas e parâmetros construtivos dos trocadores.

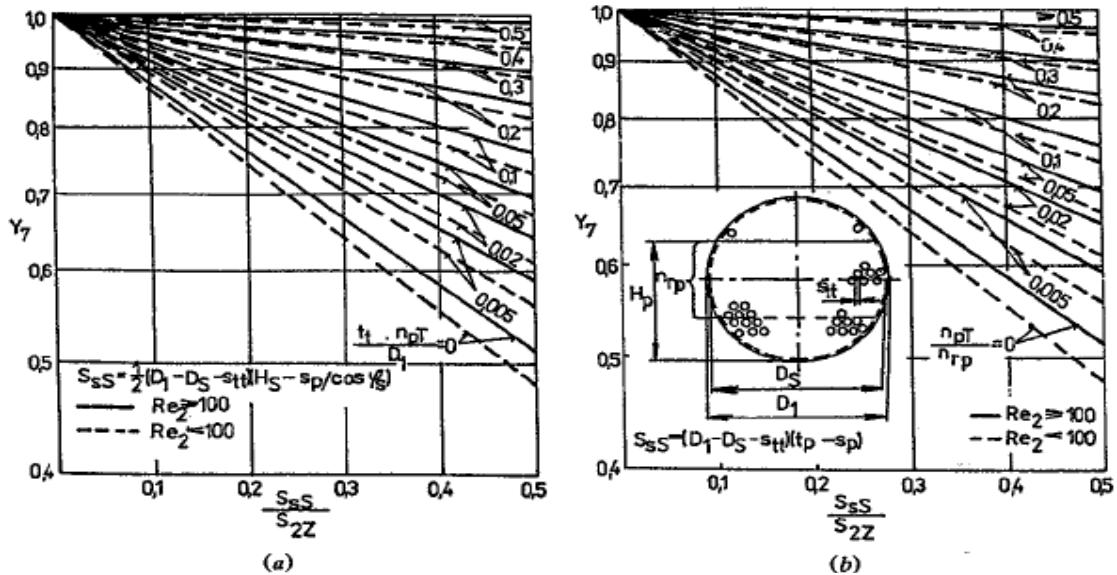
Apesar de ter sido proposto há mais quatro décadas, o “Método de Bell” ainda é amplamente usado, conforme alguns dos trabalhos expostos a seguir.

Roque e Lona (2000) fizeram um estudo de dimensionamento para trocadores de calor com mais de um passe no lado do casco, pelo Método da Universidade de Delaware, expondo tabelas com resultados de coeficiente global de troca térmica para trocadores de dois e até quatro passes no lado do casco.

Baracat orientou um trabalho de graduação na Escola de Engenharia Mauá (2004), onde trocadores de calor alimentados com correntes líquidas no casco e nos tubos poderiam ser dimensionados “via” um programa de cálculo em linguagem VBA (Visual Basic for Application), que poderia, teoricamente, dimensionar trocadores com até três passes no casco, porém, nenhuma comprovação prática ou validação experimental da acuracidade do procedimento por meio de observação de trocadores já instalados na indústria e em operação foi efetuada.

Esta aceitação do Método da Universidade de Delaware (“Método de Bell”), por parte dos especialistas na área de estudos de troca térmica, fica evidenciada quando o método é constantemente utilizado para comparação com outros métodos e uso de novos equipamentos e dispositivos para melhoria de troca térmica (aumento de coeficiente de película), ou redução de perda de carga do lado do casco, como Stehlík et al. (1994), que, nos seus estudos realizados no Leste Europeu (República Checa), fizeram comparação dos valores de coeficiente de película e de perdas de carga com chicanas segmentadas

convencionais, obtidos pelo “Método de Bell”, com os obtidos em chicanas helicoidais, utilizando characteristicamente a “filosofia” de cálculo do “Método de Bell”. Apenas em caráter ilustrativo, pode-se verificar, na ilustração 8, essa comparação entre os fatores de correção do coeficiente de película do lado do casco devido ao “by-pass” do feixe de tubos entre chicanas segmentadas convencionais e as chicanas helicoidais.



**Ilustração 10 – Adimensional ou coeficiente de correção do coeficiente de película do lado do casco**

Outra evidência desta consideração e aceitação do método, esta no Brasil, é a utilização do “Método de Bell” por Ravagnani, Silva e Andrade (2003), para calcular os coeficientes individuais de troca térmica e perda de carga no lado do casco de seus trocadores, nas suas pesquisas e trabalhos visando a utilização da Metodologia Pinch para obter o layout de uma rede de trocadores para maximizar a recuperação de energia como mencionado na primeira seção desta revisão bibliográfica.

No artigo de Ravagnani, Silva e Andrade (2003), observaram que a utilização deste procedimento, calculando os coeficientes de película e perdas de carga no lado do casco segundo o Método da Universidade de Delaware, é uma contribuição significativa para as pesquisas de otimização de “layout” de redes de trocadores para maximizar a recuperação de energia ou dada uma energia e ser recuperada minimizar o número de cascos (trocadores), e a área de troca térmica, minimizando assim o custo do investimento, pois o uso do “Método de Bell” possibilitou que os relatórios ou artigos resultantes das pesquisas apresentassem valores “mais realísticos”. No trabalho, é feita menção a equipamentos com vários números de passes nos tubos (1, 2 e 4 passes), mas não com relação a trocadores de calor com mais de um passe no lado do casco.

Prithiviraj e Andrews (1998), em seus experimentos para validar seus modelos numéricos tridimensionais para calcular coeficiente individual de troca térmica e perda de carga do lado do casco de trocadores de calor tipo casco e tubos, se basearam também no programa de pesquisas levado a efeito na Universidade de Delaware, inclusive simulando um dos trocadores de calor usados nos experimentos originais da Universidade de Delaware em conjunto com a American Society of Mechanical Engineers (ASME). As considerações sobre as características não desejáveis em um banco de tubos, isto é, vazamentos entre chicana e tubo, chicana e casco, e o bypass do feixe de tubos são as mesmas do “Método de Bell”. A comparação dos resultados deste método computacional, levando em conta as considerações do “Método de Bell” apresentam resultados bastante consistente com os dados experimentais como pode ser visto na Tabela 1

**Tabela 1** – Resultados de simulações computacionais utilizando como base o método da Universidade de Delaware.

Run	$\Delta P$ , kPa	$T_{shell\ out}$ , °C	$T_{tube\ out}$ , °C	$h_{shell}$ , W/(m <sup>2</sup> K)	$h_{tube}$ , W/(m <sup>2</sup> K)
10-TL5-1-H-7	78.1 (75.43)	67.92 (68.44)	77.99 (78.0)	2834	22,201
10-TL5-1-C-1	77.3 (75.09)	63.08 (62.89)	52.91 (52.83)	2900	18,245
10-TL1-1-H-1	47.4 (51.8)	69.37 (69.44)	78.77 (78.78)	2629	22,367
10-TL2-1-H-2	78.7 (75.9)	69.94 (69.22)	77.58 (77.78)	3153	21,797
10-TL1-1-H-2	20.6 (22.7)	70.52 (70.22)	79.46 (79.28)	1997	21,719
10-TL2-1-H-3	32.8 (29.9)	71.09 (70.94)	79.38 (79.44)	2384	21,797

O método, apesar das características ressaltadas na literatura e acima mencionadas, tem uma acuracidade limitada, como qualquer método genérico da literatura aberta. Como pesquisado exaustivamente por Palen e Taborek (1969), que calcularam e testaram o método contra quase mil (972), dados referentes a coeficiente de película do lado do casco e contra mais de mil e trezentos (1332), referentes à perda de carga do lado do casco, e utilizando um grande número de fluidos e de parâmetros construtivos, chegou-se à conclusão de que, em casos extremos, o método pode predizer coeficientes de película do lado do casco de 50% abaixo a 100% acima do valor observado experimental, e mostrou-se que o “erro médio” no que tange ao coeficiente de película do lado do casco é de 15% inferior ao real ou prático, considerando todos os casos estudados, ou seja, o “Método de Bell” seria um método “conservador” (do lado da segurança), em termos de transferência de calor.

Em termos de perda de carga do lado do casco, o método estima valores de 50% abaixo a 200% acima do valor observado experimentalmente, apresentando um “erro médio” de 5% abaixo do valor observado na prática, para números de Reynolds acima de 1000, isto

é, seria um método “não conservador” (do lado inseguro), no que diz respeito à perda de carga, afirmativa confirmada por Perry e Chilton (1973 e 1997).

Os cálculos para dimensionamento e especificação dos “recuperadores de energia” instalados na POLIBRASIL foram preponderantemente baseados nos artigos de Bell (1960), e em artigo que apresenta um procedimento passo a passo para utilização do método (Bell, 1963) e na exposição do método e de sua aplicação constante em Perry e Chilton (1973).

### 3 DESCRIÇÃO E ALTERAÇÕES DO PROCESSO

#### 3.1 PROCESSO “SHELL ALKYLATE”

O processo de produção de polipropileno adotado na planta POLIBRASIL (hoje QUATTOR PETROQUÍMICA), instalada no Pólo Petroquímico do Grande ABC, na ocasião do projeto em questão era o Processo “SHELL ALKYLATE”, substituído posteriormente pelo processo SPHERIPOL no primeiro trimestre de 2003.

O processo “SHELL ALKYLATE” basicamente é constituído de seis unidades produtivas propriamente ditas, ou seja:

- Unidade 2100: onde a matéria prima (propileno), e demais insumos (isooctano, denominado “solvente” ou alquilato, e SBA ou álcool butílico secundário, etc) são purificados, principalmente “via” passagem através de leitos de adsorventes seletivos, para remoção de contaminantes que diminuem drasticamente a atividade e/ou seletividade do catalisador como água, monóxido e dióxidos de carbono, compostos organossulfurados ou organonitrogenados, etc.
- Unidade 2200: onde é confeccionado o catalisador (tipo Ziegler-Natta), à base de tricloreto de titânio e cloreto de alumínio ( $3\text{TiCl}_3.\text{AlCl}_3$ )
- Unidade 2300: onde é efetuada a polimerização do propileno propriamente dita em dois reatores de mistura (CSTR), em série, sendo o primeiro o reator, de maior capacidade, denominado de reator principal ou primário (R-2301), e o segundo, de menores dimensões, chamado de reator secundário (R-2302). A polimerização se dá em suspensão, empregando como “veículo” da suspensão uma fração parafínica de sete a nove átomos de carbono, basicamente isooctano (2,2,4-trimetil pentano), denominado “solvente” ou alquilato, daí o nome do processo.
- Neste processo, a reação de polimerização do propileno ocorre em processo contínuo, com a injeção de propileno líquido, propileno gasoso contendo o hidrogênio para controle do peso molecular das cadeias, catalisador e alquilato no reator principal (R-2301). O compressor centrífugo (K-2301), na descarga do qual se instalaram os “recuperadores de energia” (E-2302 C/D), faz parte do sistema de resfriamento deste reator. A reação de polimerização é concluída no segundo reator CSTR de menores dimensões, denominado reator secundário (R-2302).

- Unidade 2400: onde a suspensão de partículas de polipropileno em alquilato ou “solvente”, formada na unidade de polimerização, é submetida a um tratamento com álcool butílico secundário (SBA), para complexação e desativação do catalisador e extração do mesmo da partícula de polímero, e onde também posteriormente é efetuada a secagem do “pó” de polipropileno (evaporação do alquilato ou “solvente” e separação do mesmo do “pó” de polipropileno, e posterior condensação deste “solvente” e envio para unidade de destilação para a sua recuperação).
- Unidade 2500: unidade de aditivação e extrusão para onde é enviado o “pó” de polipropileno seco, obtido na unidade 2400, para que o mesmo seja aditivado e extrudado, gerando os grãos (“pellets”) de polipropileno a serem armazenados, embalados e expedidos.
- Unidade 2600: unidade de destilação do “solvente usado”, para onde é enviado o “solvente” separado do polímero na unidade 2400, para ser filtrado e destilado com a finalidade de ser reutilizado no processo.

A Ilustração 11 mostra, de maneira simplificada, um diagrama de blocos do processo da Tecnologia “SHELL ALKYLATE”, para produção de polipropileno. Consta também, nesse fluxograma de processo, um balanço de massa efetuado para produção de cerca de 15,25 t de polipropileno/h, produto de um desgargalamento efetuado ainda após a instalação dos “recuperadores de energia” (E-2302 C/D). Antes da instalação dos E-2302 C/D, a capacidade nominal da planta era de 13,5 t de polipropileno/h.

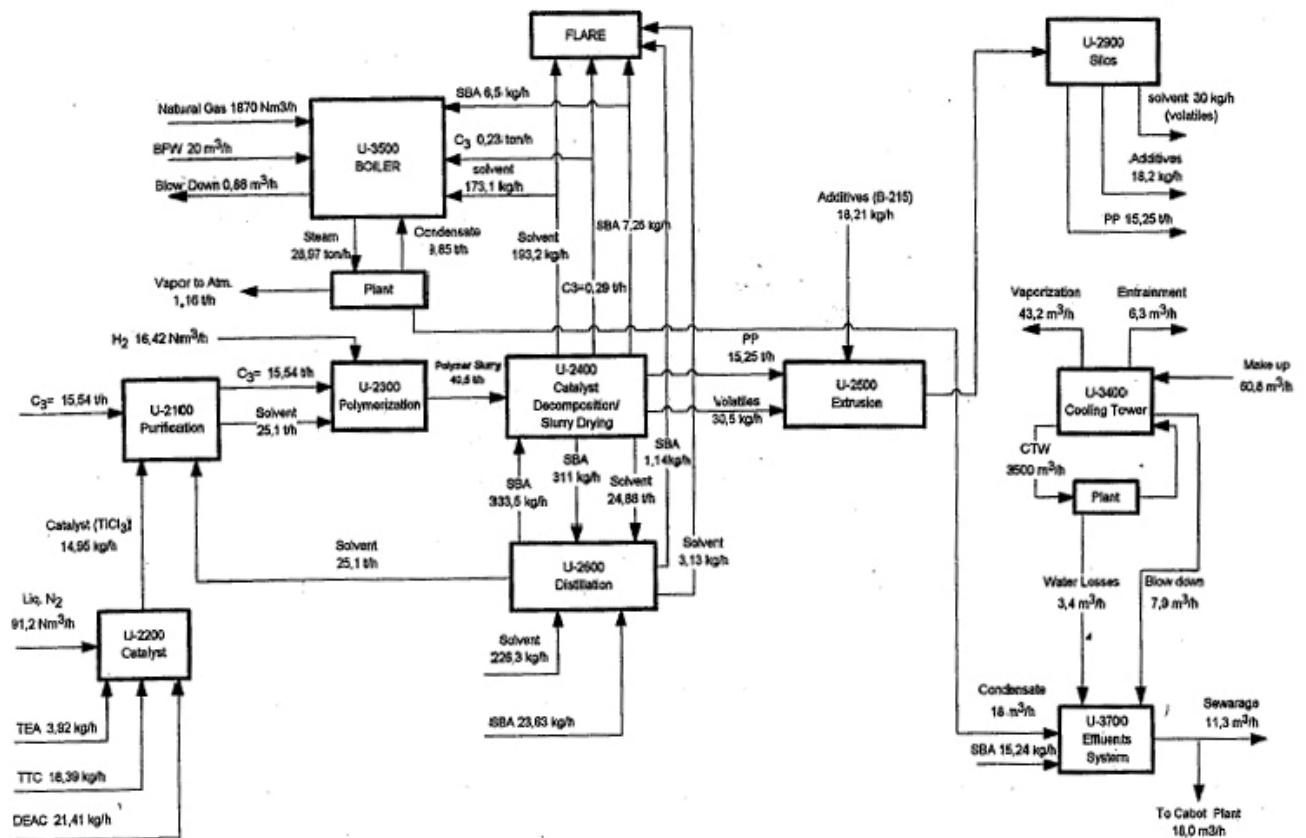


Ilustração 11 - Fluxograma de Processo da Tecnologia “SHELL ALKYLATE” para Produção de Polipropileno

### 3.2 PROCESSO OU SISTEMA DE RESFRIAMENTO DO REATOR PRINCIPAL DE POLIMERIZAÇÃO (ONDE FORAM INSTALADOS OS “RECUPERADORES DE ENERGIA”)

O processo ou sistema de resfriamento do reator principal de polimerização de propileno (R-2301), onde foram instalados os “recuperadores de energia” (E-2302 C/D), tinha como objetivo remover o “calor de reação” gerado na polimerização desta olefina para produção de polipropileno (cerca de 590 kcal/kg de polipropileno produzido).

O sistema de resfriamento do R-2301 consistia de um processo convencional, bastante utilizado, no qual o propileno líquido, que não era somente o reagente, mas também o fluido de resfriamento, era injetado no reator principal. Cerca de vinte por cento (20 a 25%) desta olefina reagiam para produzir o polipropileno, e os restantes cerca de oitenta por cento (75 a 80%), expandiam e evaporavam utilizando o calor de reação como entalpia de vaporização do propileno líquido, removendo assim, o calor de reação do R-2301.

Esta corrente de propileno vaporizado saía pelo topo do R-2301 succionada por um compressor centrífugo de grande porte (K-2301). Porém, antes de atingir a sucção do compressor, o vapor de propeno passava pelo condensador de topo do reator (E-2301), onde a maior parte dos vapores de alquilato ou “solvente” existente nesta corrente (cerca de 4,0 a 4,5% em massa) era condensada e retornava “por gravidade” ao reator, trazendo consigo algum propeno e propano também condensado neste condensador de topo e dissolvido no “solvente” (equilíbrio termodinâmico).

A corrente gasosa que saía pelo topo do E-2301 passava por um vaso separador “gás-gota” (V-2302), onde parte do “solvente” condensado no E-2301, que havia sido arrastado, juntamente e algum propileno e propano também condensados e dissolvidos no “solvente” líquido, eram separados, retornando também ao reator R-2301, enquanto os vapores compostos principalmente de propileno e propano, contendo muito pouco “solvente” (menos que 1% em massa), saíam pelo topo do V-2302, e eram succionados pelo K-2301.

Os gases de descarga do compressor, compostos basicamente de propileno e propano (a Tabela 2 mostra a composição típica destes gases de descarga do K-2301), superaquecidos e a alta pressão (em torno de 132 a 140 °C, e 24 a 25 bar man.), eram então enviados para dois dessuperaquecedores/condensadores (E-2302 A/B), que operavam em paralelo, e tendo, como fluido frio, a água de resfriamento (CTW).

**Tabela 2** - Composição dos gases de descarga do K-2301 que alimentavam os “Recuperadores de Energia”

Componente Considerado	Fórmula Química	Massa Molecular (kg/kmol)	Vazão Molar (kmol/h)/ trocador	Fração Molar	Vazão Mássica (kg/h)/ trocador	Fração Mássica
Água	H <sub>2</sub> O	18	ND (1)	ND (1)	ND (1)	ND (1)
Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44	76,00	0,1330	3350,50	0,1396
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30	ND (1)	ND (1)	ND (1)	ND (1)
Nitrogênio	N <sub>2</sub>	28	6,97	0,0122	195,35	0,0081
Etileno	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28	ND (1)	ND (1)	ND (1)	ND (1)
Solvente	C <sub>6</sub> H <sub>18</sub>	114	2,79	0,0049	319,75	0,0133
Hidrogênio	H <sub>2</sub>	2	7,42	0,0130	14,97	0,0006
Propileno	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	42	478,10	0,8369	20119,60	0,8383
Total			571	1,0000	24000	1,0000

(1) ND: Não detectado

A saída desses dessuperaquecedores/condensadores (E-2302 A/B), constituída basicamente de propileno e propano liquefeitos, era enviada para o vaso acumulador de propileno (V-2303). Os gases não condensados nos E-2302 A/B, compostos preponderantemente de hidrogênio injetado no reator R-2301 para controle do peso molecular ou tamanho das cadeias de polipropileno e de algum propileno e propano não condensados (novamente cálculos via equilíbrio termodinâmico), saíam pelo topo destes condensadores e também alimentavam o vaso V-2303, porém no seu “céu gasoso”.

Neste vaso, era alimentado o propileno líquido proveniente da unidade de purificação de matéria prima (unidade 2100), para repor o propileno reagido (“make up” do propileno polimerizado), e deste vaso, o propileno líquido voltava para o reator principal (R-2301), devido ao diferencial de pressão entre o vaso V-2303 e o reator R-2301 (cerca de 16 bar).

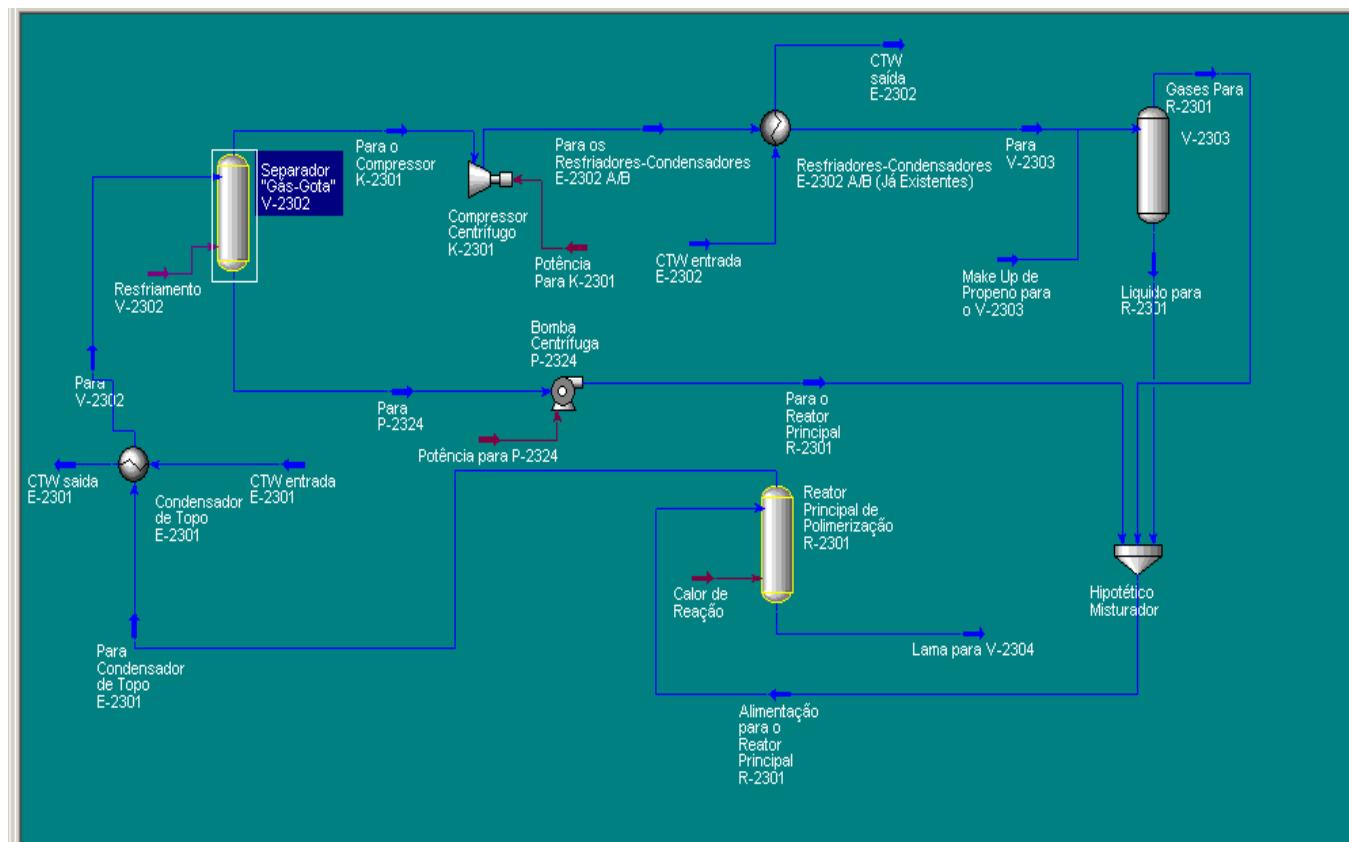
Antes de alimentar o R-2301, o propileno era sub-resfriado em uma unidade de refrigeração (A-2302), instalada entre o V-2303 e o R-2301 em um dos projetos para desgargalamento da planta, reduzindo a temperatura do propileno líquido da temperatura de saturação no V-2303 (cerca de 30 a 35 °C) para aproximadamente 3 a 5 °C, aumentando assim a eficiência do ciclo de resfriamento do R-2301.

Os “recuperadores de energia”, (E-2302 C/D), foram instalados na descarga do compressor centrífugo (K-2301), a montante dos condensadores já existentes (E-2302 A/B), para operarem em paralelo entre si, e em série, a montante, destes trocadores de calor já existentes, com a função específica de dessuperaquecerem o propileno superaquecido da

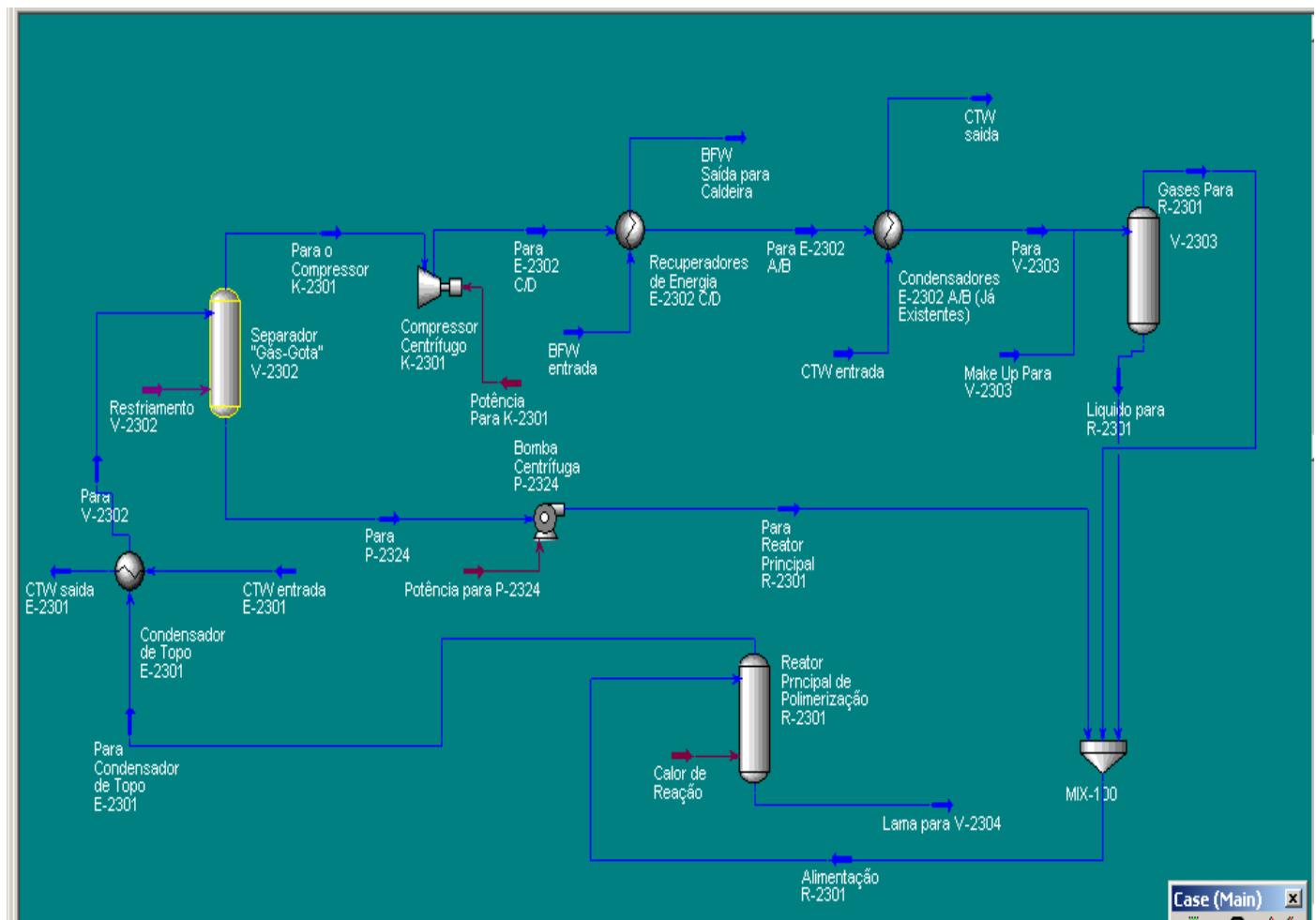
descarga do K-2301, utilizando como líquido de resfriamento (“corrente fria”), a água de alimentação da caldeira (BFW), pré-aquecendo a mesma.

A água de alimentação da caldeira, já pré-aquecida nos “recuperadores de energia”, alimentava o vaso desaerador da água de alimentação da caldeira (V-3501), propiciando uma redução significativa na injeção de vapor de baixa pressão neste vaso para manter suas condições especificadas de pressão e temperatura, o que implicava em uma igual redução de vapor a ser gerado na caldeira (redução de cerca de 2200 a 2300 kg vapor/h ou ainda  $17,6 \text{ à } 18,4 \times 10^3 \text{ t vapor/ano}$ ), e consequente diminuição no consumo de combustível de cerca de 9% do consumo anterior à instalação do sistema de “recuperação de energia”.

Conforme visto anteriormente, a ilustração 10 e a ilustração 11 mostram o sistema de resfriamento do R-2301, respectivamente antes e após a instalação dos “recuperadores de energia”.



**Ilustração 12 - Sistema de Resfriamento do Reator Principal de Polimerização Antes da Implantação dos “Recuperadores de Energia” (E-2302 C/D)**



**Ilustração 13 - Sistema de Resfriamento do Reator Principal de Polimerização Após a Implantação dos "Recuperadores de Energia" (E-2302 C/D)**

## 4 BALANÇOS MATERIAIS E ENERGÉTICOS

Antes do dimensionamento dos “recuperadores de energia”, havia necessidade de se estipular qual o valor da temperatura de saída do fluido quente (gás de descarga do compressor K-2301) destes trocadores de calor.

Um primeiro critério, essencialmente técnico, foi adotar um valor com base na temperatura de orvalho dessa mistura gasosa, uma vez que se objetivava somente recuperar a energia ou entalpia referente ao superaquecimento dos gases.

A razão para este critério ou decisão foi que não se desejava que uma vazão bifásica, á alta velocidade, entrasse nos trocadores já existentes (E-2302 A/B), pois segundo os especialistas em manutenção e inspeção de equipamentos da planta POLIBRASIL temia-se uma alta erosão nestes trocadores de calor de dimensões relativamente elevadas.

Os balanços materiais e energéticos e as medições de vazões e de temperaturas das correntes que alimentariam os “recuperadores de energia”, ou seja, das correntes do processo antes da instalação dos “recuperadores de energia” (E-2302 C/D), foram primeiramente efetuados para estimar a temperatura de saída das correntes destes trocadores de calor (gases de descarga do K-2301 e BFW) e confirmar os valores de “energia recuperada” nos mesmos, levando em conta este critério baseado na temperatura de orvalho dessa mistura gasosa e no aproveitamento somente da entalpia de superaquecimento dos gases.

Neste capítulo, também é apresentada (ver 4.2.1.2) uma metodologia para estimar a taxa de energia “ótima” a ser recuperada nos E-2302 C/D em termos técnico-econômicos. Esta metodologia visou verificar se a energia a ser recuperada, determinada a partir da temperatura de saída dos gases dos “recuperadores de energia”, estipulada somente com base na temperatura de orvalho da mistura, não estaria muito distante desta taxa mais adequada também sob o enfoque econômico.

### 4.1 MEDIÇÃO DAS VAZÕES DAS CORRENTES QUE ALIMENTARIAM OS “RECUPERADORES DE CALOR”

#### 4.1.1 Medição das Vazões do Lado do Casco

Foi utilizada como valor da vazão mássica através do casco dos trocadores “recuperadores de energia” (E-2302 C/D), a vazão média de gases de descarga do K-2301 medida durante um período de cerca de três meses, acrescida de um “coeficiente de segurança” de 10%. Um pequeno “arredondamento para cima” correspondendo a menos de 1% também foi efetuado (M<sup>’</sup>total gás projeto original POLIBRASIL: 48000 kg/h ou 24000 kg/h/trocador). Estes valores foram obtidos a partir de instrumento já existente para indicação, registro e controle desta vazão (**23-FIC-xxx**), que enviava o sinal deste valor de vazão para o painel principal da então Sala de Controle da planta ALKYLATE-SHELL, e os registrava nas cartas de controle. Na época, os instrumentos de medição de altas vazões de gases eram baseados no princípio Venturi, e a transmissão dos sinais era preponderantemente pneumática.

A validação desta vazão mássica a ser utilizada foi feita via comparação da mesma com as vazões de descarga do compressor centrífugo especificadas no projeto original da planta (elaborado pela SHELL INTERNATIONALE CHEMIE MAATSCHAPPIJ B.V.).

Uma atualização ou ajuste do valor destas vazões levou em conta a produção da planta considerada no projeto original SHELL (7,5 t de polipropileno/h) e as produções muito maiores alcançadas na época do projeto e instalação dos “recuperadores de energia” (aproximadamente 13,5 t de polipropileno/h), produções estas atingidas em função de constantes “desgargalamentos” efetuados na planta pela equipe técnica que trabalhava na mesma.

Outro ajuste levou em conta a unidade de refrigeração (A-2302), que não fazia parte do projeto original da planta, mas foi instalada entre o V-2303 e o R-2301 em um dos projetos para desgargalamento da planta, reduzindo a temperatura do propileno líquido de alimentação do reator da temperatura de saturação no V-2303 (cerca de 30 a 35 °C) para aproximadamente 3 a 5 °C, aumentando assim a eficiência do ciclo de resfriamento do R-2301, e reduzindo a quantidade necessária de propeno a ser vaporizada no R-2301 para a produção das cerca de 13,5 t de polipropileno/h em comparação ao que seria necessário no projeto original SHELL (sem a A-2302)

#### **4.1.2 Medição das Vazões Lado dos Tubos**

Foi utilizada como vazão mássica através dos tubos dos E-2302 C/D o valor médio de água de alimentação da caldeira (BFW), durante o mesmo período em que se coletaram

os dados para o levantamento da vazão mássica de gases através do casco dos trocadores (vide item 4.1.1).

Também como no caso dos gases de descarga do compressor, este valor médio foi acrescido de 10%, e também de um pequeno “arredondamento para cima” correspondendo a menos de 1% (M<sup>total</sup> água projeto original POLIBRASIL: 18000 kg/h ou 9000 kg/h/trocador). Estes valores foram obtidos a partir de instrumento já existente para indicação, registro e controle desta vazão (**35-FIC-xxx**), que enviava o sinal deste valor de vazão para o painel da área de utilidades da então Sala de Controle da planta ALKYLATE-SHELL, e os registrava nas cartas de controle. Na época, os instrumentos de medição de vazões de líquidos eram baseados no princípio de placa de orifício, e a transmissão dos sinais era preponderantemente pneumática.

## 4.2 BALANÇOS ENERGÉTICOS

### 4.2.1 Lado do Casco

Temperatura de Entrada dos Gases (Ti) nos “Recuperadores de Energia” (Trocadores de Calor E-2302 C/D).

Foi utilizada, como temperatura de entrada dos gases nos trocadores E-2302 C/D (Ti), a temperatura média medida durante um período de cerca de três meses (mesmo período da coleta dos dados de vazão dos gases de descarga do K-2301).

A validação deste valor foi feita via comparação do mesmo com os dados de descarga do compressor centrífugo especificado no projeto original da planta (projeto SHELL). Levando-se em conta que as razões de compressão e composição dos gases, bem como as temperaturas de sucção, eram basicamente as mesmas no projeto original e na ocasião do projeto dos “recuperadores de energia”, era de se esperar que a temperatura de descarga tendesse a ser aproximadamente a mesma, o que de fato ocorreu (Ti = 137 °C). Estes valores também foram obtidos a partir de instrumento já existente de indicação, registro e controle desta temperatura (**23-TIC-xxx**), que enviava o sinal deste valor de temperatura para o painel principal da então Sala de Controle da planta ALKYLATE-SHELL, e os registrava nas cartas de controle. Naquela época, os instrumentos de medição de temperatura de gases a altas temperaturas eram baseados no princípio do termopar, e a transmissão dos sinais também era preponderantemente pneumática.

#### 4.2.1.1 Temperatura de saída dos gases (Tf) nos trocadores e-2302 C/D (“recuperadores de energia”)

Como o calor trocado nos E-2302 C/D deveria somente corresponder à redução de entalpia para o dessuperaquecimento do gás de descarga do compressor centrífugo, calculou-se o ponto de orvalho (Poi) do mesmo ( $75^{\circ}\text{C}$ ), levando em conta a composição do gás e a pressão de entrada (Psi) nos “recuperadores de energia”. A composição dos gases de descarga do compressor K-2301 está exposta na Tabela 2, anteriormente apresentada.

Por uma questão de segurança, a temperatura escolhida para a saída dos gases dos trocadores de calor ou “recuperadores de energia” foi cerca de  $5^{\circ}\text{C}$  acima desta temperatura de orvalho ( $T_f = 80^{\circ}\text{C}$ ), para evitar a condensação e envio de muitas gotas carregadas pelo gás à alta velocidade para os condensadores a jusante dos E-2302 C/D, ou seja, os já existentes E-2302 A/B.

Outro fator que asseguraria a não formação de gotas (condensação) nos “recuperadores de energia” seria que o ponto de orvalho (Poi) foi calculado para a pressão de entrada dos gases (Psi). Na saída do equipamento, onde obviamente se tem a temperatura mais baixa dos gases ( $T_f$  de cerca de  $80^{\circ}\text{C}$ ), a pressão seria a de saída dos trocadores (Psf), logicamente inferior a Psi, e portanto, a temperatura do ponto de orvalho na saída dos trocadores de calor (Pof) seria ainda um pouco inferior ao ponto de orvalho estimado para a entrada dos mesmos (Poi).

Esta temperatura de orvalho foi estimada via cálculos manuais utilizando os gráficos de Depriest e curvas de equilíbrio ( $y_i$  “versus”  $x_i$ ), levantadas experimentalmente pela SHELL para o hidrogênio, etano, eteno, propano, propeno, e isoóctano, que constavam das pastas de documentação do projeto original da Planta “SHELL ALKYLATE” elaborado pela SHELL (SHELL INTERNATIONALE CHEMIE MAATSCHAPPIJ B.V. THE HAGUE DESIGN BOOKS).

Os principais critérios para o estabelecimento da temperatura de orvalho acrescida de cinco graus Celsius ( $5^{\circ}\text{C}$ ), isto é,  $T_f = 80^{\circ}\text{C}$ , como a temperatura de saída dos gases dos “recuperadores de energia” (E-2303 C/D) foram:

- Evitar “cruzamento” excessivo de temperaturas, o que resultaria em um baixo fator de correção ( $F$ ) para a média logarítmica das diferenças de temperaturas (LMTD ou  $\Delta T_{lm}$ ), e no consequente aumento excessivo da área de troca térmica dos trocadores de calor, e/ou na sua instalação com um “layout” pouco vantajoso em termos operacionais (vários passes no casco), e que também levaria a uma elevação do preço específico de fabricação dos trocadores de calor (preço por

metro quadrado de área de troca térmica). Ambas as situações aumentariam o custo dos “recuperadores de energia”, comprometendo o retorno do investimento.

- Evitar que um excesso de gotas de condensado formado nos “recuperadores de energia” (E-2302 C/D) entrasse nos condensadores (E-2302 A/B), porque, com a alta velocidade dos gases, a erosão nestes últimos seria muito pronunciada, pois os mesmos são equipamentos grandes ( $353\ m^2/\text{condensador}$ ) e não foram projetados para receber fluxo bifásico com altas velocidades.

Como a temperatura de saída dos gases proposta ( $T_f = 80\ ^\circ\text{C}$ ) ficou bastante próxima da temperatura “ótima” de saída sob o ponto de vista do compromisso técnico-econômico (ver o item 4.2.1.2, a seguir) entre o preço dos trocadores de calor (maior quanto menor a temperatura de saída dos gases,  $T_f$ ) e a “energia a ser recuperada” (também maior quanto menor a temperatura de saída dos gases,  $T_f$ ), a mesma foi adotada para a estimativa da área de troca térmica dos E-2302 C/D. A Tabela 4 apresenta um resumo dos resultados dos balanços materiais e energéticos referentes ao processo de recuperação de energia.

#### 4.2.1.2 Determinação da energia “ótima” a ser recuperada (taxa “ótima” de calor a ser trocado)

Para melhorar a relação custo/benefício na “recuperação de energia” realizada pelos E-2302 C/D, isto é, para estabelecer-se a temperatura mais adequada na saída dos gases dos E-2302 C/D ( $T_f$ ), foi efetuado também um estudo técnico-econômico para determinar qual seria a “recuperação ótima de energia” e, portanto, o intervalo mais adequado para temperatura de saída dos gases dos “recuperadores de energia” ( $T_f$ ).

Para determinar esta “recuperação ótima de energia” nos E-2302 C/D, foram feitas simulações referentes à taxa total de calor trocado ou “energia recuperada” em função da área de troca térmica dos trocadores de calor, e referente também ao preço destes trocadores, também função da área de troca térmica dos mesmos. Neste estudo, também se estimou a taxa de retorno do investimento em função dos incrementos de área de troca térmica nos trocadores de calor ou “recuperadores de energia”.

Como ponto de partida para este estudo, considerou-se a taxa de calor a ser trocado para efetuar-se o dessuperaquecimento dos gases de descarga do K-2301, isto é, a partir do critério de recuperar-se apenas a energia relativa à entalpia de dessuperaquecimento dos gases ( $Q/\text{trocador} = 0,61\ \text{Gcal/h}$ , ou  $0,71\ \text{MW}$ ) e a área de troca térmica estimada para fazer este dessuperaquecimento ( $\text{AttUTIL.} = 62\ m^2$ ).

A partir destas condições, estimou-se a taxa de calor trocado para diferentes áreas de troca térmica dos “recuperadores de energia”, conforme exposto na Tabela 3. Com isto, também se pôde estimar o incremento de energia recuperada e do combustível poupado, portanto, a economia conseguida a cada acréscimo de área de troca térmica considerado (incremento de receita anual e mensal).

De posse destes valores (principalmente os valores das áreas de troca térmica para conseguir-se os diferentes valores de “energias recuperadas” consideradas no estudo ou nas simulações), pode-se estimar o acréscimo de investimento no projeto a cada incremento de área de troca térmica nos “recuperadores de energia” e logicamente o incremento de preço dos mesmos. Para isto, utilizou-se a regra prática de que o preço de equipamentos convencionais, como trocadores de calor, aumenta proporcionalmente com a dimensão do equipamento, no caso área de troca térmica, elevada à potência de 0,6.

Com estes dois valores (incremento de investimento e incremento de receita para cada acréscimo de área de troca térmica dos “recuperadores de energia”), pode-se calcular a Taxa de Retorno Interno Simplificada (TRIS), do acréscimo de área de troca térmica ou Taxa de Retorno Interno Incremental Simplificada (TRIIS), na qual somente são levados em conta os incrementos de investimentos e de receitas para a estimativa da taxa de retorno. Os valores obtidos estão apresentados na Tabela 3.

**Tabela 3 - Tabela de decisão sobre a energia mais adequada a ser recuperada. decisão técnico-econômica**

Trocador em Questão	Taxa de Troca de Calor ou “Energia Recuperada” (Gcal/h)	Redução de Custo de Insumos/ Recursos Naturais (1) (Receita) (US\$/ano)	Área de Troca Térmica Necessária (m <sup>2</sup> )	Investimento Requerido (US\$)	Taxa de Retorno Interno do Investimento Simplificado TRIS (%/ano)	Taxa de Retorno Interno Incremental Simplificado TRIIS (%/ano)
Trocador 6	0,553	146232	50	206880	50	
Trocador 5	0,586	153115	56	221437	48	20
Trocador 0	0,608	160537	62	235404	47	28
Trocador 1	0,631	166511	68	248795	45	16
Trocador 2	0,651	171839	74	261743	43	11
Trocador 3	0,669	176699	81	276329	41	0
Trocador 4	0,686	181014	88	290420	39	-4

(1) Insumos/Recursos Naturais: Água Industrial (AI) e Combustível (na época OC)

Pode-se verificar então, pela Tabela 3, que acréscimos de área de troca térmica para valores acima de 62 m<sup>2</sup> levam a TRIIS inferiores aos obtidos no acréscimo de área de 56 para 62 m<sup>2</sup> (TRIIS de 56 para 62 = 28 %/ano, enquanto TRIIS de 62 para 68 = 16 %/ano), sendo que o acréscimo de área de troca térmica de 52 para 56 m<sup>2</sup> também levou a TRIIS inferior à obtida no de 56 para 62 m<sup>2</sup> (TRIIS = 20 %/ano).

Basicamente, isto significa que, em termos econômicos, ou seja, compromisso entre o aumento do investimento causado pelo aumento de área de troca térmica dos “recuperadores de energia” e aumento de receita anual propiciado pelo aumento de “energia recuperada”, também devido ao aumento de área de troca térmica dos “recuperadores de energia”, a área de troca térmica de 62 m<sup>2</sup> deve estar na região de máximo da curva de TRIIS em função da área de troca térmica.

O valor da TRI total ou convencional obtido para o empreendimento nestas condições foi de cerca de 43% “versus” o valor previsto no projeto de aproximadamente de 32%.

Este estudo apontou que o valor para a melhor taxa de “recuperação de energia” em termos técnico-econômicos (cerca de 1,22 Gcal/h ou 1,42 MW, ou ainda 0,61 Gcal/trocador h ou 0,71 MW/trocador) e o valor da taxa de troca térmica para reduzir a entalpia dos gases efetuando somente o dessuperaquecimento dos mesmos estão bastante próximos, sendo, portanto, adotado esse valor para a taxa de calor a ser trocado nos “recuperadores de energia” no projeto.

Obviamente, as temperaturas de saída dos gases dos “recuperadores de energia”, considerando os dois diferentes métodos (levando em conta apenas dessuperaquecimento dos gases, ou a “recuperação ótima de energia” em termos técnico-econômicos), também estão bastante próximas (vide 4.2.1.3), isto é, a temperatura final de saída ótima acabou ficando em torno de Tf = 80 °C.

#### 4.2.1.3 Taxa de calor total trocado (QT)

A taxa de calor trocado nos “recuperadores de energia” (Qt = 1,22 Gcal/h) foi calculada a partir das estimativas de “recuperação ótima ou mais adequada de energia” e também considerando-se a vazão mássica dos gases de descarga do K-2301, (24000 kg/htrocador), e as temperaturas de entrada (Ti = 137 °C) e de saída (Tf = 80 °C) dos gases nos “recuperadores de energia” (E-2302 C/D), e o calor específico médio ponderado do gás (aproximadamente cpgásméd. = 0,447 kcal/kg°C). Usou-se como calor específico médio

ponderado do gás final o valor da média aritmética dos calores específicos na temperatura de entrada e saída dos “recuperadores de energia”, sendo que estes valores de calor específico na temperatura de entrada e saída dos E-2302 C/D foram os valores médios ponderados em função da composição mássica dos gases componentes.

**Tabela 4** - Resultados dos balanços materiais e energéticos

Variável Considerada	Gases de Descarga do K-2301	Água de Alimentação da Caldeira (BFW)
Vazão Mássica Total (kg/h)	48000	18000
Temperatura de Entrada nos “Recuperadores de Energia” (°C)	137	22
Temperatura de Orvalho na Pressão de Operação (°C)	75	
Temperatura de Saída nos “Recuperadores de Energia” (°C)	80	90
Calor Específico Considerado (kcal/kg °C)	0,447	1,00
Calor Trocado ou “Energia Recuperada” (Gcal/h)	1,22	1,22

#### 4.2.2 Lado dos Tubos

4.2.2.1 Temperatura de Entrada da Água de Alimentação da Caldeira ( $t_i$ ) nos “Recuperadores de Energia” (E-2302 C/D).

Foi utilizada, como temperatura de entrada da água de alimentação da caldeira ( $t_i$ ), nos E-2302 C/D, a temperatura média da BFW medida durante um período de cerca de três meses (mesmo período da coleta dos dados de vazão de água de alimentação da caldeira,  $t_i = 22$  °C). Estes valores foram obtidos a partir de instrumento já existente de indicação, registro e controle desta temperatura de água de alimentação da caldeira ou BFW (**35-TIC-xxx**), que enviava o sinal deste valor de vazão para o painel da área de utilidades da então Sala de Controle da planta ALKYLATE-SHELL, e os registrava nas cartas de controle. Na época, os instrumentos de medição de temperatura do sistema de geração de vapor

(caldeira; F-3501) era baseado no princípio de termopar, e a transmissão dos sinais era preponderantemente pneumática.

#### 4.2.2.2 Temperatura de Saída da Água de Alimentação da Caldeira ( $T_f$ ) nos “Recuperadores de Energia” (E-2302 C/D)

A temperatura de saída da água de alimentação da caldeira nos E-2302 C/D ( $t_f = 90^\circ\text{C}$ ) foi calculada via balanço material e energético, considerando a taxa de calor total trocado ( $Q_{\text{trocador}} = 0,612 \text{ Gcal/h}$ ), a vazão de BFW ( $M'_{\text{água projeto original}} = 9000 \text{ kg/h}$ ), o calor específico da água ( $c_{p\text{água}} = 1,0 \text{ kcal}/^\circ\text{C}.\text{kg}$ ), e a temperatura de entrada da BFW ( $t_i = 22^\circ\text{C}$ ).

A equação utilizada para o balanço energético foi:

$$M'_{\text{gás / trocador}} \times c_{p\text{gás méd}} \times (T_i - T_f) = M'_{\text{água / trocador}} \times c_{p\text{água}} \times (t_f - t_i) \quad (4.2.2.1.1)$$

Ou ainda:

$$T_f_{\text{fabricado op.}} = T_i_{\text{fabricado op.}} - \left[ \frac{Q_{\text{trocador fabricado op.}}}{(M'_{\text{gás / trocador op.}} * c_{p\text{água}})} \right] \quad (4.2.2.1.2)$$

### 4.3 MÉDIA LOGARÍTMICA CORRIGIDA DAS DIFERENÇAS DE TEMPERATURA

#### 4.3.1 Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (LMTD ou $\Delta T_{\ln}$ )

A média logarítmica das diferenças de temperatura (LMTD ou  $\Delta T_{\ln} = 52,3^\circ\text{C}$ ) foi calculada, utilizando a equação convencional para o cálculo da mesma, considerando as temperaturas  $T_i$ ,  $T_f$ ,  $t_i$ ,  $t_f$ , já definidas nos itens anteriores.

$$LMTD \quad \text{ou} \quad \Delta T_{\ln} = \frac{[(T_i - t_f) - (T_f - t_i)]}{\left\{ \ln \left[ \frac{(T_i - t_f)}{(T_f - t_i)} \right] \right\}} \quad (4.3.1.1)$$

### 4.3.2 Fator de Correção da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (F)

O fator de correção da média logarítmica das diferenças de temperaturas ( $F = 0,93$ ) foi estimado graficamente também de modo convencional a partir dos adimensionais de eficiência de temperaturas ( $P = 0,59$ ) e da razão de diferenças de temperaturas ( $R = 0,84$ ), e da configuração dos trocadores (8 passes nos tubos e 2 passes no casco).

$$P = \frac{(t_f - t_i)}{(T_i - t_i)} \quad (4.3.2.1)$$

$$R = \frac{(T_i - T_f)}{(t_f - t_i)} \quad (4.3.2.2)$$

Com estes dois valores acima (LMTD ou  $\Delta T_{In}$  projeto original = 52,3 °C; F projeto original = 0,93), pode-se calcular a média logarítmica corrigida das diferenças de temperatura (LMTD\*F projeto original = 48,6 C).

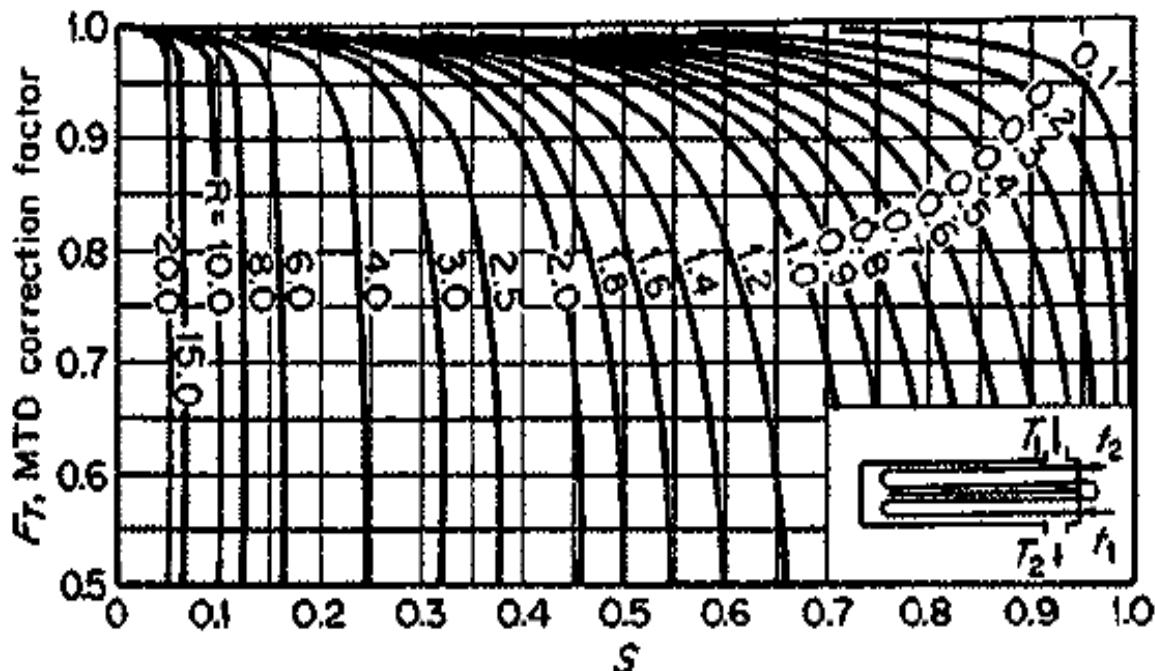


Ilustração 14 - Fator de correção da média logarítmica das diferenças de temperatura

#### 4.4 MEDIÇÕES DAS CARACTERÍSTICAS DAS CORRENTES QUE ALIMENTAVAM OS “RECUPERADORES DE CALOR” (SAÍDA E ENTRADA), APÓS A ENTRADA EM OPERAÇÃO DOS MESMOS

##### **4.4.1 Medição das Vazões das Correntes que Alimentavam os “Recuperadores de Calor”**

###### 4.4.1.1 Lado do Casco

Foi medida a vazão mássica média de gases de descarga do K-2301 (alimentação do lado do casco dos trocadores “recuperadores de energia”: E-2302 C/D), durante cerca de duas semanas após a instalação e início das operações normais dos equipamentos. O valor médio observado foi inferior ao considerado no projeto original POLIBRASIL ( $M'_{\text{gas/trocador}}$  fabricado op. (dados): 47600 kg/h ou 23800 kg/h/trocador). O instrumento utilizado para esta medição foi o mesmo usado para a medição desta vazão de gases de descarga do K-2301 antes da instalação dos “recuperadores de energia” (já mencionados no item 4.1.1)

###### 4.4.1.2 Lado dos Tubos

Foi medida também a vazão de água de alimentação da caldeira durante o mesmo período em que se coletaram os dados para o levantamento da vazão mássica de gases, através do casco dos trocadores (vide item 4.4.1.1).

Assim como no caso dos gases de descarga do compressor, este valor médio observado foi inferior ao considerado no projeto original POLIBRASIL ( $M'_{\text{água/trocador}}$  fabricado op. (dados): 16400 kg/h ou 8200 kg/h/trocador). O instrumento utilizado para esta medição de vazão de BFW foi o mesmo usado para a medição desta vazão antes da instalação dos “recuperadores de energia” (já mencionado no item 4.1.2)

#### **4.4.2 Medição das Temperaturas das Correntes que Alimentavam e Saíam dos “Recuperadores de Calor”**

##### **4.4.2.1 Lado do Casco**

Foram medidas a temperatura de descarga do compressor K-2301, ou seja, a temperatura de entrada dos gases nos “recuperadores de energia” ( $T_i$  fabricado op.), e a temperatura de saída dos gases dos trocadores E-2302 C/D ( $T_f$  fabricado op.), e as temperaturas médias obtidas durante o mesmo período de medição da vazão (durante cerca de 2 semanas após o início das operações normais dos equipamentos). De novo, este valor médio foi ligeiramente inferior ao considerado no projeto original POLIBRASIL ( $T_i$  fabricado op. (dados) = 131,2 °C;  $T_f$  fabricado op. (dados) = 76,7 °C). O instrumento utilizado para a medição da temperatura de descarga do K-2301 foi o mesmo usado para a medição desta temperatura antes da instalação dos “recuperadores de energia” (já mencionados no item 4.2.1). Mas, o utilizado para medição da temperatura dos gases de saída dos “recuperadores de energia” foi um novo sistema termopoço – termopar, instalado durante a implantação do projeto e que também enviava sinal para o painel principal da sala de controle da planta ALKYLATE, via pneumática.

##### **4.4.2.2 Lado dos Tubos**

Como no caso dos gases de descarga do compressor K-2301, foram utilizadas as temperaturas de entrada da BFW nos “recuperadores de energia” ( $t_i$  fabricado op.) e de saída da água de alimentação da caldeira dos trocadores E-2302 C/D ( $t_f$  fabricado op.), as temperaturas médias obtidas durante o mesmo período de medição da vazão (durante cerca de 2 semanas após o início das operações normais dos equipamentos).

Ao contrário do caso da temperatura dos gases de descarga do compressor, apenas o valor de temperatura de entrada da BFW foi inferior ao considerado no projeto original POLIBRASIL ( $t_i$  fabricado op. (dados) = 19,2 °C), sendo o valor da temperatura de saída da água de alimentação da caldeira um pouco superior ao previsto no projeto original POLIBRASIL ( $t_f$  fabricado op. (dados) = 90,3 °C). O instrumento utilizado para a medição da

temperatura de saída da BFW dos “recuperadores de calor” (E-2302 C/D), ou entrada no vaso desaerador (V-3501), foi o mesmo usado para a medição desta temperatura antes da instalação dos “recuperadores de energia” (já mencionados no item 4.2.1); já o utilizado para medição da temperatura de alimentação da BFW nos “recuperadores de energia” foi um novo sistema termopoço – termopar, instalado durante a implantação do projeto e que também enviava sinal para o painel de utilidades da sala de controle da planta ALKYLATE, via pneumática.

#### **4.4.3 Taxa de Calor Total Trocado (Qt fabricado op. dados)**

A taxa de calor trocado nos “recuperadores de energia” (Qt fabricado op. (dados) = 1,16 Gcal/h) foi calculada a partir da vazão mássica dos gases ( $M'_{\text{gás/trocador}} \text{ fabricado op. (dados)} = 47600 \text{ kg/h}$ ), das temperaturas de entrada ( $T_i = 131,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ) e de saída ( $T_f = 76,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ) dos gases nos E-2302 C/D e do calor específico médio ponderado do gás ( $cpgás = 0,447 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$ ), este último calculado como no caso do balanço efetuado para o projeto original POLIBRASIL, já descrito no item 4.2.

A equação utilizada para o cálculo da taxa de calor trocado ou “energia recuperada” foi:

$$Q_{t \text{ fabricado op. dados}} = M'_{\text{gás / trocador}} \cdot cp_{\text{gás méd}} \cdot (T_i - T_f) \quad (4.4.3.1)$$

Para verificar a consistência destes valores medidos após a instalação dos “recuperadores de energia”, foi efetuado um balanço energético para calcular a temperatura de saída da água dos “recuperadores de energia” ( $t_f \text{ fabricado op. dados} = 1,161 \text{ Gcal/h}$ ), a vazão de BFW ( $M'_{\text{água fabricado op. dados}} = 16400 \text{ kg/h}$ ), o calor específico médio da água ( $cp_{\text{água}} = 1,00 \text{ kcal/h}$ ), e a temperatura de entrada da água nos trocadores ( $t_i \text{ fabricado op. dados} = 19,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

A equação utilizada foi:

$$t_{f \text{ fabricado op. dados}} = t_{i \text{ fabricado op. dados}} + \frac{(Q_{tfabricado op. dados})}{(M'_{\text{água fabricado op.dados}} \times cp_{\text{água}})} \quad (4.4.3.2)$$

O valor obtido para a temperatura da saída da água de alimentação da caldeira foi bastante compatível com os dados obtidos nas medições (tf fabricado op. dados de cerca de 90 °C).

A Tabela 5 mostra os resultados destas medições de vazões e temperaturas e dos balanços materiais e energéticos executados nos “recuperadores de energia”, após a instalação e operação dos mesmos nas condições Normais ou Reais/Médias de Operação do Processo POLIBRASIL, comparando as mesmas com as condições utilizadas para a elaboração do projeto original. Nota-se que as taxas de calor trocado considerada no projeto e constatada na operação tem valores bem próximos, com desvio em torno de 5%.

Além disso, vale observar que as constantes físico-químicas como calores específicos, calores latentes de evaporação/condensação, constantes de equilíbrios foram basicamente obtidas da literatura convencional (Perry e Chilton, 1973; Wylen e Sonntag), e Design Book's da SHELL (Shell, 1977).

**Tabela 5** - Resultados dos balanços materiais e energéticos nas condições normais/médias de operação do processo POLIBRASIL em comparação com as condições consideradas no projeto original.

Variável Considerada	Gases de Descarga do K-2301 Condições de Operação	Gases de Descarga do K-2301 Projeto Original	Água de Alimentação da Caldeira (BFW) Condições de Operação	Água de Alimentação da Caldeira (BFW) Projeto Original
Vazão Mássica (kg/h)	47600	48000	16400	18000
Temperatura de Entrada nos “Recuperadores de Energia” (°C)	131,2	137,0	19,2	22,0
Temperatura de Orvalho na Pressão de Operação (°C)	75			
Temperatura de Saída nos “Recuperadores de Energia” (°C)	76,7	80	90,3	90
Calor Específico Considerado (kcal/kg °C)	0,447	0,447	1,00	1,00
Taxa de Calor Trocado ou “Energia Recuperada” (Gcal/h)	1,16	1,22	1,16	1,22

#### **4.4.4 Média Logarítmica Corrigida das Diferenças de Temperatura (LMTD F)**

##### **4.4.4.1 Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura**

O processo de cálculo da média logarítmica das diferenças de temperaturas (LMTD ou  $\Delta T_{ln} = 48,9 \text{ } ^\circ\text{C}$ ) foi exatamente o mesmo empregado no cálculo desta variável no dimensionamento dos “recuperadores de energia” definitivos, ou “recuperadores de energia” do projeto original POLIBRASIL.

##### **4.4.4.2 Fator de Correção da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (F)**

O processo de cálculo do fator de correção ( $F = 0,93$ ) da média logarítmica das diferenças de temperatura também foi o mesmo empregado no cálculo desta variável no dimensionamento dos “recuperadores de energia” definitivos, ou “recuperadores de energia” do projeto original.

Apenas para esclarecimento, é válido mencionar que, apenas por coincidência, o valor do fator de correção da média logarítmica das diferenças de temperaturas foi o mesmo obtido para os “recuperadores de energia” do projeto original POLIBRASIL ( $F = 0,93$ ). Este valor de  $F$  foi estimado a partir dos adimensionais de eficiência de temperaturas ( $P = 0,63$ ) e da razão de diferenças de temperaturas ( $R = 0,77$ ), para as condições normais/médias de operação após implantação dos “recuperadores de energia” e da configuração destes trocadores de calor (8 passes nos tubos e 2 passes no casco).

## 5 ECONOMIA DE INSUMOS

### 5.1 “ENERGIA RECUPERADA” / COMBUSTÍVEL POUPADÔ

Os resultados dos cálculos referentes às etapas das estimativas de energia recuperada e recursos naturais poupadados (combustíveis e água industrial) encontram-se expostos, em termos de seus dados principais, na Tabela 6.

**Tabela 6** – Redução dos insumos com a instalação dos “Recuperadores de Energia” (E-2302 C/D)

Recurso/ Insumo Considerado	Redução de Consumo Obtida	Redução de Consumo Projetado	Benefício Econômico Obtido	Benefício Econômico Previsto	Observações
Óleo Combustível (OC)	$1,08 \times 10^3$ t/ano	$1,13 \times 10^3$ t/ano	US\$ $147 \times 10^3$ /ano	US\$ $153 \times 10^3$ /ano	Economias de OC e GN são excludentes, e não aditivas.
Gás Natural (GN)	$1,25 \times 10^6$ $m^3$ Padrão /ano	$1,30 \times 10^6$ $m^3$ Padrão /ano	US\$ $163 \times 10^3$ /ano	US\$ $174 \times 10^3$ /ano	Economias de OC e GN são excludentes, e não aditivas.
Água Industrial (IW)	$20,7 \times 10^3$ m <sup>3</sup> /ano	$21,8 \times 10^3$ m <sup>3</sup> /ano	US\$ $8 \times 10^3$ /ano	US\$ $9 \times 10^3$ /ano	Água de reposição ("make up"), para o sistema de Água de Resfriamento (CTW).
Produtos de Tratamento de Água	5,3%.	5,3%.	US\$ $1 \times 10^3$ /ano	US\$ $1 \times 10^3$ /ano	Considerando proporcionalid ade com redução do consumo de Água Industrial (IW).

### **5.1.1 “Energia Recuperada” (Erec.)**

A “energia recuperada” com a instalação dos trocadores E-2302 C/D foi calculada como sendo, em termos práticos, igual à taxa de calor total trocado nestes equipamentos (Erec.total projeto original = Qt projeto original = 1,224 Gcal/h; Erec.fabricado op.= Qt fabricado op.= 1,16 Gcal/h = 1,35 MW). A equação utilizada para esta estimativa foi:

$$Erec.\text{total projeto original} = Q_t \text{ projeto original} = M'_{\text{gás / trocador}} \cdot cp_{\text{gás méd}} \cdot (T_i - T_f) \quad (5.1.1.1)$$

$$Erec.\text{total fabricadop} = Q_t \text{ fabricadop} = M'_{\text{gás / trocador}} \cdot cp_{\text{gás méd}} \cdot (T_i \text{ fabricadop} - T_f \text{ fabricadop}) \quad (5.1.1.2)$$

### **5.1.2 Combustível Poupado ou Economizado (M`total comb. poup.)**

O combustível poupado ou economizado devido à instalação dos trocadores E-2302 C/D ( $M`_{\text{total comb. poup}}$  projeto original = 141,78 kg/h, ou  $1,13 \times 10^3$  t/ano;  $M`_{\text{total comb. poup}}$  fabricado op. = 134,43 kg/h, ou  $1,08 \times 10^3$  t/ano) foi decorrente da menor quantidade de vapor necessária a ser injetada no vaso desaerador de água de alimentação da caldeira (V-3501), para atingir e manter a temperatura e pressão de operação especificada para o mesmo, ( $T$  do V-3501 = 132 °C;  $P$  do V-3501 = 2 barg), devido ao fato de a água de alimentação do equipamento (BFW), estar sendo então pré-aquecida.

Esta quantidade de combustível poupado foi calculada, considerando a “energia recuperada” nos trocadores de calor (mencionada no item 5.1.1 acima), o poder calorífico inferior do óleo combustível (Pci OC), e do gás natural (Pci GN), e ainda a eficiência da caldeira ( $\eta_{cald}$ ).

O Pci adotado neste caso foi o poder calorífico inferior informado pelos fornecedores do combustível (óleo combustível tipo RV-H, fornecido pela SHELL e PETROBRAS, Pci OC = 9700 kcal/kg, e gás natural fornecido pela COMGAS, Pci GN = 8447 kcal/m<sup>3</sup>Padrão), e a eficiência da caldeira ( $\eta_{cald}$ ) foi o valor médio estimado a partir dos valores obtidos em constantes avaliações desta eficiência realizadas pela área de utilidades e de engenharia de

processo da empresa, e que se mostrou bastante compatível com os valores esperados ou estimados pelo fabricante do equipamento (CBC), ou seja,  $\eta_{cald} = 0,89$  ou 89%.

A estimativa de combustível poupado, para ambos os casos (projeto original POLIBRASIL, e nas condições médias/normais de operação do processo POLIBRASIL), foi estimada convencionalmente (baseada em balanço mássico e energético) como segue abaixo:

$$P_{ci} \times M'_{combustível\ poupado} \times \eta_{cald} = E_{rec.\ total} \quad (5.1.2.1)$$

ou ainda

$$M'_{combustível\ poupado} = \left[ \frac{E_{rec.\ total}}{(P_{ci} \times \eta_{cald})} \right] \quad (5.1.2.2)$$

## 5.2 REDUÇÃO DE CARGA TÉRMICA NA TORRE DE ESFRIAMENTO DE ÁGUA / ÁGUA RESFRIAMENTO ECONOMIZADA

### **5.2.1 Redução de Carga Térmica na Torre de Resfriamento de Água (Cterm. total)**

A redução de carga térmica na torre de resfriamento de água com a instalação dos trocadores de calor E-2302 C/D foi calculada como sendo, em termos práticos, igual à taxa de calor total trocado nos E-2302 C/D (Cterm. total projeto original = Qt projeto original = 1,224 Gcal/h, ou 1,42 MW; Cterm. total fabricado op. = Qt fabricado op. = 1,161 Gcal/h = 1,35 MW), ou seja, o mesmo valor da “energia recuperada” nos trocadores E-2302 C/D.

### **5.2.2 Água de Resfriamento Economizada**

Para a estimativa da água poupada, levou-se em conta a redução de carga térmica na torre de resfriamento de água (C term. total), considerou-se o calor latente de vaporização da água de resfriamento ( $h_v = 580,3$  kcal/kg), na temperatura média ( $t_{mCTW} = 31$  °C) desta água entre a entrada ( $t_{iCTW} = 35$  °C) e a saída ( $t_{fCTW} = 27$  °C) da torre de resfriamento (PK-3401).

Com o valor de redução de carga térmica na torre de resfriamento de água e o calor latente de vaporização da água, pode-se calcular a quantidade de água que pode deixar de ser vaporizada na torre de resfriamento porque esta carga térmica passou a ser removida pela água de alimentação da caldeira (BFW), para pré-aquecimento da mesma ( $M'$ água total poup. projeto original = 21791 m<sup>3</sup>/ano;  $M'$ água total poup.fabricado op. = 20661 m<sup>3</sup>/ano).

O balanço energético efetuado para esta estimativa da CTW economizada foi basicamente o mesmo, para ambos os casos (projeto original POLIBRASIL, e nas condições normais/médias de operação do processo POLIBRASIL), ou seja:

$$M'_{água\ evapor.} \times \lambda_v = C_{term.\ total} \quad (5.2.2.1)$$

ou ainda

$$M'_{água\ evapor.} = \left( \frac{C_{term.\ total}}{\lambda_v} \right) \quad (5.2.2.2)$$

Para estimar a quantidade total de água economizada com a instalação dos “recuperadores de energia” E-2302 C/D, adicionou-se ao valor anterior a quantidade economizada devido à redução da descarga contínua de desconcentração da torre (“blowdown”), e da água “arrastada” pelo ar induzido de resfriamento na torre (respingo ou “sparkling”). Estes valores de “blowdown” e “respingo” foram considerados como diretamente proporcionais à vazão de água recirculada na torre ou também diretamente proporcionais à taxa de água evaporada.

As constantes de proporcionalidade utilizadas ( $k_{res}$ , e  $k_{bd}$ ) foram obtidas pelo projeto original da torre de resfriamento e projeto de reforma da mesma.

A constante de proporcionalidade referente a arraste ou “respingo” ( $k_{res}$ ) leva em conta um Ciclo de Concentração de 4,5 (CC = 4,5), sendo definido pela equação:

$$\text{Ciclo de Concentração (CC)} = \frac{\text{"Perdas Totais de Água da Torre"}}{\text{"Perdas Líquidas de Água"}} = \frac{(M'_{resp.} + M'_{bd} + M'_{água\ evapor.})}{(M'_{resp.} + M'_{bd})} \quad (5.2.2.3)$$

$$M'_{repositão} = "makeup" = "Perdas Totais de Água da Torre" - M'_{resp.} - M'_{bd} - M'_{água\ evapor.} \quad (5.2.2.4)$$

$$(M'_{reap.} + M'_{bd}) = "Perdas Líquidas de Água" = \left( \frac{1}{CC - 1} \right) \times M'_{água\ evapor.} \quad (5.2.2.5)$$

$$(k_{res} + k_{bd}) = \frac{1}{(CC - 1)} \quad (5.2.2.6)$$

$$k_{bd} = \left( \frac{1}{(CC - 1)} - k_{res} \right) \quad (5.2.2.6.1)$$

Levou-se em conta o fato de que a torre de resfriamento existente na época de instalação dos “recuperadores de calor” possuía um projeto antigo com uma taxa de arraste ou “respingo” de água pelo ar induzido de resfriamento relativamente alta (da ordem de 0,1% da água recirculada na torre). Isto leva a uma constante de valor de cerca de  $k_{resp.} = 0,0729$  considerando a “regra prática” de que:

$$M'_{água\ evapor.} = (0,015 \text{ a } 0,02) \cdot M'_{recirculada} \quad (5.2.2.7)$$

A constante de proporcionalidade referente à purga contínua ou “blowdown” da torre de resfriamento ( $k_{bd}$ ) leva em conta a purga contínua para atingir este valor de Ciclo de Concentração ( $CC = 4,5$ ), já considerando a perda líquida ocasionada pelo respingo ( $M'_{resp.}$ ). Este método de estimativa leva a um de valor de  $k_{bd}$  em torno de 0,212.

A equação final para a estimativa da água de resfriamento total pouparada ou economizada ficou sendo:

$$M'_{água\ total\ economizada} = M'_{água\ vapor} (1 + k_{resp} + k_{bd}) \quad (5.2.2.8)$$

A economia dos produtos químicos para o tratamento de água de resfriamento (CTW) por causa da redução da evaporação de água, redução do respingo e da vazão de blowdown, foi considerada proporcional à própria economia da água (cerca de 5 a 6 %).

## **6 DIMENSIONAMENTO DOS TROCADORES DE CALOR (“RECUPERADORES DE ENERGIA”; E-2302 C/D)**

Os procedimentos de cálculo referentes à etapa do dimensionamento dos trocadores de calor (“recuperadores de energia”) são expostos neste capítulo, apresentando passo a passo como foram dimensionados e especificados os “recuperadores de energia”.

Porém, para um melhor entendimento deste memorial de cálculo, pode-se consultar o procedimento mais detalhado ou o método de cálculo para dimensionamento de trocadores de calor pelo Método da Universidade de Delaware (“Método de Bell”), exposto no anexo A.6.

No presente capítulo, são apresentadas as considerações referentes a três cenários distintos. No primeiro (item 6.1), é mostrado como foi feita a estimativa da área dos trocadores de calor assim como o seu projeto detalhado pela POLIBRASIL. Mas, o fabricante dos equipamentos não respeitou integralmente as características geométricas e parâmetros construtivos estabelecidos no projeto original POLIBRASIL, o que levou à necessidade de uma reavaliação do estudo, mostrada no item 6.2 para verificar se, mesmo assim, o equipamento iria satisfazer os requisitos do processo de pré-aquecimento da BFW com os gases de descarga do K-2301. Finalmente, no item 6.3, apresentam-se os dados e estimativas sobre os “recuperadores de energia” após sua instalação e operação nas condições reais (normais médias) do processo.

### **6.1 DIMENSIONAMENTO DOS TROCADORES DE CALOR (“RECUPERADORES DE ENERGIA”; E-2302 C/D) PELA POLIBRASIL**

#### **6.1.1 Estimativa dos Trocadores de Calor Iniciais (“Trocadores Preliminares”).**

Como convencionalmente ocorre, estimou-se uma área de troca térmica inicial ou área de troca térmica preliminar para os E-2302 C/D ( $A_{t,tro} = 62,90 \text{ m}^2$ , posteriormente alterado para  $62,03 \text{ m}^2$ , por razões construtivas) e, com esta área, especificaram-se os trocadores iniciais ou “trocadores preliminares ou trocadores tentativos” em termos das características geométricas e parâmetros construtivos destes equipamentos.

De posse destas dimensões, características geométricas e parâmetros construtivos dos trocadores, pode-se fazer os cálculos detalhados da área de troca térmica e perda de carga tanto do lado do casco como do lado dos tubos.

Uma vez que estes cálculos mostraram que os “trocadores preliminares” eram adequados em termos de área de troca térmica e de perda de carga (lado do casco e lado dos tubos), para efetuar o trabalho de troca térmica ou “recuperação de energia” requerido, estes equipamentos passaram a ser denominados “trocadores de calor definitivos ou Recuperadores de Energia Definitivos”.

Então, passou-se para as etapas de projeto de detalhamento, fabricação e finalmente de instalação dos “Recuperadores de Energia Definitivos”, ou “Recuperadores de Energia do Projeto Original POLIBRASIL”.

#### 6.1.1.1 Estimativa Inicial da Área de Troca Térmica dos “Trocadores Preliminares ou Tentativos” (Attten ou Attten/Trocador)

Para a estimativa da área de troca térmica inicial ou área de troca térmica preliminar (Atttent ou Atttent/trocador), para os E-2302 C/D, utilizou-se a taxa de calor a ser trocado em cada trocador de calor ( $Q_t/\text{trocador} = 0,612 \text{ Gcal/h}$ ), conforme calculado no tópico referente aos balanços mássico e energético (item 4.1 e 4.2), a diferença de temperatura média logarítmica corrigida ( $LMTD^*F = 48,6 \text{ }^\circ\text{C}$ ), calculada no item 4.1.3 e 4.2.3, e coeficientes globais de troca térmica típicos para este tipo de processo de troca térmica, ( $UI = 40 \text{ BTU}/\text{hft}^2\text{F}$ , ou aproximadamente  $200 \text{ kcal}/\text{hm}^2\text{C}$ , o que corresponderia a um coeficiente global de troca térmica “limpo” da ordem de  $UI_{\text{clean}} = 50 \text{ BTU}/\text{hft}^2\text{F}$ , ou  $246 \text{ kcal}/\text{hm}^2\text{C}$ ), recomendados segundo literatura específica (Kern, 1950; Ludwig, 1965; Perry e Chilton, 1973).

As resistências à troca térmica devidas à incrustação do lado do casco e do lado dos tubos (ou os “coeficiente de troca térmica correspondentes”) também foram consideradas segundo o recomendado na literatura específica (Kern, 1950; Ludwig, 1965), usando-se os valores mais conservativos apresentados para os fluidos envolvidos no processo, considerando suas temperaturas e velocidades de projeto.

Com este coeficiente global de troca térmica estimativo ou “preliminar”, com a diferença de temperatura média logarítmica corrigida, e ainda com a taxa de calor a ser trocado por trocador de calor, pode-se estimar a área de troca térmica inicial por trocador de

calor ou “recuperador de energia”. A área de troca térmica para os “trocadores preliminares” foi estimada pela equação convencionalmente utilizada:

$$Attent_{trocador} = \left( \frac{Q_{trocador\ projeto\ original}}{(U_l LMTD F)} \right) \quad (6.1.1.1)$$

#### 6.1.1.2 Características dos “Trocadores Preliminares”

O número de passes nos tubos ( $Nptub = 8$ ) foi definido em função da vazão de água de alimentação da caldeira ou BFW (“fluído frio”), que deveria ser alimentada a cada “recuperador de energia”, do intervalo de velocidade recomendado para esta água no interior dos tubos e ainda do número total de tubos necessários para atingir-se a área de troca térmica requerida para executar o “trabalho de troca térmica” dos “recuperadores de energia”.

De fato, como a vazão de água de alimentação da caldeira era relativamente baixo em função da taxa de calor a ser trocado ou “energia a ser recuperada” ( $Qt/trocador\ projeto\ original = 0,612\ Gcal/h$ ;  $M'água/trocador\ projeto\ original = 9000\ kg/h$ ), a área de troca térmica e o número total de tubos para fornecer a  $Attent/trocador$  necessária eram relativamente altos. Com isso, um alto número de passes nos tubos teve que ser utilizado para manter a velocidade próxima do intervalo recomendado pela literatura especializada e ainda obter a área de troca térmica necessária estimada ( $Nptub = 8$  passes).

$$NT = \frac{(Attent / trocador)}{(Atub)} \quad (6.1.1.2.1)$$

$$Asec\ pass = \frac{V'água}{v_{rec}} \quad (6.1.1.2.2)$$

$$Ntpass = \frac{Asec\ pass}{Asec\ tub} \quad (6.1.1.2.3)$$

$$Nptub = \frac{Nt}{Ntpass} \quad (6.1.1.2.4)$$

Como a utilização de apenas um passe dos gases de descarga do K-2301 no lado do casco (“layout” mais convencional e que geralmente requer um menor investimento específico, ou seja, menor investimento por metro quadrado de área de troca térmica do trocador) resultaria, considerando os valores de eficiência de temperaturas ( $P = 0,59$ ) e da razão de diferenças de temperaturas ( $R = 0,84$ ), em um valor do fator de correção da média logarítmica das diferenças de temperatura ( $F$ ), muito abaixo do recomendado (cerca de  $F = 0,69$ ; recomendado  $F > 0,8$ ), foi necessário usar-se mais que um passe do lado do casco ( $Npcasco = 2$  passes), obtendo-se assim um valor aceitável de  $F$  ( $F$  projeto original = 0,93).

Verifica-se também que esta configuração também atende a outro critério, mais recente, que estipula que o módulo da derivada da curva de  $F$  em função de  $P$ , para uma dada  $R$ , deve ser inferior a 2,5 ( $|\delta F/\delta P|_{rec.} < 2,5$ ). O valor de  $|\delta F/\delta P|$  no projeto ficou em cerca de um quarto deste limite máximo recomendado ( $0,55 < |\delta F/\delta P|_{projeto} < 0,65$ ).

Quanto à definição do coeficiente global de troca térmica utilizado para os “recuperadores de energia” ( $UI = 40 \text{ BTU}/\text{hft}^2\text{F}$ , ou cerca de  $200 \text{ kcal}/\text{hm}^2\text{C}$ ), esta levou em conta os valores recomendados na literatura especializada para o resfriamento de gases quentes escoando à alta velocidade (regime turbulento totalmente desenvolvido e alto número de Reynolds) no lado do casco, e utilizando, como fluido de resfriamento, água tratada (desmineralizada ou abrandada), também escoando em regime turbulento no lado dos tubos.

Com a estimativa da área de troca térmica de cada trocador ( $Attent/trocador = 62,9 \text{ m}^2/\text{trocador}$ ), e considerando o comprimento total dos tubos convencionalmente mais utilizado e o consequente comprimento efetivo dos mesmos ( $l = 6,090 \text{ m}$ ; e  $lefet = 5,888 \text{ m}$ , respectivamente), e ainda o diâmetro externo ( $do = 0,019 \text{ m}$ ) e BWG dos tubos também mais utilizado ( $BWG = 14$ ;  $di = 0,0148 \text{ m}$ ), pode-se calcular o número total de tubos necessários por trocador de calor ( $Nt = 178$ ), para satisfazer a área de troca térmica exigida pelo processo.

A partir do número de tubos dos “recuperadores de energia” e as características geométricas dos mesmos, oito passes nos tubos ( $Nptub = 8$ ) e dois passes no casco ( $Npcasco = 2$ ), pode-se especificar o diâmetro interno do casco dos “recuperadores de energia” ( $Di = 19,25"$  ou  $0,4889 \text{ m}$ ), usando tabelas expostas na literatura especializada (Ludwig, 1965).

Por necessidades construtivas, o número de tubos foi alterada de 178 para 176, isto é, o máximo número de tubos, considerando o diâmetro interno do casco ( $Di = 19,25"$ ), e o tipo ou “layout” do trocador (AFS), segundo a TEMA ou “Tubular Exchanger Manufacturers Association”.

### **6.1.2 Estimativa dos Trocadores de Calor Definitivos (“Recuperadores de Energia Definitivos”, E-2302 C/D)**

A partir das características geométricas destes trocadores de calor “preliminares”, estimadas no item anterior, “recalcularam-se” os trocadores de calor definitivos ou trocadores de calor do projeto original POLIBRASIL, ou seja, os “recuperadores de energia” que deveriam ser detalhados, construídos e instalados, utilizando-se, para estes cálculos, o Método da Universidade de Delaware (“Método de Bell”), adaptando-se este método para dimensionamento de trocadores de calor com 2 passes no lado do casco.

As principais características dos trocadores de calor “preliminares” consideradas para o dimensionamento dos trocadores definitivos foram a área de troca térmica ( $A_{treatment/trocoador} = 62,03 \text{ m}^2/\text{trocoador}$ ), o número ( $N_t$  projeto original = 176), diâmetro externo (do projeto original = 0,0191 m), comprimento efetivo (le projeto original = 5,889 m) dos tubos, bem como o arranjo dos mesmos (arranjo quadrado com Pitch = 1”), e ainda o diâmetro interno do casco ( $D_i$  projeto original = 19 ¼ in ou 0,489 m), e ainda o layout proposto para os equipamentos durante a definição dos “recuperadores de energia preliminares” (número de passes nos tubos:  $N_{ptub}$  projeto original = 8; e no casco  $N_{pcasco}$  projeto original = 2).

Conhecendo-se estas características geométricas iniciais, pode-se determinar outras características geométricas e parâmetros construtivos detalhados dos trocadores para o lado do casco, como o número de chicanas ( $N_b$  projeto original = 12), espaçamento entre as mesmas ( $I_s = 0,87 \text{ m}$ ), bem como a configuração, o diâmetro, e a percentagem de corte das chicanas transversais (chicanas verticais, com  $D_b = 0,481 \text{ m}$ , e com  $I_c/D_i\% = 30\%$  projeto original = 30 %), conforme exposto no anexo A.6.

Com isso, pode-se estimar outros parâmetros construtivos importantes para o dimensionamento dos trocadores, como o número de fileiras de tubos em fluxo cruzado ( $N_c$  projeto original = 7,7), fração de tubos em fluxo cruzado ( $F_c$  projeto original = 0,54), número de fileiras de tubos em fluxo cruzado nas “janelas ou corte” das chicanas ( $N_{cw}$  projeto original = 4,62), área para fluxo cruzado na linha de centro do trocador ( $S_m$  projeto original =  $0,0714 \text{ m}^2$ ), área de passagem através das janelas ou corte das chicanas ( $S_w$  projeto original =  $0,0179 \text{ m}^2$ ), fração da área em “bypass” ( $F_{sb}$  projeto original = 0,388), e áreas de vazamento entre tubos-chicanas ( $S_{tb}$  projeto original =  $1,61 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ ), e casco-chicanas ( $S_{sb}$  projeto original =  $9,20 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ ).

Com todos estes parâmetros construtivos definidos ou calculados, e as propriedades físicas médias do “fluído quente” ( $\text{kgás} = 0,0226 \text{ kcal/hm}^{\circ}\text{C}$ ;  $\mu_s$  projeto original =  $1,3 \times 10^{-5} \text{ Pas}$ ;  $\text{cp}_gás = 0,447 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$ ;  $M'gás/\text{trocador}$  projeto original =  $24000 \text{ kg/h}$ ), calculou-se o número de Reynolds ( $\text{Re}$  projeto original =  $1,38 \times 10^5$ ), e o coeficiente de película ou coeficiente individual de troca térmica do lado do casco para um trocador com “feixe de tubos sem vazamentos”, ou seja, antes da aplicação dos coeficientes ou adimensionais de correção ( $hs$  projeto original =  $613 \text{ kcal/hm}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ), e então o coeficiente individual de troca térmica do lado do casco para o feixe real, isto é, após a aplicação destes coeficientes ( $hscorr.$ projeto original =  $413 \text{ kcal/hm}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ). (anexo A.6).

A equação utilizada para o cálculo do coeficiente individual de troca térmica do lado do casco antes da aplicação dos coeficientes ou adimensionais de correção ( $hs$  projeto original) foi a equação convencionalmente utilizada no procedimento da aplicação do “Método de Bell”:

$$hs_{\text{projeto original}} = j_i * cp_{gás} * \left( \frac{M_{gás} / \text{trocador}_{\text{projeto original}}}{S_m} \right) * \left[ \frac{K_{gás}}{(cp_{gás} \mu_s)} \right]^{2/3} \quad (6.1.2.1)$$

As propriedades físicas utilizadas na equação acima foram estimadas a partir da média ponderada das propriedades físicas dos compostos químicos que compõem os gases de descarga do K-2301, usando como fator de ponderação a fração mássica dos mesmos nos gases. As propriedades físicas de cada um destes compostos que fazem parte dos gases foram estimadas como média aritmética dos valores destas propriedades na entrada e saída dos trocadores de calor.

A equação utilizada para a correção do coeficiente individual de troca térmica do lado do casco foi:

$$hscorr_{\text{projeto original}} = hs_{\text{projeto original}} * J_c * J_l * J_b * J_r \quad (6.1.2.2)$$

O coeficiente individual de troca térmica do lado dos tubos foi estimado convencionalmente, conforme exposto em literatura especializada (Kern, 1950; Ludwig, 1965), obtendo-se valores bastante compatíveis para o escoamento turbulento de água no interior de tubos ( $ht$  projeto original =  $3465 \text{ kcal/hm}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ).

Calculados estes coeficientes de película e definindo-se a resistência à troca térmica imposta pela incrustação do lado do casco ( $rs = 0,002 \text{ ft}^2 \text{ h}^{\circ}\text{F/BTU}$  e o correspondente  $hsincrs$  projeto original =  $2440 \text{ kcal/hm}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ), e do lado dos tubos ( $rt = 0,002 \text{ ft}^2 \text{ h}^{\circ}\text{F/BTU}$  e o

correspondente htincr projeto original = 2440 kcal/hm<sup>2ºC</sup>), e ainda a resistência imposta pela parede metálica dos tubos ( $rw = 0,0033$  Kcal/hm<sup>ºC</sup>), calculou-se o coeficiente global de troca térmica ( $Us$  projeto original = 256 kcal/hm<sup>2ºC</sup>), utilizando a equação:

$$\frac{I}{(Us \cdot do)} = \frac{1}{(hscorr_{projeto\ original} * do)} + \frac{1}{(hsin crs_{projeto\ original} * do)} + \frac{\ln(do/di)}{2k} + \frac{1}{(ht_{projeto\ original} * di)} + \frac{1}{(htincr_{projeto\ original} * di)} \quad (6.1.2.3)$$

Com o valor do coeficiente global de troca térmica, e os valores de taxa de calor a ser trocado ( $Qt$  projeto original e  $Qt/trocador$  projeto original = 1,224 ou 0,612 Gcal/h respectivamente), e ainda a média logarítmica corrigida das diferenças de temperatura ( $LMTD^F$  projeto original = 48,6 °C), pode-se calcular a área de troca térmica necessária ou requerida para efetuar o trabalho de troca térmica desejado ( $Attreq.$  projeto original = 49,1 m<sup>2</sup>) utilizando a equação normalmente empregada para tal:

$$Attreq_{projeto\ original} = \frac{Q_{trocador\ projeto\ original}}{(Us * LMTD * F)} \quad (6.1.2.3a)$$

Como a área de troca térmica requerida ( $Attreq.$  projeto original) para efetuar o trabalho de troca térmica segundo os cálculos detalhados, usando as características geométricas e parâmetros construtivos básicos definidos nos cálculos dos trocadores preliminares, mostrou- se razoavelmente menor que a própria área de troca térmica estimada para os trocadores preliminares ( $Attreq.$  projeto original <  $Attten$ ), os trocadores de calor preliminares ou “recuperadores de energia preliminares” foram aceitos e a partir daí, considerados os “Recuperadores de Energia Definitivos”, ou “Recuperadores de Energia do Projeto Original POLIBRASIL”.

Preferencialmente, a área de troca térmica dos trocadores iniciais, ou seja, a área de troca térmica a ser instalada ou utilizada ( $Attutil/trocador = Attent/trocador = 62,03$  m<sup>2</sup>), deveria ser cerca de 15 a 30% maior que área de troca térmica necessária ou requerida ( $Attreq.$  projeto original = 49,1 m<sup>2</sup>). No caso, a área de troca térmica a ser instalada ou utilizada ( $AttUtil/trocador$ , ou a  $Attent/trocador$ ) ficou cerca de 26% maior do que a área requerida ( $Attreq.$  projeto original), o que foi considerado aceitável e conveniente.

Uma vez satisfeita a área de troca térmica, verificou-se se a perda de carga atende aos valores máximos recomendados ou disponíveis no processo em questão.

A partir das características e parâmetros geométricos dos trocadores, e do número de Reynolds (Re projeto original =  $1,38 \times 10^5$ ), calculou-se a perda de carga total do lado do casco ( $\Delta P_s$  projeto original = 0,282 bar).

Este valor da perda de carga total ( $\Delta P_s$  projeto original) foi determinado basicamente pela perda de carga em um setor de fluxo cruzado em um feixe de tubos sem vazamentos ou sem fugas ( $\Delta P_{bi}$  projeto original =  $4,63 \times 10^{-3}$  bar), e pela perda de carga em uma “janela ou corte” de chicana transversal “ideal” ( $\Delta P_{wi}$  projeto original =  $2,58 \times 10^{-2}$  bar), e pelos parâmetros construtivos dos trocadores, como o número de chicanas transversais ( $N_b$  projeto original = 12), número de carreiras de tubos em fluxo cruzado ( $N_c$  projeto original = 7,7), número de carreiras de tubos em fluxo cruzado nas “janelas ou corte” das chicanas ( $N_{cw}$  projeto original = 4,62), e ainda pela perda de carga na entrada e saída do trocador de calor e na passagem de um passe para o outro no lado do casco ( $\Delta P_{saída ou entrada}$  =  $4,60 \times 10^{-2}$  bar).

Além das adaptações no método para considerar a perda de carga no trocador com dois passes no casco, intrinsecamente consideradas nos cálculos das características geométricas e parâmetros construtivos acima mencionados, mais uma adaptação no método para cálculo da perda de carga do lado do casco foi necessária levando em conta o fato de o trocador ter dois passes no casco, ou seja, considerou-se a passagem do fluido do casco do primeiro para o segundo passe como um par entrada/saída do trocador, sendo portanto, a perda de carga do lado do casco calculada como se o fluido do casco tivesse passado por duas entradas e duas saídas.

Na equação final para o cálculo da  $\Delta P_s$ , os coeficientes ou adimensionais de correção da perda de carga do lado do casco devido ao “bypass” do feixe de tubos ( $R_b$  projeto original = 0,58), e devido a vazamentos entre tubos-chicanas e casco-chicanas ( $R_l$  projeto original = 0,78), são aplicados segundo a equação proposta pelo método, adaptada aos dois passes no casco.

$$\Delta P_s = \{[(N_b - 1) * (\Delta P_{bi}) * R_b] + (N_b * \Delta P_{wi})\} * R_l + \left\{ 2 * \left[ 2 * (\Delta P_{bi}) * R_b * \left( 1 + \frac{N_{cw}}{N_c} \right) \right] \right\} \quad (6.1.2.4)$$

No que diz respeito à perda de carga do lado dos tubos ( $\Delta P_t$  projeto original = 0,32 bar), a mesma também é composta de duas contribuições, isto é, da perda de carga nas entradas e saídas dos passes de tubos ( $\Delta P_r$  projeto original =  $8,62 \times 10^{-3}$  bar), e da perda de carga específica nos tubos propriamente dita ( $\Delta P_{tt}$  projeto original =  $1,52 \times 10^{-1}$  bar/100 ft de tubo, ou  $\Delta P_{tt}$  projeto original total =  $2,34 \times 10^{-1}$  bar). A partir destes valores de  $\Delta P_r$  e

$\Delta P_{tt}$  e considerando o número de passes nos tubos dos “recuperadores de energia” ( $N_{ptub}$  projeto original = 8 passes), e o comprimento dos tubos ( $l = 6,096\text{ m}$  ou  $20,0\text{ ft}$ ), pode-se calcular a perda de carga total do lado dos tubos ( $\Delta P_t$  projeto original = 0,32 bar).

Uma vez que estas perdas de carga também estavam de acordo com os valores recomendados ou aceitáveis ( $\Delta P_s$  projeto original = 0,28 bar;  $\Delta P_t$  projeto original = 0,32 bar, isto é, ambos inferiores a 10 psi ou 0,7 bar recomendados como máximo aceitável de modo geral), os trocadores iniciais ou “preliminares” foram definitivamente considerados “aprovados”, portanto, seus projetos e folhas de dados (“data sheet”), foram enviados para a empresa encarregada da fabricação dos mesmos para que fossem detalhados, construídos e instalados.

Vale ressaltar de novo (ver o item 2.2) que o “Método de Bell” é conservativo no que tange à troca térmica e não conservativo em termos hidráulicos ou de perda de carga. Por esta razão, no cálculo dos “recuperadores de energia”, descartou-se a possibilidade de aumentar-se o coeficiente de troca térmica através da diminuição do espaçamento das chicanas para conseguir uma redução da área de troca térmica e a consequente redução do investimento nos trocadores, isto é, optou-se por não arriscar um aumento de perda de carga acima do conveniente e recomendado. Em outras palavras, preferiu-se manter uma folga entre o valor obtido no projeto (cerca de 0,3 bar) e o máximo recomendado (0,7 bar), acima da convencionalmente utilizada.

#### 6.1.2.1 Cálculo dos Coeficientes Individuais de Troca Térmica

##### **Cálculo do Coeficiente Individual de Troca Térmica (Coeficiente de Película), do Lado do Casco (hs), Método da Universidade de Delaware (“Método de Bell”), Adaptado para Dois Passes no Casco.**

Determinação das Características Geométricas e Parâmetros Construtivos dos Trocadores de Calor (“Recuperadores de Energia”: E-2302 C/D).

- Características e Arranjo dos Tubos

Foram especificados tubos de diâmetro nominal de  $3/4"$ , BWG 14 (do projeto original = 19,05 mm; di projeto original = 14,83 mm), como um “tubo padrão”, mais freqüentemente utilizado, e adequado para o escoamento da água de alimentação da caldeira (BFW), levando-se em conta que:

- Tratava-se de água limpa, tratada (abrandada ou desmineralizada), sem sólido em suspensão ou dureza, isto é, isenta de sais de cálcio, magnésio e ferro (Ca, Mg, Fe) dissolvidos que tivessem tendência à deposição e incrustação nos tubos, o que levaria à necessidade de tubos especiais ou de diâmetro nominal diferente do convencional do =  $\frac{3}{4}$ ", BWG 14.
- A pressão de alimentação da água ao trocador era moderada (pressão de "shut off", ou seja, pressão máxima de descarga das bombas de alimentação de BFW para o desaerador de P"shut off" = 8 barg), não necessitando de tubos com paredes mais espessas, ou seja, um número BWG menor.
  
- Arranjo dos Tubos

Adotou-se o arranjo quadrado (em linha), de passo de 1" ( $P_p = 25,4$  mm), que é um arranjo bastante utilizado, também por duas razões básicas:

- Satisfazer o compromisso entre a perda de carga e o coeficiente individual de troca térmica (coeficiente de película) do lado do casco.
- Facilitar a limpeza mecânica do equipamento, pois embora fosse esperada a alimentação de um fluido limpo para o lado do casco (gases de descarga do compressor centrífugo K-2301), eventualmente poder-se-ia ter algum "arraste" de pó de polímero (polipropileno) para os "recuperadores de energia" em caso de operação inadequada do sistema de controle de nível do reator principal de polimerização (R-2301), e/ou do sistema de controle da vazão de gases para a sucção do compressor centrífugo (K-2301).

#### Características e Arranjo das Chicanas

- Chicana Longitudinal

Para se chegar à característica de dois passes no lado do casco, foi necessário especificar-se uma chicana longitudinal, a qual proporcionava uma área de passagem do fluido do casco do primeiro para o segundo passe do casco aproximadamente igual à área de passagem da saída e entrada dos gases nos trocadores de calor.

- Chicanas Transversais

Em função de se tratar de um equipamento provido de dois passes no lado do casco, definiu-se que a melhor configuração para as chicanas transversais seria:

- Configuração de Corte

O corte vertical nas chicanas transversais foi adotado devido a ser de mais fácil construção em trocadores de dois ou mais passes no casco, e dar melhor escoamento a algum condensado eventualmente formado nos “recuperadores de energia” (não esperado, porém possível).

- Percentagem de Corte das Chicanas Transversais ( $lc$ )

O corte adotado para as chicanas transversais foi bastante convencional (corte de 30 %, ou  $lc/Di$  projeto original = 0,3 ou ainda,  $lc = 147$  mm), pois o mesmo atende normalmente ao compromisso entre a perda de carga e o coeficiente de película do lado do casco.

- Número de Carreiras de Tubos em Fluxo Cruzado ( $Nc$ )

Como se pode notar geometricamente, o número de fileiras de tubos em fluxo cruzado ( $Nc = 7,7$ ), para chicanas com corte vertical independe do fato de o trocador ter um ou dois passes no casco, a equação convencional do “Método de Bell” para o cálculo de  $Nc$  foi aplicada.

$$Nc = D_i * \left[ \frac{1 - 2 * \left( \frac{lc}{Di} \right)}{Pp} \right] \quad (6.1.2.1.1)$$

Um esboço de como ficaria a configuração ou “layout” dos trocadores de calor mostrou que o resultado de  $Nc$  obtido pela equação ( $Nc$  projeto original = 7,7) era bastante compatível com o obtido geometricamente no esboço.

- Fração dos Tubos em Fluxo Cruzado ( $Fc$ )

A fração de tubos em fluxo cruzado, por se tratar de um “parâmetro construtivo relativo”, é pouco influenciada pelo fato de o trocador ter um ou dois passes no lado do casco, portanto, de novo, a equação original do “Método de Bell” para o cálculo de  $Fc$  foi aplicada:

$$Fc = \left( \frac{1}{\pi} \right) \left\{ \left[ \pi + 2 * \frac{(D_i - 2lc)}{Dotl} \right] \operatorname{sen} * \left[ \arccos \frac{(D_i - 2lc)}{Dotl} \right] - 2 * \arccos \frac{(D_i - 2lc)}{Dotl} \right\} \quad (6.1.2.1.2)$$

Também se utilizou uma equação simplificada, na qual se considerou um retângulo como a área central do trocador, ou área de sobreposição das chicanas, e estimou-se o

número de tubos que atravessam esta área e finalmente, a relação deste número tubos com o número total de tubos.

$$F_c = \left\{ \frac{[(D_i - 2l_c) * (D_{ot1} - 2dlbt)]}{\left[ \frac{(\pi * D_{ot1}^2)}{4} \right]} \right\} \quad (6.1.2.1.3)$$

Os resultados dos dois métodos utilizados para o cálculo de  $F_c$  mostraram-se bastante compatíveis ( $0,54 \leq F_c \leq 0,56$ ). Então, adotou-se o menor valor ( $F_c$  projeto original = 0,54), como uma ação conservadora em termos de cálculo do coeficiente individual de troca térmica do lado do casco ( $h_s$ ).

- Número de Carreiras de Tubos em Fluxo Cruzado nas “Janelas ou Cortes” das Chicanas ( $N_{cw}$ )

Adotando-se o mesmo princípio para a Fração dos Tubos em Fluxo Cruzado ( $F_c$ ), utilizou-se a equação original para o cálculo do número de carreiras de tubos em fluxo cruzado nas “janelas ou cortes” das chicanas ( $N_{cw}$  projeto original = 4,6).

$$N_{cw} = \frac{(0,8 * l_c)}{P_p} \quad (6.1.2.1.4)$$

- Espaçamento Entre Chicanas Transversais

Utilizou-se um espaçamento entre chicanas transversais maior do que o convencional (normalmente  $0,5 \times D_i \leq l_s \leq D_i$ , porém utilizou-se  $l_s$  projeto original = 871 mm ou  $1,7 \times D_i$ ), visando minimizar a perda de carga do lado do casco, visto que o trocador seria do tipo de dois passes no casco, ou seja, uma área de passagem para o fluido do casco de cerca de metade da área de um trocador convencional com apenas um passe no casco.

Verificando que, mesmo com as chicanas transversais com este espaçamento maior do que o convencional, a velocidade e o número de Reynolds ( $Re$ ) do lado do casco já seriam bastantes altos devido aos dois passes do lado do casco, esta decisão foi mantida.

$$ls = 12 \frac{1}{(Nb + 1)} \quad (6.1.2.1.5)$$

Porém, é válido ainda mencionar que:

Este distanciamento ou espaçamento entre chicanas, mesmo que maior do que o espaçamento convencionalmente utilizado, permaneceu dentro dos limites recomendados considerando o diâmetro externo do feixe de tubos no projeto original (Dotl projeto original = 18 in ou 0,457 m), ou seja, este espaçamento deve permanecer de um mínimo de 0,2 Dotl ou 2 in a um máximo de 2 Dotl ou ainda 36 in (no caso deste projeto  $3\frac{3}{4}$  in  $\leq$  ls  $\leq$  36 in). No projeto, utilizou-se ls = 871 mm, isto é 34,29 in, portanto ainda de acordo com os limites recomendados.

Este espaçamento também atende às recomendações dos espaçamentos mínimos para entrada e espaçamento mínimo para saída, considerando uma tubulação de entrada e de saída dos trocadores de calor de DN projeto original = 8 in (Di projeto original = 202,7 mm).

### **Área para Fluxo Cruzado na Linha de Centro do Trocador (Sm)**

Para calcular-se a área de passagem do fluido do casco em fluxo cruzado, na linha de centro do trocador (Sm projeto original = 0,0714 m<sup>2</sup>) que, neste caso, seria uma linha vertical que passaria pela linha de centro do equipamento, foi necessário fazer as seguintes adaptações que levavam em conta tratar-se de equipamento com dois passes no casco:

A equação original foi adaptada para que os dois espaços livres entre o diâmetro interno do casco (Di projeto original = 0,489 m), e o diâmetro externo do feixe de tubos (Dotl projeto original = 0,457 m), fossem substituídos por um espaço livre entre o diâmetro interno do casco e o diâmetro externo do feixe de tubos ((Di–Dotl)/2 projeto original = 0,016 m), e um espaço livre entre a chicana longitudinal e o diâmetro do feixe de tubos (dlbt projeto original = 0,0159 m). Desta maneira, se estaria estimando, de maneira bem mais adequada, a área de “bypass” do feixe de tubos na linha de centro dos trocadores de calor.

Outra adaptação da equação original foi a divisão por dois, do diâmetro do feixe de tubos (Dotl/2 projeto original = 0,228 m), que aparece no segundo termo da equação original ou convencional do “Método de Bell” para a estimativa deste parâmetro construtivo. Desta maneira, se estaria estimando de modo mais correto a área de passagem através do feixe de tubos na linha de centro dos trocadores de calor (Sm projeto original = 0,0714 m<sup>2</sup>).

$$S_m = l_s \left\{ \left[ \frac{(D_i - D_{ot1})}{2} \right] + d_{lbt} + \left[ \frac{\left( \left( \frac{D_{ot1}}{2} \right) - d_o \right)}{p} \right] * (p - d_o) \right\} \quad (6.1.2.1.6)$$

– Fração da Área em “Bypass” (Fsbp)

Na determinação da fração de área em “bypass”, calculou-se primeiramente a área de passagem do fluido do casco em fluxo cruzado, na linha de centro do trocador, que contornaria o feixe de tubos ( $S_{bp}$  projeto original =  $0,0277 \text{ m}^2$ ). Este cálculo requereu as seguintes adaptações na equação original do “Método de Bell” para cálculo de  $S_{bp}$ , devido a os equipamentos terem dois passes no lado do casco:

- Divisão da diferença entre diâmetro interno do trocador ( $D_i$ ) e diâmetro do feixe de tubos ( $D_{ot1}$ ) por dois, isto é:  $(D_i - D_{ot1})/2$  projeto original =  $0,016 \text{ m}$ .
- Inclusão do espaço livre entre a chicana longitudinal e o feixe de tubos ( $d_{lbt}$  projeto original =  $0,0159 \text{ m}$ ).

A equação de cálculo de  $S_{bp}$  devido a o equipamento ter dois passes no lado do casco ficou sendo:

$$S_{bp} = l_s \left[ \frac{(D_i - D_{ot1})}{2} + d_{lbt} \right] \quad (6.1.2.1.7)$$

Com estas alterações, foram obtidas a área de “bypass” ( $S_{bp} = 0,0277 \text{ m}^2$ ) e a fração de área em “bypass” mais adequada para o caso ( $F_{sbp} = 0,388$ , ou  $F_{sbp\%} = 38,8\%$ ), utilizando a equação:

$$F_{sbp} = \left\{ \frac{l_s \left[ \left( \frac{(D_i - D_{ot1})}{2} \right) + d_{lbt} \right]}{S_m} \right\} \quad (6.1.2.1.8)$$

$$F_{sbp} = \frac{S_{bp}}{S_m} \quad (6.1.2.1.9)$$

– Área de Vazamento Entre Tubo e Chicana (Stb)

No cálculo do vazamento entre os tubos e chicanas, foram considerados o diâmetro dos tubos ( $do = \frac{3}{4}$  in, ou 19,05 mm) e o diâmetro dos furos das chicanas ( $do\ furo = \frac{3}{4} + \frac{1}{32}$  in, ou 19,84 mm), e sendo ainda necessário efetuar-se a seguinte alteração:

- Divisão do número total de tubos obtido na equação convencional do método ( $Nt$ ) por dois, ou seja: ( $Stb$  projeto original =  $1,61 \times 10^{-3} m^2$ ).

$$Stb = 0,0184 Nt \frac{(1 + F_c)}{2} \quad (6.1.2.1.10)$$

– Área de Vazamento Entre Casco e Chicanas (Ssb)

No cálculo da área de vazamento entre o casco e chicanas, consideraram-se: o diâmetro interno do casco ( $Di$  projeto original = 19,25 in ou 489 mm), o espaço livre entre chicana e casco ( $sb$  projeto original =  $3,81 \times 10^{-3} m^2$ ), e o percentual de corte das chicanas ( $lc/Di\%$  projeto original = 30 %) e a equação específica do método “Método de Bell” para a estimativa de  $Ssb$ . Porém, esta equação para estimativa da área de vazamento entre o casco e as chicanas foi alterada para se adaptar à configuração de dois passes no lado do casco dos “recuperadores de energia”, a saber:

- Divisão do valor da área de vazamento obtida pela equação original por dois, obtendo-se um valor mais apropriado para a configuração de dois passos no casco ( $Ssb$  projeto original =  $9,20 \times 10^{-4} m^2$ ). Então, a equação ficou:

•

$$S_{sb} = \frac{\left[ \frac{(D_i - sb)}{2} \right] * \left[ \pi - \arccos \left( \frac{1 - 2lc}{Di} \right) \right]}{2} \quad (6.1.2.1.11)$$

- Ou ainda, considerou-se uma equação que calcularia geometricamente, de modo mais rigoroso, desta área de vazamento entre casco e chicana:

$$S_{sb} = \left\{ \frac{\left[ (D_i^2 - (D_i - sb)^2) \right] * \left[ \pi - \arccos \left( \frac{1 - 2lc}{D_i} \right) \right]}{2} \right\} \quad (6.1.2.1.12)$$

Os resultados obtidos foram muito semelhantes na aplicação das equações 6.1.2.1.11 e 6.1.2.1.12.

- Área de Passagem Através da “Janelas ou Cortes” das Chicanas ( $S_w$ )

A área de passagem através da “janelas ou cortes” das chicanas foi estimada por dois métodos diferentes, ou seja:

- A estimativa pode ser efetuada a partir dos valores da área total de passagem através da “janelas ou cortes” das chicanas ( $S_{wg}$  projeto original =  $2,35 \times 10^{-2} \text{ m}^2$ ) e da área de passagem através da “janelas ou corte” das chicanas ocupada pelos tubos ( $S_{wt}$  projeto original =  $5,8 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ ). Obviamente, a subtração  $S_{wg}$  menos  $S_{wt}$  fornece a área livre para a passagem do fluido do casco através da “janelas ou corte” das chicanas ( $S_w$  projeto original =  $1,77 \times 10^{-2} \text{ m}^2$ ). Neste caso, teve-se que dividir a área obtida nos gráficos por dois, devido a os “recuperadores de energia” terem os dois passes no lado do casco.
- O cálculo também foi executado “via” a aplicação da equação original ou convencional para a determinação da área total de passagem através da “janela ou corte” das chicanas ( $S_{wg}$  projeto original =  $2,37 \times 10^{-2} \text{ m}^2$ ), e da equação convencional para a determinação da área ocupada pelos tubos que passam por esta área de passagem através da “janela ou corte” das chicanas ( $S_{wt}$  projeto original =  $5,8 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ ). A área disponível para a passagem ( $S_w$  projeto original =  $1,79 \times 10^{-2} \text{ m}^2$ ) é dada pela subtração  $S_{wg}$  menos  $S_{wt}$ . Neste método, a área obtida também teve de ser dividida por dois (2), pois o trocador tem dois passes no lado do casco. As equações utilizadas foram:

•

$$S_{wg} = \left[ \frac{(D_i)^2}{4} \right] * \left\{ \arccos \left( 1 - 2 \left( \frac{l_c}{D_i} \right) \right) - \left[ 1 - \left( \frac{2l_c}{D_i} \right) \right] * \sin * \left[ \arccos \left( 1 - 2 \frac{l_c}{D_i} \right) \right] \right\} \quad (6.1.2.1.13)$$

$$S_{wt} = \left( \frac{N_t}{8} \right) * (1 - F_c) * \pi * d_o^2 \quad (6.1.2.1.14)$$

$$S_w = \frac{(S_{wg} - S_{wt})}{2} \quad (6.1.2.1.15)$$

Os dois métodos apresentaram valores muito próximos, sendo adotado o valor mais conservativo em termos de cálculo de coeficiente de película do lado do casco, isto é, o maior valor ( $S_w$  projeto original =  $1,79 \times 10^{-2} \text{ m}^2$ ).

– Cálculo do Número de Reynolds (Res)

Para a determinação do número de Reynolds (Res projeto original =  $1,38 \times 10^5$ ) do lado do casco, levou-se em conta a propriedade física média do “fluído quente” e a sua vazão mássica ( $\mu_s = 1,3 \times 10^{-5}$  kg/ms ou  $1,3 \times 10^{-5}$  Pas; M'gás/trocador projeto original = 24000 kg/h), características geométricas e parâmetros construtivos do trocador (do projeto original =  $\frac{3}{4}$ ” ou 0,019 m; e  $S_m$  projeto original =  $0,0714 \text{ m}^2$ ), e aplicou-se a equação original para o método, pois as correções devido a os trocadores de calor terem dois passes no casco já haviam sido feitas na estimativa dos parâmetros construtivos dos trocadores de calor. A equação ficou sendo:

$$Re = \frac{(d_o * M'_{\text{gás / trocador}})}{[3600 (\mu_s * S_m)]} \quad (6.1.2.1.16)$$

### **Cálculo do Adimensional para Estimativa do Coeficiente Individual de Troca Térmica em um Feixe de Tubos Ideal (Ji)**

Para estimar o coeficiente ou adimensional para o cálculo do coeficiente individual de troca térmica em um feixe de tubos “ideal” ou sem vazamentos, ou **coeficiente de Colburn modificado** (Ji projeto original =  $3,8 \times 10^{-3}$ ), utilizaram-se o número de Reynolds do lado do casco (Res projeto original =  $1,38 \times 10^5$ ), o diâmetro externo dos tubos ( $d_o = \frac{3}{4}$ ” ou 0,019 m), e ainda a configuração ou o arranjo dos tubos (arranjo quadrado em linha de passo de 1”;  $P = 25,4 \text{ mm}$ ). A adaptação necessária para o caso foi:

Extrapolação da curva de Ji “versus” Res para a determinação de Ji para números de Reynolds (Res) mais altos, pois a curva original só considera Res até  $10^5$ , sendo que o Res do caso em questão um pouco mais alto que este valor (Res projeto original =  $1,38 \times 10^5$ ). A extrapolação foi feita de duas maneiras diferentes:

Extrapolação e leitura diretamente por continuidade da curva Ji “versus” Re, pois a mesma é linear no trecho de altos Re ( $Re > 10^4$  no gráfico de Ji “versus” Re), e ainda o valor de Res do projeto (Res projeto original =  $1,38 \times 10^5$ ) era apenas um pouco superior ao valor limite do gráfico ( $Re$  limite superior =  $1 \times 10^5$ ), o que justifica este procedimento.

Elaboração de duas regressões Ji “versus” Re (uma linear e outra logarítmica), e estimativa de Ji para  $Re = 1,38 \times 10^5$ ; utilizando as equações provenientes da regressão, as equações obtidas foram:

$$J_i = [0,0327 - 0,00246 \ln(Re)] \quad (6.1.2.1.17)$$

$$J_i = 0,1370 Re - 0,3020 \quad (6.1.2.1.18)$$

O valor médio dos valores obtidos foi considerado ( $J_i = 3,8 \times 10^{-3}$ ).

### **Cálculo do Coeficiente Individual de Troca Térmica (Coeficiente de Película), do Lado do Casco Antes da Aplicação dos Adimensionais de Correção ( $h_{si}$ )**

O coeficiente individual de troca térmica ou coeficiente de película do lado do casco antes da aplicação dos adimensionais de correção ( $h_{si}$ ), isto é, para um banco ou feixe de tubos “ideal” ou sem vazamentos, foi calculado através da equação original utilizada pelo “Método de Bell” ( $h_{si}$  projeto original = 612 kcal/hm<sup>2</sup>°C), considerando o valor de  $J_i$  ( $J_i$  projeto original =  $3,8 \times 10^{-3}$ ), as propriedades físico-químicas dos gases de descarga do K-2301, representadas pelo seu número de Prandtl ( $Pr = 0,946$ ), e seu calor específico ( $c_{pgás} = 0,477$  kcal/kg °C), e as características do escoamento dos gases nos trocadores, representadas pela vazão mássica de gases ( $M'gás/trocador$  projeto original = 24000 kg/h), e ainda pela área de passagem do fluido do casco em fluxo cruzado, na linha de centro do trocador ( $S_m/trocador = 0,0714$  m<sup>2</sup>), calculada no item de cálculo dos parâmetros geométricos, ou seja, a equação original foi aplicada, porém com valor de  $S_m$  já adaptado para dois passes do lado do casco.

A equação utilizada foi:

$$h_{si} = J_i * c_p * \left( \frac{M'gás / trocador}{S_m} \right) * \left[ \frac{k_{gás}}{(c_p * \mu_s)} \right]^{2/3} \quad (6.1.2.1.19)$$

As propriedades físico-químicas, como em todas as etapas do dimensionamento dos “recuperadores de energia” foram estimadas como a média aritmética destas propriedades nas condições de entrada e de saída dos “recuperadores de energia”. Por sua vez, estas propriedades físico-químicas nas condições de entrada e de saída dos “recuperadores de energia” foram estimadas como a média ponderada destas propriedades dos compostos químicos que compunham os gases de descarga do compressor K-2301. O fator de ponderação usado é a fração mássica destes compostos nos gases do K-2301.

## **Cálculo dos Adimensionais ou Fatores de Correção para o Coeficiente Individual de Troca Térmica do Lado do Casco.**

- Cálculo do Adimensional de Correção Devido ao Corte e Configuração da Chicanas Transversais ( $J_c$ )

Este adimensional ou fator de correção foi estimado como convencionalmente é feito pelo método ( $J_c$  projeto original = 0,93), utilizando a fração de tubos em fluxo cruzado, já adaptada para os trocadores com dois passes no casco ( $F_c$  projeto original = 0,54), e a ilustração A.6.1 (“Fator ou Adimensional de Correção do Coeficiente de Película ( $h_s$ ), Devido a Configuração das Chicanas ( $J_c$ ), em Função da Fração de Tubos em Fluxo Cruzados ( $F_c$ )”), que consta do anexo A.6.

- Cálculo do Adimensional de Correção Devido aos Efeitos de Vazamentos nas Chicanas Transversais ( $J_l$ )

Este adimensional ou fator de correção devido a efeitos de vazamentos nas chicanas ( $J_l$  projeto original = 0,87) foi estimado como convencionalmente é feito pelo “Método de Bell”, utilizando gráfico que tem no eixo das abscissas a razão entre as áreas de vazamento (entre tubo-chicana  $S_{tb}$  projeto original =  $1,61 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ ; e entre casco-chicana  $S_{sb}$  projeto original =  $9,6 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ ) e a área de passagem em fluxo cruzado ( $S_m$  projeto original =  $0,0714 \text{ m}^2$ ), ou seja,  $(S_{sb}+S_{tb})/S_m$  projeto original =  $3,42 \times 10^{-2}$ ), e curvas cujo parâmetro é a fração da área de vazamento, representada pela área de vazamento entre o casco e as chicanas em relação à área de vazamento total, isto é  $(S_{sb}/(S_{sb}+S_{tb}))$  projeto original = 0,364).

Logicamente, todas as áreas utilizadas ( $Sm$ ,  $Stb$  e  $Ssb$ ) foram as áreas calculadas já com as adaptações no método para os trocadores com dois (2), passes no casco, e o gráfico utilizado foi o que consta da Ilustração A.6.2 (“Fator ou Adimensional de Correção do Coeficiente de Película ( $hs$ ), Devido a Vazamentos ( $Jl$ ), em Função da Razão Entre Área Total de Vazamentos e Área para Fluxo Cruzado ( $(Ssb+Stb)/Sm$ ), e Razão Entre Área de Vazamentos Entre Casco e Chicana e Área Total de Vazamentos ( $Ssb/(Ssb+Stb)$ ”), obtendo-se assim o valor mais apropriado para o caso ( $Jl$  projeto original = 0,87).

- Cálculo do Adimensional de Correção Devido ao “Bypass” Entre o Casco e o Feixe de Tubos ( $Jb$ )

Este adimensional ou fator de correção ( $Jb$  projeto original = 0,83) foi estimado como convencionalmente feito pelo “Método de Bell”, utilizando gráfico exposto na ilustração A.6.3 “(Fator ou Adimensional de Correção do Coeficiente de Película ( $hs$ ). Este fator é devido ao “Bypass” do Feixe de Tubos ( $Jb$ ), em Função da Fração de Área em “Bypass”, e da Razão Entre Tiras de Selagem e Número de Carreiras ou Fileiras de Tubos em Fluxo Cruzado em uma Seção de Fluxo Cruzado ( $Nss/Nc$ )”).

Também neste item, os valores das áreas utilizadas ( $Sbp$  e  $Sm$ ) foram os calculados com as devidas adaptações do método para os trocadores com dois passes no casco, obtendo-se o valor mais apropriado para o caso ( $Jb$  projeto original = 0,83).

- Cálculo do Adimensional de Correção Devido a Baixos Valores de Número de Reynolds/Eescoamento Laminar ( $Jr$ )

Este adimensional ou fator de correção só necessita ser usado para casos de número de Reynolds menores ou iguais a 100 ( $Res \leq 100$ ). Como, no caso, o número de Reynolds é muito superior a 100, certamente este adimensional de correção não se aplica, ou assume valor unitário (para  $Res$  projeto original =  $1,38 \times 10^5$ ;  $Jr$  projeto original = 1,0).

### **Cálculo do Coeficiente Individual de Troca Térmica (Coeficiente de Película) do Lado do Casco Corrigido pelos Adimensionais ou Fatores de Correção ( $hs$ )**

O cálculo do coeficiente individual de troca térmica do lado do casco corrigido pelos adimensionais ou fatores de correção ( $hscorr.$  projeto original =  $413 \text{ kcal}/\text{hm}^2\text{C}$ ) foi efetuado

aplicando a equação original do “Método de Bell”, isto é, a produtória do coeficiente individual de troca térmica do lado do casco antes da aplicação dos adimensionais ou fatores de correção ( $h_{is} = 612 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$ ), por todos os adimensionais de correção ( $h_{scorr.}$  projeto original =  $h_{si}$  projeto original \*  $J_c$  projeto original \*  $J_l$  projeto original \*  $J_b$  projeto original \*  $J_r$  projeto original) =  $413 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$ ). A equação de correção do coeficiente individual de troca térmica do lado do casco pelos adimensionais fica:

$$h_{scorr \text{ projeto original}} = h_{si \text{ projeto original}} * J_c * J_l * J_b * J_r \quad (6.1.2.1.20)$$

#### 6.1.2.2 Cálculo do Coeficiente Individual de Troca Térmica do Lado dos Tubos (ht)

Como o fluido de resfriamento do lado dos tubos era água de alimentação da caldeira (BFW), o método utilizado para o cálculo de ht foi um método gráfico convencional, mostrado na ilustração 15 (Kern, 1950 e Ludwig, 1965), o que leva em conta a velocidade da água no interior dos tubos ( $v_t$  projeto original =  $2,2 \text{ ft/s} = 0,67 \text{ m/s}$ ) nas abscissas do gráfico, e a temperatura média da água nos tubos ( $t_m$  projeto original =  $132,8 \text{ }^\circ\text{F} = 56 \text{ }^\circ\text{C}$ ) em retas isotérmicas, ou seja, de iguais temperaturas médias da água nos tubos, sendo o coeficiente individual de troca térmica do lado dos tubos ( $ht$  projeto original =  $720 \text{ BTU/hft}^2\text{F}$  =  $3513,6 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$ ) lido no eixo das ordenadas desse gráfico.

Se o tubo não for de diâmetro nominal ( $dn$ ) igual a  $\frac{3}{4}''$ , e BWG = 16, o coeficiente individual de troca térmica do lado dos tubos (ht) deve ser multiplicado por um fator de correção ( $F_w$ ). Como no caso o  $dn = \frac{3}{4}''$  e BWG = 14, este coeficiente assume valor quase unitário ( $F_w = 1,04$ ), então o coeficiente de película do lado dos tubos considerado ( $ht$  projeto original =  $3514 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$ ) foi o lido diretamente no eixo das ordenadas do gráfico (ação conservativa).

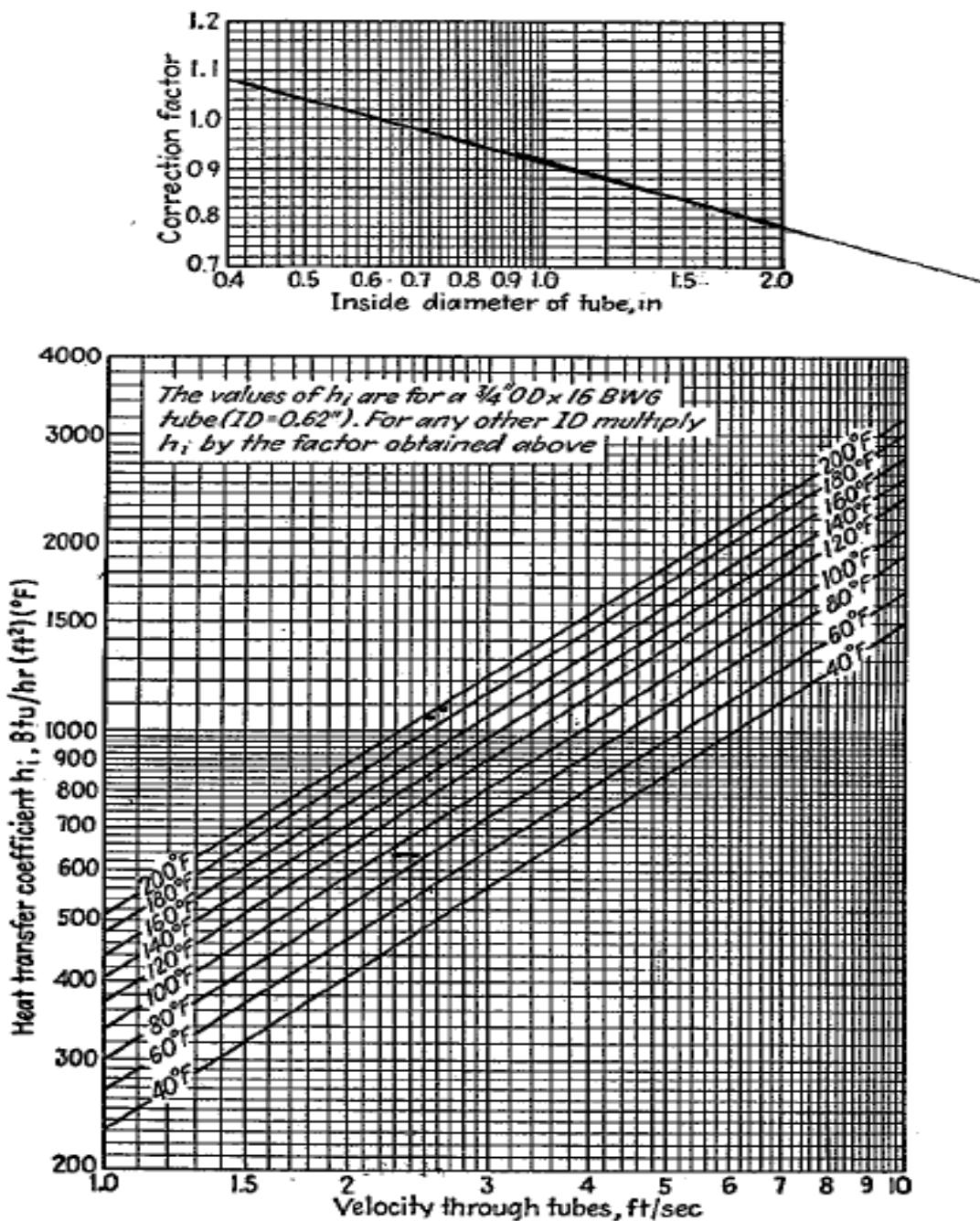


FIG. 25. Tube-side water-heat-transfer curve. [Adapted from Eagle and Ferguson, Proc. Roy. Soc., A127, 540 (1930).]

Ilustração 15 – Coeficiente de película do lado dos tubos em função das características da água e dos próprios tubos

### 6.1.2.3 Cálculo da Resistência Imposta pela Incrustação

- Cálculo da Resistência Imposta pela Incrustação do Lado do Casco (Fator de Depósito do Lado do Casco:  $r_s$ ) e “Coeficiente de Troca Térmica Correspondente” ( $hsincrs$ )

Esta grandeza foi estabelecida via utilização do fator de incrustação recomendado pela literatura (Kern, 1950; Ludwig, 1965; Perry e Chilton, 1973), considerando-se:

- O fluido que passa no casco era um gás “limpo” com baixa probabilidade de conter sólidos que pudessem causar incrustação nas superfícies de troca térmica.
- Existia possibilidade, embora remota, de que houvesse algum arraste de “pó de polipropileno” para o lado do casco do trocador.
- Em função do acima exposto, adotou-se um valor para a resistência imposta pela incrustação do lado do casco característico para gases “arrastando poucos sólidos” ( $r_s = 2,0 \times 10^{-3} \text{ h}^{\circ}\text{Fft}^2/\text{BTU} = 4,1 \times 10^{-4} \text{ hm}^{2\circ}\text{C}/\text{kcal}$ , equivalente a um coeficiente de troca térmica de  $hsincrs$  projeto original =  $2440 \text{ kcal}/\text{hm}^{2\circ}\text{C}$ ).

- Cálculo da Resistência Imposta pela Incrustação do Lado dos Tubos (Fator de Depósito do Lado dos Tubos:  $r_t$ ) e “Coeficiente de Troca Térmica Correspondente” ( $htincrt$ ).

Esta resistência também foi estabelecida através de um fator de incrustação recomendado pela literatura (Kern, 1950; Ludwig, 1965; Perry e Chilton, 1973), levando-se em conta que:

O fluido que passava nos tubos era água de alimentação da caldeira tratada (abrandada ou desmineralizada), com poucos sólidos suspensos e isenta de “saís de dureza” (saís de Fe, Ca e Mg) dissolvidos. O acompanhamento das análises de dureza desta água mostrou de fato “dureza zero”.

A velocidade da água nos tubos resultou ligeiramente abaixo dos valores recomendados, porém ainda dentro de valores aceitáveis (vt projeto original =  $2,20 \text{ ft/s} = 0,67 \text{ m/s}$ ).

A temperatura da água na “extremidade quente” do trocador era alta (tf projeto original =  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ; Ti projeto original =  $137 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

Em função do acima exposto, adotou-se um valor para a resistência imposta pela incrustação do lado dos tubos duas vezes maior do que o característico para

BFW convencional ( $rt = 4,1 \times 10^{-4} \text{ hm}^{2\circ}\text{C}/\text{kcal}$ , equivalente a um coeficiente de troca térmica de  $htincrt$  projeto original =  $2440 \text{ kcal}/\text{hm}^{2\circ}\text{C}$ ).

#### 6.1.2.4 Cálculo do Coeficiente Global de Troca Térmica (Us)

O cálculo do coeficiente global de troca térmica foi feito para a obtenção do coeficiente relativo ao lado do casco ( $Us$  projeto original =  $256 \text{ kcal}/\text{hm}^{2\circ}\text{C}$ ), utilizando uma equação mais rigorosa, porém de fácil aplicação para o caso em questão, a qual considera:

Resistência imposta pela parede cilíndrica metálica do tubo ( $rw = 1,36 \times 10^{-2} \text{ hm}^{2\circ}\text{C}/\text{kcal}$ ).

Coeficientes de troca térmica correspondentes aos fatores de resistência impostos pela incrustação nas superfícies de troca térmica do lado do casco ( $hsincrs$  projeto original =  $2440 \text{ kcal}/\text{hm}^{2\circ}\text{C}$ ), e do lado dos tubos ( $htincrt$  projeto original =  $2440 \text{ kcal}/\text{hm}^{2\circ}\text{C}$ ).

Coeficientes individuais de troca térmica ou coeficientes de película do lado do casco ( $hscorr$  projeto original =  $413 \text{ kcal}/\text{hm}^{2\circ}\text{C}$ ) e do lado dos tubos ( $ht$  projeto original =  $3514 \text{ kcal}/\text{hm}^{2\circ}\text{C}$ ).

Com isso, a equação para a obtenção do coeficiente relativo ao lado do casco ( $Us$ ) fica:

$$\frac{1}{(U_s * d_o)} = \frac{1}{(hscorr_{projeto\ original} * d_o)} + \frac{1}{(h \sin crsp_{projeto\ original} * d_o)} + \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{(2 k)} + \frac{1}{(ht_{projeto\ original} * d_i)} + \frac{1}{(htincrt_{projeto\ original} * d_i)} \quad (6.1.2.4.1)$$

O coeficiente global de troca térmica assim obtido ficou na faixa esperada para o processo de troca térmica em questão ( $Us$  projeto original =  $256 \text{ kcal}/\text{hm}^{2\circ}\text{C}$ ), e cerca de 28 % acima do valor adotado para estimativa dos trocadores de calor preliminares ( $UI = 200 \text{ kcal}/\text{hm}^{2\circ}\text{C}$ ).

O coeficiente global de troca térmica limpo, ou seja, o coeficiente global de troca térmica sem considerar resistência à troca térmica imposta pela incrustação ficou sendo  $Us$  projeto original clean =  $338 \text{ kcal}/\text{hm}^{2\circ}\text{C}$ .

### 6.1.2.5 Cálculo da Área de Troca Térmica (Att)

#### Área de Troca Térmica Requerida (Attreq.)

Para a especificação da área de troca térmica requerida para se efetuar o trabalho de troca térmica desejado (Attreq. projeto original = 49,05m<sup>2</sup>), empregou-se a equação convencional para este cálculo, considerando:

- Coeficiente global de troca térmica (Us projeto original), calculado como coeficiente global de troca térmica já levando em conta a incrustação (conhecido como “Usujo” ou Us projeto original = 256 kcal/hm<sup>2ºC</sup>).
- Média logarítmica corrigida das diferenças de temperatura (LMTD\*F projeto original = 48,6 °C), ou seja, já considerando o fator de correção F projeto original = 0,93.
- Taxa de calor a ser trocado (Qt), calculada no item referente a balanços materiais e energéticos (Qt projeto original = 1,22 Gcal/h, ou Qt/trocador projeto original = 0,612 Gcal/h).
- A equação aplicada foi a convencional, isto é:
- 

$$Att_{req} = \frac{Q_t / \text{trocador projeto original}}{(US_{projeto\ original} * LMTD * F)} \quad (6.1.2.5.1)$$

#### Excesso de Área de Troca Térmica (Attutil.excesso %)

Embora o excesso de área de troca térmica tenha ficado um pouco acima do recomendado pela literatura (Attutil.excesso % recomendado como 20% da Attreq, conforme Kern, 1950; Ludwig, 1965), o trocador proposto inicialmente, com Att maior que a Attreq, foi considerado aceitável (Attreq projeto original = 49,05 m<sup>2</sup>; AttUtil/trocador = 62,03 m<sup>2</sup>; AttUtil excesso % = 26 %).

Esta aceitação, mesmo com um excesso de área de troca relativamente grande, foi devida às adaptações aplicadas para o dimensionamento do trocador em função do mesmo ter dois passes do lado do casco, o que gerou uma maior incerteza em relação aos resultados dos cálculos, ou seja, foi considerado desejável ter-se um coeficiente de segurança um pouco maior do que os convencionalmente utilizados.

### 6.1.2.6 Cálculo das Perdas de Carga

- Perda de Carga do Lado do Casco ( $\Delta P_s$ )
  - Cálculo da Perda de Carga para um Setor de Fluxo Cruzado em Feixe de Tubos Sem Vazamentos e Sem Bypass (P<sub>bi</sub>).
- Para calcular-se a perda de carga em um setor de fluxo cruzado em feixe de tubos “sem vazamentos e sem bypass” ( $P_{bi} = 4,59 \times 10^{-3}$  bar), foi necessário determinar:
- Coeficiente ou Fator de Fricção ( $f_i$ )

Na determinação do coeficiente de atrito ou fator de fricção para um banco ou feixe de tubos sem vazamentos ou bypass, utilizaram-se as características e arranjo dos tubos ( $d_o = \frac{3}{4}$ ”; BWG projeto original = 14; arranjo quadrado em linha;  $P$  projeto original = 1” = 25,4 mm), e o número de Reynolds do lado do casco ( $Re$  projeto original =  $1,38 \times 10^5$ ), e a adaptação necessária para o caso foi:

Extrapolação da curva para determinação de coeficiente fricção ( $f_i$ ), necessária devido ao alto número de Reynolds, pois, no método original, só se consideram  $Re$  até  $10^5$  e no caso, tinha-se  $Re$  projeto original =  $1,38 \times 10^5$ .

A extrapolação foi feita de duas maneiras diferentes:

Extrapolação direta da curva  $f_i$  “versus”  $Re$ , pois a mesma é linear no trecho de altos  $Re$  ( $Re < 10^4$   $f_i$  “versus”  $Re$ ), e ainda o valor de  $Re$  do projeto ( $Re$  projeto original =  $1,38 \times 10^5$ ) era apenas um pouco superior ao valor limite do gráfico ( $Re$  limite superior =  $1 \times 10^5$ ), o que justifica este procedimento.

Elaboração de uma regressão  $f_i$  “versus”  $Re$  e estimativa de  $J_i$  para  $Re = 1,38 \times 10^5$  (utilizando a equação proveniente da regressão)

$$f_i = [0,4130 - 0,0254 \ln(Re)] \quad (6.1.2.6.1)$$

O valor médio das duas avaliações foi considerado no projeto para o valor de  $f_i$  ( $f_i$  projeto original = 0,111).

Com o coeficiente de fricção ou fator de fricção ( $f_i$  projeto original = 0,111), pode-se calcular a perda de carga para um setor de fluxo cruzado em feixe de tubos ( $P_{bi}$  projeto original =  $4,63 \times 10^{-3}$  bar), antes da aplicação dos adimensionais de correção, ou seja, para um feixe de tubos sem vazamento ou “bypass”.

Para se calcular a perda de carga para um feixe de tubos sem vazamento ou “bypass”, em um setor de fluxo cruzado, utilizou-se a equação original do “Método de Bell”, com variáveis como a área para fluxo cruzado na linha de centro ( $S_m$  projeto original =  $7,14 \times 10^{-2} \text{ m}^2$ ), o número de fileiras de tubos em fluxo cruzado ( $N_c$  projeto original = 7,7), já adaptadas para o equipamento com dois passes no casco, conforme exposto nos itens anteriores. A equação adotada para o cálculo da perda de carga para um setor de fluxo cruzado foi:

$$\Delta P_{hi} = 0,69 * 10^{-6} \frac{\left[ f_i * M_{gás / trocador}^2 * N_c \right]}{\left( \rho_{gás} * S_m^2 \right)} * \left( \frac{\mu sw}{\mu s} \right)^{0,14} \quad (6.1.2.6.2)$$

- Cálculo da Perda de Carga em uma “Janela ou Corte” das Chicanas ( $\Delta P_{wi}$ ).
- Cálculo da Perda de Carga para uma “Janela ou Corte” das Chicanas Ideal ( $\Delta P_{wi}$ ), Antes da Aplicação dos Adimensionais de Correção.

Para se calcular a perda de carga para um feixe de tubos sem vazamentos, em uma “janela ou corte” das chicanas ( $\Delta P_{wi}$  projeto original =  $2,58 \times 10^{-2}$  bar), utilizou-se também a equação original do “Método de Bell” para altos valores de número de Reynolds ( $Re > 100$ ), com características geométricas e parâmetros construtivos dos “recuperadores de energia”, como área para fluxo cruzado na linha de centro do trocador ( $S_m$  projeto original =  $7,14 \times 10^{-2} \text{ m}^2$ ), número de fileiras de tubos em fluxo cruzado nas “janelas ou corte” das chicanas ( $N_{cw}$  projeto original = 4,62), e área de passagem através das “janelas ou corte” das chicanas ( $S_w$  projeto original =  $1,79 \times 10^{-2} \text{ m}^2$ ), todos estes já adaptadas para o equipamento com dois passes no casco, conforme exposto nos itens anteriores. A equação para o cálculo da perda de carga para uma “janela ou corte” das chicanas foi:

$$\Delta P_{wi} = 1,73 * 10^{-7} * \left( M'_{gás / trocador} \right)^2 * \frac{(2 + 0,6 N_{cw})}{(\rho_{gás} * S_m * S_w)} \quad (6.1.2.6.3)$$

### **Cálculo dos Adimensionais ou Fatores de Correção para a Perda de Carga do Lado do Casco**

- Cálculo do Adimensional de Correção da Perda de Carga Devido ao Efeito de Vazamentos nas Chicanas ( $R_l$ )

A estimativa do adimensional de correção da perda de carga devido ao efeito de vazamentos nas chicanas ( $R_l$  projeto original = 0,78) foi feita, considerando o gráfico que tem, no eixo das abscissas, os valores das relações de áreas vazamentos entre tubo e chicana ( $S_{tb}$  projeto original =  $1,61 \times 10^{-3} m^2$ ), mais entre casco e chicana ( $S_{sb}$  projeto original =  $9,23 \times 10^{-4} m^2$ ), dividida pela área de passagem em fluxo cruzado na linha de centro do trocador ( $S_m$  projeto original =  $7,14 \times 10^{-2} m^2$ ), isto é ( $(S_{sb}+S_{tb})/S_m = 3,42 \times 10^{-2}$ ), e curvas de fração de área de vazamento, representada pela área de vazamento entre casco e chicanas ( $S_{sb}$  projeto original =  $9,23 \times 10^{-4} m^2$ ), em relação à área total de vazamento, ou seja ( $S_{sb}/(S_{sb}+S_{tb})$  projeto original = 0,365).

Logicamente, todas as áreas utilizadas ( $S_m$ ,  $S_{tb}$  e  $S_{sb}$ ), foram as áreas calculadas já com as adaptações do método para o trocador com dois passes no casco.

- Cálculo do Adimensional de Correção da Perda de Carga Devido ao Efeito de Bypass do Feixe de Tubos ( $R_b$ )

A estimativa do adimensional de correção da perda de carga devido ao efeito de “bypass” do feixe de tubos ( $R_b$  projeto original = 0,59) foi feita, considerando o gráfico que tem no eixo das abscissas o valor da relação de área de “bypass” ( $F_{sbp}$  projeto original = 0,388), isto é, a relação entre a área livre entre o feixe de tubos e o casco mais a área entre o feixe de tubos e a chicana longitudinal ( $S_{bp}$  projeto original =  $2,77 \times 10^{-2} m^2$ ), dividida pela área em fluxo cruzado na linha de centro do trocador ( $S_m$  projeto original =  $7,14 \times 10^{-2} m^2$ ), e apresenta curvas com a razão entre o número de pares de tiras ou barras de selagem ( $N_{ss}$  projeto original = 1) e o número de carreiras de tubos em fluxo cruzado ( $N_c$  projeto original = 7,7), ou seja, ( $N_{ss} / N_c$  projeto original = 0,13). As curvas utilizadas foram as referentes a altos valores do número de Reynolds ( $Re_s > 100$ ).

Também neste item, as áreas utilizadas ( $S_{bp}$ ,  $S_m$ ) foram as áreas calculadas com as devidas adaptações no método para o trocador com dois passes no casco.

- Cálculo da Perda de Carga Total Corrigida do Lado do Casco ( $\Delta P_s$ )

A equação empregada para o cálculo da perda de carga total corrigida do lado do casco ( $\Delta P_s = 0,282$  bar) foi a convencionalmente proposta pelo “Método de Bell”.

Nesta equação, é utilizada a perda de carga para um setor de fluxo cruzado em feixe de tubos sem vazamento ou “bypass”, antes da aplicação dos

adimensionais de correção ( $\Delta P_{bi}$  projeto original =  $4,63 \times 10^{-3}$  bar), multiplicada pelo número total de intervalos entre duas chicanas consecutivas menos um ((Nb – 1) projeto original = 11), e a perda de carga para uma “janela ou corte” das chicanas antes da aplicação dos adimensionais de correção ( $\Delta P_{wi}$  projeto original =  $2,58 \times 10^{-2}$  bar), multiplicada pelo número total de chicanas do trocador de calor.

O adimensional de correção da perda de carga devido ao efeito de bypass do feixe de tubos ( $R_b$  projeto original = 0,59) é aplicado somente sobre a perda de carga nos setores de fluxo cruzado, enquanto o adimensional ou fator de correção devido aos vazamentos nas chicanas ( $R_l$  projeto original = 0,78) aplica-se tanto na perda de carga nos setores de fluxo cruzado, como nas perdas de carga nas “janelas ou cortes” das chicanas.

Outro termo a ser adicionado para se obter a perda de carga total do lado do casco ( $\Delta P_s$ ) é a perda de carga na entrada e saída do trocador, calculada pela multiplicação da perda de carga em um setor de fluxo cruzado ( $\Delta P_{bi}$  projeto original =  $4,63 \times 10^{-3}$  bar), por quatro, ou seja, duas entradas e duas saídas, por se tratar de um trocador com dois passes no casco.

Este valor (após as mencionadas multiplicações) é corrigido pelo adimensional de correção da perda de carga devido ao efeito de bypass do feixe de tubos ( $R_b$  projeto original = 0,59), e ainda pela relação entre o número de fileiras de tubos em fluxo cruzado em uma “janela ou corte” de chicana e o número de fileiras de tubos em fluxo cruzado em um setor de fluxo cruzado ( $1 + (N_{cw}/N_c)$  projeto original = 1,60). A equação adotada para o cálculo da perda de carga total no casco fica sendo:

$$\Delta P_s = \{[(N_b - 1) * (\Delta P_{bi}) R_b] + (N_b * \Delta P_{wi})\} * R_l + 2 * \left[ 2 * (\Delta P_{bi}) * R_b \left( 1 + \frac{N_{cw}}{N_c} \right) \right] \quad (6.1.2.6.4)$$

### **Cálculo da Perda de Carga do Lado dos Tubos ( $\Delta P_t$ )**

A perda de carga do lado dos tubos foi estimada por meio de método gráfico, convencional quando o fluido dos tubos é a água, segundo recomendado pela literatura (Ludwig, 1965; Kern, 1950; Perry e Chilton, 1973).

Neste método, a perda de carga é dividida em duas partes, ou seja:

- Cálculo da Perda de Carga nas Entradas e Saídas dos Passes ( $\Delta P_{in/out}$ )

A perda de carga nas entradas e saídas dos passes ( $\Delta P_{in/out}$  projeto original =  $8,61 \times 10^{-3}$  bar/passe nos tubos) foi estimada, considerando a velocidade da água no interior dos tubos ( $v_t = 2,2$  ft/s =  $0,67$  m/s), e densidade da água de resfriamento ( $\rho_{BFW} = 985$  kg/m<sup>3</sup>), considerando a temperatura média da água de alimentação da caldeira nos tubos dos “recuperadores de energia” ( $t_m$  projeto original =  $132,8$  °F =  $56$  °C).

- Cálculo da Perda de Carga Específica nos Tubos Propriamente Dita ( $\Delta P_{duto}$ )

A perda de carga específica nos tubos propriamente dita ( $\Delta P_{tubo}$  projeto original =  $4,97 \times 10^{-3}$  bar/m de tubo) foi estimada a partir do fluxo mássico da água de alimentação da caldeira que passa nos tubos ( $G_t$  projeto original =  $4,86 \times 10^5$  lb/hft<sup>2</sup> =  $2,37 \times 10^6$  kg/hm<sup>2</sup>), da temperatura média da água de alimentação da caldeira ( $t_m$  projeto original =  $132,8$  °F =  $56$  °C), e do valor do diâmetro interno dos tubos ( $d_i$  projeto original =  $0,0148$  m).

#### **Cálculo da Perda de Carga Total do Lado dos Tubos ( $\Delta P_t$ )**

A perda de carga total do lado dos tubos ( $\Delta P_t$  projeto original =  $0,320$  bar) foi calculada, somando-se dois produtos, isto é, o produto da perda de carga específica para cada entrada e saída dos passes nos tubos ( $\Delta P_{in/out}$  projeto original =  $8,61 \times 10^{-3}$  bar/passe nos tubos) pelo número de passes da água de alimentação da caldeira nos tubos ( $N_{tubo}$  projeto original =  $8$ ), mais dois (correspondentes à entrada e saída dos trocadores), somado com o produto da perda de carga específica nos tubos propriamente dito ( $\Delta P_{duto}$  projeto original =  $4,97 \times 10^{-3}$  bar/m de tubo) pelo número de passes da água de alimentação da caldeira nos tubos ( $N_{tubo}$  projeto original =  $8$ ), e pelo comprimento efetivo dos tubos ( $l$  projeto original =  $5,889$ m). A equação para o cálculo de perda de carga total nos tubos fica:

$$\Delta P_t = [\Delta P_{in/out} (N_{tubo} + 2)] + (\Delta P_{duto} * N_{tubo} * l_{projeto}) \quad (6.1.2.6.5)$$

## 6.2 TROCADORES DE CALOR FORNECIDOS PELOS FABRICANTES

Embora os trocadores de calor definitivos projetados pela POLIBRASIL (“recuperadores de energia” definitivos) tenham atendido aos requisitos do processo, em termos de área de troca térmica e perdas de carga (lado do casco e lado dos tubos), para serem aprovados, detalhados, fabricados e instalados, conforme exposto nos itens 6.1 e 6.2, os trocadores de calor fabricados pela empresa que forneceu estes equipamentos não

respeitaram inteiramente as características geométricas e parâmetros construtivos dos trocadores calor ou “recuperadores de energia definitivos”, especificados pelo projeto original da POLIBRASIL.

Estas alterações ou diferenças entre os equipamentos especificados e projetados originalmente pela POLIBRASIL e os equipamentos fabricados pela fornecedora dos trocadores de calor levaram à necessidade de uma avaliação ou “recálculo” destes trocadores fabricados a fim de verificar se os mesmos atenderiam aos requisitos do processo de “recuperação de energia” e preaquecimento da BFW da POLIBRASIL, tanto em termos de área de troca térmica como em termos de perdas de carga do lado do casco e do lado dos tubos.

- Diferenças Entre os Trocadores de Calor Definitivos (Projetados Originalmente Pela POLIBRASIL) e os Trocadores de Calor Fabricados pela Fornecedora dos Equipamentos

As principais diferenças entre os trocadores de calor fabricados pela fornecedora dos equipamentos em relação aos trocadores originalmente projetados pela POLIBRASIL referentes a características geométricas e que levaram a questionamentos sobre o desempenho destes trocadores de calor estão expostas na tabela 7.

**Tabela 7** – Diferenças de Características Geométricas e Parâmetros Construtivos entre os Trocadores de Calor "Recuperadores de Energia" Projetados POLIBRASIL "versus" Fabricados pela Fornecedor dos Equipamentos

Característica Geométrica Considerada	Trocadores de Calor Projetados Originalmente Pela POLIBRASIL	Trocadores de Calor Fabricados pela Fornecedor dos Equipamentos
Área de troca térmica ( $m^2$ )	62,03	60,23
Número de chicanas	12	22
Percentual de corte das chicanas (%)	30	42
Distanciamento entre chicanas transversais (m)	0,87	0,54
Espaçamento entre os passes de tubos (m)	$3,50 \times 10^{-3}$	$6,35 \times 10^{-3}$
Espaçamento entre chicana transversal e feixe de tubos (m)	$15,9 \times 10^{-3}$	$17,0 \times 10^{-3}$
Diâmetro interno do casco (m)	0,489	0,483
Diâmetro chicanas (m)	0,485	0,479
Diâmetro interno dos tubos (m)	$14,83 \times 10^{-3}$	$15,75 \times 10^{-3}$
Número de tubos	176	168

#### 6.2.1 Cálculo de Parâmetros Construtivos para Avaliação dos Trocadores de Calor Fabricados pela Fornecedor

Visando verificar se os trocadores de calor fabricados pela fornecedora dos equipamentos teriam uma performance adequada para as necessidades do processo de "recuperação de energia", ou pré-aquecimento da BFW, em termos de transferência de calor e perda de carga, foram efetuados novamente os cálculos dos coeficientes de película do lado do casco e do lado dos tubos ( $h_{scorr.fabricado} = 263 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$ ; e  $h_{tfabricado} = 3367 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$  respectivamente), do coeficiente global de calor ( $U_s \text{ fabricado} = 192 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$ ), área de troca térmica requerida e área de troca térmica utilizada ( $A_{treq. \text{ fabricado}} = 65,5 \text{ m}^2$ ;  $A_{tutil \text{ fabricado}} = 60,23 \text{ m}^2$ ; ou seja, foi estimada a deficiência de área de troca térmica

em cerca de 5 m<sup>2</sup>, ou ainda AttUtil.excesso% = - 8 %). Também, foram calculadas as perdas de carga do lado do casco e do lado dos tubos ( $\Delta P_s$  fabricado = 0,411 bar e  $\Delta P_t$  fabricado = 0,349 bar respectivamente).

Obviamente, para estes cálculos utilizaram-se as características geométricas e parâmetros construtivos dos “recuperadores de energia” fabricados pela fornecedora dos equipamentos e as mesmas características das correntes de processo referentes às vazões e temperaturas das mesmas (gás de descarga do K-2301 e BFW), utilizadas para o dimensionamento dos “recuperadores de energia definitivos” no projeto original pela POLIBRASIL.

Basicamente, as considerações ou adaptações ao “Método de Bell”, efetuadas para refazer estes cálculos de análise ou previsão de desempenho dos trocadores fabricados pela fornecedora dos equipamentos devido ao fato de os mesmos terem 2 passes no casco, expostas nos itens a seguir, foram as mesmas utilizadas para o cálculo dos trocadores definitivos do projeto original POLIBRASIL (ver o item 6.1). Portanto, serão apenas apresentadas, neste item, aquelas considerações ou adaptações especificamente feitas para este “recálculo” ou previsão de desempenho dos trocadores de calor fabricados pela fornecedora dos equipamentos e as demais considerações ou adaptações, já feitas no cálculo anteriormente, não serão novamente descritas.

Em função do acima exposto, os itens a seguir não seguirão uma seqüência própria (a mesma seqüência apresentada no cálculo dos trocadores definitivos POLIBRASIL), mas na seqüência em que as diferenças entre os trocadores de calor fabricados pela fornecedora dos equipamentos e os “recuperadores de energia definitivos” do projeto original da POLIBRASIL forem surgindo.

Dentre estas adaptações anteriormente mencionadas, estão os cálculos dos parâmetros construtivos dos trocadores de calor baseados nas características geométricas dos trocadores de calor fabricados pela fornecedora dos equipamentos e não utilizando as equações convencionais do método, pois as mesmas fariam uma estimativa menos realista e, portanto, com uma maior incerteza, ou menor acuracidade destes parâmetros, em função da “irregularidade” principalmente da configuração dos tubos destes equipamentos.

Estes cálculos dos parâmetros construtivos a partir das características geométricas dos “recuperadores de energia” foram efetuados com base nos desenhos mecânicos (Desenho de Conjunto & Detalhes; e Desenho de Distribuição de Furos & Tubos) dos “recuperadores de energia” gerados pela fornecedora dos equipamentos (ver os desenhos mecânicos anexos D1 e D2), e levando em conta o conceito ou significado de cada um destes parâmetros construtivos para o cálculo final do coeficiente individual de troca térmica e a perda de carga do lado do casco, e são descritos abaixo:

- Área para Fluxo Cruzado na Linha de Centro do Trocador de Calor ( $S_m$  Fabricado)

Como o espaçamento entre o feixe de tubos e a parede interna do casco na parte superior e inferior dos trocadores ( $d_{Dit}$  fabricado =  $6,00 \times 10^{-2}$  m) era bem maior do que a diferença entre o diâmetro interno do casco e o diâmetro equivalente do feixe de tubos previsto no projeto original POLIBRASIL ( $D_i$ -Dotl do projeto original =  $3,18 \times 10^{-2}$  m), em função da distribuição “irregular” dos tubos (não totalmente circular), e ainda existia um espaçamento muito grande entre os passes de tubos ( $d_{tt}$  fabricado =  $35,0 \times 10^{-3}$  m<sup>2</sup>), e entre feixe de tubos e chicana longitudinal ( $d_{lb}$  fabricado =  $17,0 \times 10^{-3}$  m), foi necessário calcular esta área ( $S_m$  fabricado =  $6,83 \times 10^{-2}$  m<sup>2</sup>) a partir de uma equação especificamente desenvolvida para a geometria do trocador fabricado pela fornecedora do equipamento (conforme já explicado acima, ver Anexo A.6), e não a equação convencional proposta pelo “Método de Bell”. A equação utilizada foi

$$S_m \text{ fabricado} = l_s \text{ fabricado} * [d_{Dit} \text{ fabricado} + d_{lb} \text{ fabricado} + d_{tt} \text{ fabricado} + N_{tv} \text{ fabricado} (p - do)] \quad (6.2.2.1)$$

- Número de tubos verticais por passe no casco ( $N_{tv}$  fabricado = Nc contagem = 4).

Neste caso, como no caso do projeto original da POLIBRASIL, a linha de centro considerada é uma linha vertical que passa pelo centro do equipamento, onde se podem contar quatro tubos nos “recuperadores de energia” fabricados.

- Fração de Área em Fluxo Cruzado Disponível para Passagem em “Bypass” ( $F_{sbp}$  fabricado)

Para o cálculo deste parâmetro construtivo ( $F_{sbp}$  fabricado = 0,518), e consequentemente da área em “bypass” ( $S_{bp}$  fabricado =  $35,4 \times 10^{-3}$  m<sup>2</sup>), foi necessário novamente desenvolver equações, considerando as características geométricas dos trocadores fabricados. As equações desenvolvidas para os cálculos de  $F_{sbp}$  fabricado e  $S_{bp}$  fabricado foram:

$$S_{bp} \text{ fabricado} = l_s \text{ fabricado} * (d_{Dit} \text{ fabricado} + d_{lb} \text{ fabricado}) \quad (6.2.2.2)$$

$$F_{sbp} \text{ fabricado} = \frac{S_{bp} \text{ fabricado}}{S_m \text{ fabricado}} \quad (6.2.2.3)$$

ou ainda:

$$F_{Sbp\ fabricado} = \frac{\{l_{S\ fabricado} * (dDit\ fabricado + dlbt\ fabricado)\}}{\{l_{S\ fabricado} * [dDit\ fabricado + dlb\ fabricado + dtt\ fabricado + Ntv\ fabricado(p - do)]\}} \quad (6.2.2.4)$$

Neste caso, estas considerações geométricas foram:

- Espaçamento entre a carreira mais externa do feixe de tubos e o diâmetro interno do casco ( $dDit\ fabricado = 6,0 \times 10^{-2}\ m$ ).
- Espaçamento entre o feixe de tubos e a chicana longitudinal ( $dtt\ fabricado = 3,50 \times 10^{-2}\ m$ ).
- Distanciamento entre as chicanas ( $l_S\ fabricado = 0,5445\ m$ ).
- Áreas de vazamento tubo-chicana ( $Stb\ fabricado$ )

O vazamento tubo-chicana ( $Stb\ fabricado = 7,80 \times 10^{-4}\ m^2$ ) foi calculado com base nos princípios do “Método de Bell”, porém levando-se em conta uma menor folga entre o diâmetro do furo na chicana para a passagem do tubo ( $D\ furo\ fabricado = 1,93 \times 10^{-3}\ m$ ) e o diâmetro externo do tubo ( $do\ fabricado = 1,90 \times 10^{-2}\ m$ ), de acordo com os desenhos mecânicos dos equipamentos fabricados pela fornecedora (ver os desenhos mecânicos anexos D1 e D2). A equação final ficou sendo:

$$Stb\ fabricado = \left[ \pi \frac{(D\ furo\ fabricado)^2 - do\ fabricado^2}{4} \right] * \left( \frac{N_t}{2} \right) * (1 + F_c) \quad (6.2.2.5)$$

- Áreas de Vazamento Casco-Chicana ( $Ssb\ fabricado$ )

O vazamento casco-chicana ( $Ssb\ fabricado = 1,67 \times 10^{-3}\ m^2$ ) foi também calculado com base nos princípios do “Método de Bell”, porém levando em conta a folga real entre o diâmetro interno do casco ( $Di\ fabricado = 0,483\ m$ ) e o diâmetro das chicanas ( $Db\ fabricado = 0,479\ m$ ). A equação é:

$$Ssb_{fabricado} = \left[ \frac{(Di_{fabricado} \times sb_{fabricado})}{2} \right] * \frac{\left[ \pi - \arccos \left( \frac{1 - 2 lC_{fabricado}}{Di_{fabricado}} \right) \right]}{2} \quad (6.2.2.6)$$

- Área de Passagem Através das “Janelas ou Corte” das Chicanas

A área de passagem através das “janelas ou corte” das chicanas ( $Sw\ fabricado = 2,68 \times 10^{-2}\ m^2$ ) foi estimada utilizando:

Diâmetros das chicanas ( $Db\ fabricado = 0,479\ m$ ).

Corte das chicanas ( $l_c$  fabricado = 0,202 m; ou  $l_c/D_i$  fabricado = 42%).

Número de passes no casco (Npcasco fabricado = 2).

Distribuição ou configuração dos tubos e passes de tubos.

Também neste caso, foram basicamente consideradas as características geométricas dos trocadores de calor fabricados. As equações utilizadas foram:

$$S_{wg\text{ fabricado}} = \left[ \frac{D_i \text{ fabricado}^2}{4} \right] \left[ \arccos\left(1 - 2 \frac{l_c \text{ fabricado}}{D_i \text{ fabricado}}\right) - \left[1 - 2 \frac{l_c \text{ fabricado}}{D_i \text{ fabricado}}\right] * \sin\left[\arccos\left(1 - 2 \frac{l_c \text{ fabricado}}{D_i \text{ fabricado}}\right)\right] \right]$$

(6.2.2.7)

$$S_{wt\text{ fabricado}} = \left( \frac{Nt\text{ fabricado}}{8} \right) * (1 - Fc\text{ fabricado}) * \pi * d_o^2 \quad (6.2.2.8)$$

$$S_w\text{ fabricado} = \frac{(S_{wg\text{ fabricado}} - S_{wt\text{ fabricado}})}{2} \quad (6.2.2.9)$$

Estas diferenças de características geométricas geraram as diferenças de parâmetros construtivos, mostrados na tabela 8.

**Tabela 8** – Diferenças de Características Geométricas e Parâmetros Construtivos entre os Trocadores de Calor "Recuperadores de Energia" Projetados POLIBRASIL "versus" Fabricados pela Fornecedor dos Equipamentos

Característica Geométrica Considerada	Trocadores de Calor Projetados Originalmente Pela POLIBRASIL	Trocadores de Calor Fabricados pela Fornecedor dos Equipamentos
Número de fileiras de tubos em fluxo cruzado ( $N_c$ )	7,7	3,07
Fração de tubos em fluxo cruzado ( $F_c$ )	0,54	0,21
Número de fileiras de tubos em escoamento cruzado nas "janelas ou corte" das chicanas ( $N_{cw}$ )	4,62	6,35
Área de passagem em fluxo cruzado ( $S_m$ ) ( $m^2$ )	$71,4 \times 10^{-3}$	$68,3 \times 10^{-3}$
Área de passagem em "by pass" ( $S_{bp}$ ) ( $m^2$ )	$27,7 \times 10^{-3}$	$41,9 \times 10^{-3}$
Fração de área de passagem em "by pass" do feixe de tubos ( $F_{sbp}$ )	0,388	0,518
Área de vazamento entre os tubos-chicana ( $S_{tb}$ ) ( $m^2$ )	$1,61 \times 10^{-3}$	$1,21 \times 10^{-3}$
Área de vazamento entre o casco-chicana ( $S_{sb}$ ) ( $m^2$ )	$0,92 \times 10^{-3}$	$1,67 \times 10^{-3}$
Área de passagem no "corte ou janela" das chicanas ( $S_w$ ) ( $m^2$ )	$17,9 \times 10^{-3}$	$26,8 \times 10^{-3}$
Área de troca térmica ( $m^2$ )	62,03	60,23

### 6.2.2 Coeficientes Individuais e Coeficiente Global de Troca Térmica

Os coeficientes individuais de troca térmica ( $h_{scorr.fabricado} = 263 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$ ; e  $h_t \text{ fabricado} = 3218 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$ ), inclusive os adimensionais de correção para a obtenção do  $h_{scorr. fabricado}$ , e ainda o coeficiente global de troca térmica ( $U_s \text{ fabricado} = 192 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$ ) foram calculados convencionalmente, segundo o "Método de Bell", utilizando os

parâmetros construtivos estimados geometricamente conforme descrito antes para os trocadores de calor fabricados, e levando em conta as características das correntes dos fluidos do lado do casco (gás de descarga do compressor K-2301) e do lado dos tubos (BFW), consideradas anteriormente nos cálculos. A tabela 9 mostra uma comparação entre os trocadores de calor projetados originalmente pela POLIBRASIL, e os trocadores de calor fabricados.

**Tabela 9** – Diferenças de Características de Desempenho em Termos Térmicos e Hidráulicos Entre os Recuperadores de Energia Projetados Originalmente Pela POLIBRASIL e os Fabricados Pela Fornecedor dos Equipamentos.

Variável Considerada	Trocadores de Calor Projetados Originalmente Pela POLIBRASIL	Trocadores de Calor Fabricados pela Fornecedor dos Equipamentos
Coeficiente de Película do Lado do Casco para Feixe Sem Vazamentos ou “Bypass” (kcal/hºcm <sup>2</sup> )	612	626
Coeficiente de Película do Lado do Casco Corrigido (kcal/hºcm <sup>2</sup> )	413	263
Coeficiente de Película do Lado dos Tubos (kcal/hºcm <sup>2</sup> )	3465	3318
Coeficiente Global de Troca Térmica (kcal/hºcm <sup>2</sup> )	256	192
Coeficiente Global de Troca Térmica “Limpo” (kcal/hºcm <sup>2</sup> )	338	215
Perda de Carga do Lado do Casco (bar)	0,28	0,411
Perda de Carga do Lado dos Tubos (bar)	0,32	0,340

#### 6.2.2.1 Coeficiente Individual de Troca Térmica (Coeficiente de Película) do Lado do Casco (hscorr. Fabricado)

Para efetuar os cálculos de coeficiente de película ou coeficiente individual de troca térmica do lado do casco nos trocadores de calor fabricados (hscorr.fabricado = 263 kcal/hºCm<sup>2</sup>), recalcularam-se o numero de Reynolds para o lado do casco (Res fabricado =

$1,45 \times 10^5$ ), o valor do adimensional  $ji$  ( $ji$  fabricado =  $3,71 \times 10^{-3}$ ), e o coeficiente individual de troca térmica antes da aplicação dos adimensionais ou fatores de correção ( $his$  fabricado = 626 kcal/h/m<sup>2</sup>°C), utilizando a mesma metodologia e as mesmas equações usadas nos cálculos dos trocadores ou “recuperadores de energia” originais efetuados pela POLIBRASIL.

Obviamente, devido às alterações geométricas dos trocadores de calor fabricados pela fornecedora dos equipamentos em relação às dos originalmente calculados pela POLIBRASIL, estes valores de coeficiente individual de troca térmica do lado do casco são bastante diferentes dos calculados no projeto original POLIBRASIL, sendo que esta diferença mostrou-se significativa ( $hscorr.$  fabricado = 263 kcal/h°Cm<sup>2</sup>, “versus”  $hscorr.$  projeto original = 413 kcal/hm<sup>2</sup>°C), ou seja, o coeficiente de película do lado do casco dos “recuperadores de energia” fabricado pela fornecedora dos equipamentos foi cerca de 35 % menor do que o coeficiente de película obtido no projeto original POLIBRASIL.

Os principais motivos que levaram a esta significativa diferença são os adimensionais ou fatores de correção do coeficiente de película do lado do casco.

A grande diferença foi notada no adimensional de correção devido ao corte e configuração das chicanas transversais e fração de tubos em fluxo cruzado ( $Jc$  projeto original POLIBRASIL = 0,93 “versus”  $Jc$  fabricado = 0,65), por causa da menor fração de tubos em escoamento cruzado dos “recuperadores de energia” fabricados pela fornecedora dos equipamentos ( $Fc$  projeto original = 0,54 para o trocador original POLIBRASIL “versus”  $Fc$  fabricado = 0,21 para o trocador fabricado), ou seja, o arranjo de tubos e corte de chicanas do trocador projetado pela POLIBRASIL apresentava uma configuração bem mais adequada em termos de obtenção de maiores coeficientes de troca térmica do lado do casco do que a configuração dos equipamentos fabricados.

Outro adimensional que influenciou consideravelmente esta diferença foi o fator de correção devido ao “bypass” dos tubos pelo fluido do casco ( $Jb$  projeto original = 0,83 “versus”  $Jb$  fabricado pela fornecedora dos equipamentos = 0,75), principalmente devido à maior fração de área em bypass dos trocadores de calor fabricados pela fornecedora dos equipamentos em relação a nos “recuperadores de energia” do projeto original elaborado pela POLIBRASIL ( $Fsbp$  projeto original = 0,388 “versus”  $Fsbp$  fabricado = 0,518), além de um menor número de carreiras de tubos em fluxo cruzado dos “recuperadores de energia” fabricados ( $Nc$  projeto original = 7,70 “versus”  $Nc$  fabricado = 3,15).

Os outros adimensionais ou fatores de correção aplicados para os trocadores de calor fabricados pela fornecedora dos equipamentos, como o adimensional de correção devido aos vazamentos ( $Jl$  fabricado = 0,86; “versus”  $Jl$  projeto original = 0,87) e o adimensional de correção devido ao baixo valor de  $Re$  ( $Jr$  fabricado = 1,00; “versus”  $Jr$

projeto original = 1,00), apresentaram valores iguais ou bastante próximos aos valores obtidos no projeto original pela POLIBRASIL.

#### 6.2.2.2 Coeficiente Individual de Troca Térmica (Coeficiente de Película) do Lado dos Tubos (ht Fabricado)

Neste caso, novamente, foram utilizadas as características construtivas dos trocadores de calor fabricados pela fornecedora dos equipamentos, ou seja:

Número de tubos/passe (2 passes com 22 tubos, 4 passes com 21 tubos e 2 passes com 20 tubos). Neste caso, adotaram-se 22 tubos como decisão conservativa, isto é, considerou-se para o cálculo de ht fabricado, a menor velocidade da BFW nos tubos e consequentemente uma estimativa de um menor ht fabricado.

Especificações dos tubos ( $do = \frac{3}{4} \text{ in} = 1,90 \times 10^{-2} \text{ m}$ ; BWG fabricado = 16;  $di$  fabricado =  $1,57 \times 10^{-2} \text{ m}$ ).

Características da corrente do fluido considerado (BFW), iguais às consideradas ao projeto original POLIBRASIL.

Vazão de água de alimentação da caldeira por “recuperador de energia” ( $M'$ água/trocador projeto original = 9000 kg/h).

Densidade da água de resfriamento ( $\rho_{BFW} = 985 \text{ kg/m}^3$ ).

Temperatura média da água de alimentação da caldeira nos tubos dos trocadores de calor fabricados ( $tm$  fabricado = 56 °C).

Como os valores da vazão mássica e da temperatura da água de alimentação da caldeira foram considerados os mesmos do projeto original POLIBRASIL, e o diâmetro interno dos tubos maior ( $di$  projeto original =  $1,48 \times 10^{-2} \text{ m}$  “versus”  $di$  fabricado =  $1,57 \times 10^{-2} \text{ m}$ ), a velocidade da BFW nos tubos acaba tendo um valor menor ( $vt$  projeto original = 0,67 m/s “versus”  $vt$  fabricado = 0,62 m/s), o valor do coeficiente individual de troca térmica do lado dos tubos ( $ht$  fabricado = 3318 kcal/h/m<sup>2</sup>°C) ficou um pouco menor que o mesmo coeficiente calculado no projeto original POLIBRASIL ( $ht$  projeto original = 3465 kcal/h/m<sup>2</sup>°C).

O fato do número de tubos por passe ser, em média, um pouco inferior ao do projeto original POLIBRASIL não teve influência no resultado dos cálculos, uma vez que se considerou, para o cálculo da velocidade da água no interior dos tubos, o passe com maior número de tubos ( $Nt$  passe fabricado com maior número de tubos = 22), isto é, o mesmo número de tubos por passe do projeto original POLIBRASIL ( $Nt$  passe projeto original = 22, para todos os passes).

### **6.2.3 Coeficiente Global de Troca Térmica (Us fabricado)**

Para o cálculo do coeficiente global de troca térmica dos trocadores limpos (Us fabricado clean = 232 kcal/hm<sup>2</sup>°C), utilizaram-se os coeficientes individuais de troca térmica calculados nos itens anteriores (hscorr. fabricado = 263 kcal/h°Cm<sup>2</sup>; ht fabricado = 3318 kcal/hm<sup>2</sup>°C), e para o cálculo do coeficiente global de troca térmica final ou cálculo do coeficiente global de troca térmica “sujo” (Us fabricado = 192 kcal/h°Cm<sup>2</sup>), foram usados os mesmos fatores de incrustação (lado do casco hsincrs fabricado = 2440 kcal/h°Cm<sup>2</sup>; lado dos tubos htincrs fabricado = 2440 kcal/h°Cm<sup>2</sup>), utilizados para os cálculos dos coeficientes globais de troca térmica dos trocadores do projeto original POLIBRASIL (“recuperadores de calor definitivos”).

Esta consideração de se adotarem os mesmos fatores de incrustação justifica-se por não haver alterações significativas de vazões (tanto no lado do casco quanto no lado dos tubos), e devido ao fato de que as propriedades físico-químicas e de processo dos fluidos serem basicamente as mesmas.

### **6.2.4 Área de Troca Térmica Requerida**

Para a especificação da área de troca térmica requerida (Attreq fabricado = 65,53 m<sup>2</sup>), empregou-se a equação convencional, considerando o coeficiente global de troca térmica calculado no item anterior (Us fabricado = 192 kcal/h°Cm<sup>2</sup>), e a mesma taxa de calor a ser trocado em cada trocador ou “recuperador de energia” (Qt/trocador fabricado = 0,612 Gcal/h), e a mesma média logarítmica corrigida das diferenças de temperatura (LMTDcorr ou LMTD\*F fabricado = 48,65 °C) utilizadas para o cálculo da Attreq dos trocadores de calor do projeto original POLIBRASIL. Como a área de troca térmica utilizada nos E-2302 A/B fabricados (Attútil. fabricado = 60,23m<sup>2</sup>) era apenas um pouco menor do que a requerida (Attreq. fabricado = 65,53 m<sup>2</sup>), em cerca de 8 %, o trocador foi considerado apto, em termos de área de troca térmica, para executar o trabalho necessário.

Esta decisão foi tomada em função de:

- A taxa de calor total a ser trocado nas condições reais de operação seria menor (foi usado um coeficiente de segurança de cerca de 10% tanto para a vazão de gás de descarga do compressor centrífugo, como da de água de alimentação da caldeira).
- Fatores de incrustação bastante conservativos foram considerados, tanto para o lado do casco como para o lado dos tubos.

- Mesmo que, ainda que improvável, uma taxa de calor ligeiramente inferior à inicialmente projetada para os trocadores ( $Q_t/trocador\ fabricado = 0,612\ Gcal/h$ ) fosse "recuperada", seria conveniente instalar os "recuperadores de energia" o mais breve possível e iniciar a recuperação de energia, e não rejeitar-se os equipamentos e encomendar-se novos "recuperadores de calor" e iniciar-se uma "batalha jurídica" contra a empresa fornecedora dos trocadores de calor, o que levaria a meses sem poder "recuperar energia".

## 6.2.5 Cálculo de Perdas de Carga

### 6.2.5.1 Cálculo de Perda de Carga do Lado do Casco

A perda de carga do lado do casco ( $\Delta P_s\ fabricado = 0,411\ bar$ ) foi calculada, aplicando-se a metodologia convencional do "método de Bell", ou seja, calculando-se a perda de carga em um setor de fluxo cruzado ideal, ou espaçamento entre chicanas transversais ( $\Delta P_{bi}\ fabricado = 2,1 \times 10^{-3}\ bar$ ), e perda de carga em uma "janela ou corte" de chicana sem vazamentos ( $\Delta P_{wi}\ fabricado = 2,2 \times 10^{-2}bar$ ), considerando os parâmetros construtivos já estimados anteriormente para o cálculo do coeficiente de película do lado do casco destes trocadores de calor fabricados pelos fornecedores. As características da corrente do fluido do casco consideradas para o cálculo do coeficiente de película nos trocadores fabricados ( $M'gás/trocador\ projeto\ original = 24000\ kg/h$ ) são as mesmas utilizadas para os cálculos dos coeficientes de película e perda de carga do lado do casco nos trocadores de calor do projeto original POLIBRASIL.

Os adimensionais ou fatores de correção destas perdas de carga "unitárias ou ideais" ( $\Delta P_{bi}\ fabricado$ , e  $\Delta P_{wi}\ fabricado$ ), ou seja, o fator de correção devido ao vazamento nas chicanas ( $R_l\ fabricado = 0,78$ ), e o fator de correção devido ao "by pass" do feixe de tubos ( $R_b\ fabricado = 0,53$ ), também foram calculados com as mesmas considerações, isto é, os parâmetros construtivos estimados para os trocadores fabricados e as mesmas características da corrente do fluido do casco para o cálculo dos trocadores originalmente projetados pela POLIBRASIL.

### 6.2.5.2 Perda de Carga do Lado dos Tubos

Como no cálculo da perda de carga do lado dos tubos dos “recuperadores de energia” do projeto original POLIBRASIL, a perda de carga do lado dos tubos nos trocadores fabricados pela fornecedora dos equipamentos ( $\Delta P_t$  fabricado = 0,34 bar) foi estimada considerando-se dois aspectos:

Perda de carga nas entradas e saídas dos passes ( $\Delta P_r$  fabricado =  $9,0 \times 10^{-3}$  bar/passe).

Perda de carga nos tubos propriamente dita ( $\Delta P_{duto}$  =  $1,71 \times 10^{-1}$  bar/100 ft de tubo, ou  $3,37 \times 10^2$  bar/passe).

Nestes cálculos, a maior diferença em relação ao projeto original da POLIBRASIL foi devida à consideração de um maior BWG dos tubos (BWG = 16 ao invés de 14), isto é, maior diâmetro interno dos tubos (di projeto original = 0,0148 m “versus” di fabricado = 0,0157 m).

## 6.3 TROCADORES DE CALOR FABRICADOS PELA FORNECEDORA DOS EQUIPAMENTOS CONSIDERANDO AS CONDIÇÕES REAIS OU MÉDIAS/NORMAIS DE OPERAÇÃO DO PROCESSO POLIBRASIL

Com o intuito de se avaliar o desempenho dos “recuperadores de energia” fabricados pela fornecedora do equipamento, foi feita uma comparação entre o coeficiente global de troca térmica observado na planta, após a instalação destes trocadores de calor, nas condições médias/normais de operação do processo POLIBRASIL, que neste trabalho está sendo designado como coeficiente global de troca térmica prático ( $U_s$  prático = 218 kcal/hm<sup>2ºC</sup>), e o valor deste coeficiente previsto em cálculos utilizando o “Método de Bell” adotando as mesmas condições médias/normais de operação ( $U_s$  fabricado op. clean = 224 kcal/hm<sup>2ºC</sup>;  $U_s$  fabricado op.= 186 kcal/hm<sup>2ºC</sup>). Os resultados dessa comparação são apresentados na tabela 10.

**Tabela 10** – Comparação Entre Coeficiente de Troca Térmica Obtido na Operação dos “Recuperadores de Energia” e o Obtido no Cálculo Fenomenológico (Condições Médias/Normais de Operação POLIBRASIL, Após Instalação dos Equipamentos).

Variável Considerada	Resultados Obtidos nos Cálculos Fenomenológicos utilizando o “Método de Bell”	Resultado Obtido na Operação (Us prático)
Coeficiente de Película do Lado do Casco para Feixe Sem Vazamentos ou “Bypass” (kcal/hºcm <sup>2</sup> )	608	-
Coeficiente de Película do Lado do Casco Corrigido (kcal/hºcm <sup>2</sup> )	255	-
Coeficiente de Película do Lado dos Tubos (kcal/hºcm <sup>2</sup> )	2952	-
Coeficiente Global de Troca Térmica (kcal/hºcm <sup>2</sup> )	186	182 (1)
Coeficiente Global de Troca Térmica “Limpoo” (kcal/hºcm <sup>2</sup> )	224	218
Perda de Carga do Lado do Casco (bar)	0,28	-
Perda de Carga do Lado dos Tubos (bar)	0,32	-

(1) Estimado a partir dos mesmos fatores de incrustação (“Fouling Factor”), considerados para o Cálculos Fenomenológicos utilizando o “Método de Bell”

Vale esclarecer que, a diferença no cálculo de Us fabricado op. do anterior (Us fabricado, mostrado no item 6.2) reside nas condições operacionais adotadas. Para o Us fabricado, foram consideradas as condições do projeto original POLIBRASIL, ao passo que, para Us fabricado op., foram utilizadas as condições efetivamente observadas na planta (condições médias/normais de operação do processo POLIBRASIL), após a instalação dos “recuperadores de energia”.

Esta avaliação ou comparação indicou que o valor de coeficiente global de troca térmica calculado (Us fabricado op. clean = 224 kcal/hm<sup>2</sup>ºC; Us fabricado op.= 186 kcal/hm<sup>2</sup>ºC) estava bem próximo do valor experimental (Us prático = 218 kcal/hm<sup>2</sup>ºC).

O método aplicado (“Método de Bell”) apresenta um “desvio médio” no coeficiente global de troca térmica de 15%, sendo este desvio “conservativo”, ou ainda para o lado da segurança, ou seja, o valor de coeficiente global de troca térmica obtido pelo “Método de Bell” é, em média, 15% inferior ao valor prático ou experimental observado nos testes ou

operação do trocador de calor. No caso, este desvio foi de 14 %, se for comparado o coeficiente global de troca térmica prático ( $U_s$  prático = 218 kcal/hm<sup>2</sup>°C) com o coeficiente global de troca térmica “sujo” ( $U_s$  fabricado op.= 186 kcal/hm<sup>2</sup>°C), ou ainda, pode-se considerar que a diferença foi de -3 %, caso se comparar o coeficiente global de troca térmica prático ( $U_s$  prático = 218 kcal/hm<sup>2</sup>°C) com o coeficiente global de troca térmica “limpo” ( $U_s$  fabricado op. clean = 224 kcal/hm<sup>2</sup>°C). Como a medição das variáveis na planta foi realizada cerca de um mês após a instalação dos E-2302 C/D, provavelmente a comparação mais adequada seja entre o valor do de coeficiente global de troca térmica experimental e o coeficiente global de troca térmica “limpo” (respectivamente  $U_s$  prático = 218 kcal/hm<sup>2</sup>°C e  $U_s$  fabricado op. clean = 224 kcal/hm<sup>2</sup>°C).

O objetivo desta verificação foi de comprovar a adequação das modificações ao método convencional, (“Método de Bell”), com o objetivo de adaptar o mesmo para dois passos no casco, efetuadas durante os cálculos de dimensionamento dos “recuperadores de energia”.

No caso do cálculo de coeficiente global de troca térmica prático ou experimental ( $U_s$  prático = 218 kcal/hm<sup>2</sup>°C), foram considerados a taxa de calor trocado por trocador de calor ( $Q$ /trocador fabricado op. = 0,583 Gcal/h), a média logarítmica corrigida das diferenças de temperatura médias observadas durante a operação normal dos trocadores ( $LMTD^*$ F fabricado op. = 44,5 °C), e a área de troca térmica instalada em cada “recuperador de energia” ( $AttUtil$  fabricado op. = 60,23 m<sup>2</sup>). O  $U_s$  prático foi calculado pela equação:

$$U_s \text{ prático} = \frac{Q_{\text{trocador prático op.}}}{(Att_{\text{fabricado}} * LMTD_{\text{op.}} * F_{\text{op.}})} \quad (6.3.1)$$

Quanto ao coeficiente global de troca térmica calculado ( $U_s$  fabricado op.clean = 224 kcal/hm<sup>2</sup>°C;  $U_s$  fabricado op.= 186 kcal/hm<sup>2</sup>°C), o mesmo foi calculado a partir dos valores das características geométricas e parâmetros construtivos dos equipamentos já considerados para avaliação dos trocadores fabricados pela fornecedora dos trocadores de calor, e as condições médias/normais de operação do processo POLIBRASIL após a instalação dos “recuperadores de energia”, portanto, serão apresentadas apenas as adaptações específicas sobre as condições de operação do sistema após a instalação dos trocadores E-2302 C/D.

### **6.3.1 Medições das Temperaturas e Vazões das Correntes de Alimentação e Saída dos “Recuperadores de Energia” e Confirmação dos Balanços Materiais e Energéticos**

Os balanços materiais e energéticos foram efetuados convencionalmente, levando-se em conta as características das correntes de processo do lado do casco (gases de descarga do K-2301) e do lado dos tubos caldeira (BFW). Os valores obtidos estão expostos a seguir:

- Vazão mássica média do gás nas condições normais ou padrão, ou ainda médias de operação, após a instalação dos “recuperadores de energia” ( $M'_{\text{gás}}/\text{trocador fabricado op.} = 23800 \text{ kg/h}$ ).
- Temperatura média de entrada e de saída dos gases de descarga do K-2301 nos “recuperadores de energia” nas mesmas condições normais/normais de operação do processo POLIBRASIL, anteriormente citadas ( $T_i \text{ fabricado op.} = 131,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $T_f \text{ fabricado op.} = 76,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , respectivamente).
- Vazão mássica de BFW nas condições normais/normais de operação ou condições padrão de operação do processo POLIBRASIL ( $M'_{\text{água}}/\text{trocador fabricado op.} = 8200 \text{ kg/h}$ ).
- Temperatura média da BFW de entrada e saída dos “recuperadores de energia” nas condições normais ou padrão de operação ( $t_i \text{ fabricado op.} = 19,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_f \text{ fabricado op.} = 90,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , respectivamente).

A taxa de calor total trocado ( $Q/\text{trocador fabricado op.} = 0,583 \text{ Gcal/h trocador}$ ) foi um pouco inferior à calculada no projeto original POLIBRASIL e considerada durante a avaliação dos trocadores fabricados pela fornecedora dos equipamentos ( $Q/\text{trocador projeto original} = 0,612 \text{ Gcal/h trocador}$ ), principalmente em função das menores vazões observadas para as correntes de processo após a instalação dos “recuperadores de energia”. De todo modo, a diferença entre  $Q/\text{trocador projeto original} = 0,612 \text{ Gcal/h trocador}$  e o  $Q/\text{trocador fabricado op.} = 0,583 \text{ Gcal/h trocador}$  acabou sendo bastante pequena (cerca de 4,7 %). A equação final utilizada foi para estimativa do calor trocado ou “energia recuperada” ficou sendo:

$$Q / \text{trocador fabricado op.} = M'_{\text{água}} / \text{trocador fabricado op.} * C_p \text{ água} * (t_f \text{ fabricado op.} - t_i \text{ fabricado op.}) \quad (6.3.1.1)$$

A temperatura final do gás de descarga do K-2301 na saída dos “recuperadores de energia” foi estimada pela equação:

$$Tf_{fabricado\ op.} = Ti_{fabricado\ op.} - \left[ \frac{Q_{trocador\ fabricado\ op.}}{(M'_{gás\ /trocador\ op.} * cp_{gás})} \right] \quad (6.3.1.2)$$

Este valor obtido não pode ser “validado” experimentalmente, uma vez que não foi instalado um indicador de temperatura na corrente de gás na saída do casco dos E-2302 C/D.

### **6.3.2 Cálculo da Média Logarítmica Corrigida das Diferenças de Temperatura (LMTD\*F)**

A média logarítmica corrigida das diferenças de temperatura (LMTD\*F fabricado op.= 44,5 °C) também foi calculada convencionalmente, levando-se em conta as temperaturas médias medidas para os gases de descarga do K-2301 e água de alimentação da caldeira (BFW), na entrada e saída dos trocadores E-2302 C/D, e considerando o projeto e as características geométricas e parâmetros construtivos dos equipamentos (8 passes nos tubos, 2 passes no casco). O valor da média logarítmica propriamente dita das diferenças de temperatura (LMTD fabricado op. = 48,6°C) e do fator de correção (F fabricado op. = 0,915) foram bastante próximos aos obtidos nos cálculos de avaliação dos trocadores fabricados pela fornecedora dos equipamentos, ou ainda nos cálculos dos trocadores originalmente projetados pela POLIBRASIL (LMTD projeto original = 52,3°C; F projeto original = 0,93).

### **6.3.3 Cálculo do Coeficiente Individual de Troca Térmica (Coeficiente de Película) do Lado do Casco (hs fabricado op.)**

Obviamente, as mesmas características geométricas e parâmetros construtivos dos “recuperadores de energia” utilizados na avaliação ou “recálculo” dos trocadores fabricados a fim de verificar se os mesmos atenderiam aos requisitos do processo de “recuperação de energia” e preaquecimento da BFW da POLIBRASIL (item 6.2), foram utilizados na estimativa do Cálculo do Coeficiente Individual de Troca Térmica (Coeficiente de Película) do Lado do Casco (hs fabricado op.), bem como foi usada a mesma composição dos gases de descarga do K-2301, variando-se somente a vazão destes gases (de 24000 kg/h trocador, para 23800 kg/h trocador), bem com da água de alimentação da caldeira (de 9000 kg/h trocador, para 8200 kg/h trocador).

Estas alterações levaram a uma pequena alteração do número de Reynolds do escoamento dos gases do lado do casco (de  $Re_{fabricado} = 1,45 \times 10^5$  para  $Re_{fabricado\ op.} = 1,37 \times 10^5$ , ou seja, cerca de 5,5%) e no valor do fator ou coeficiente de Colburn modificado (de  $jifabricado = 3,71 \times 10^{-3}$  para  $jifabricado\ op. = 3,74 \times 10^{-3}$ , ou seja, cerca de 0,8%), e consequentemente no coeficiente individual de troca térmica antes da aplicação dos adimensionais ou fatores de correção, não somente pelo menor valor (de  $his_{fabricado} = 626 \text{ kcal/h/m}^{2\circ}\text{C}$  para  $609 \text{ kcal/h/m}^{2\circ}\text{C}$ , ou seja, cerca de 2,7%), bem como alteração de mesma proporção no coeficiente individual de troca térmica após a aplicação dos adimensionais ou fatores de correção (de  $hscorr_{fabricado} = 263 \text{ kcal/h/m}^{2\circ}\text{C}$  para  $255 \text{ kcal/h/m}^{2\circ}\text{C}$ ), pois os adimensionais ou fatores de correção dependem somente das características geométricas e parâmetros construtivos dos trocadores de calor que permaneceram rigorosamente os mesmos.

#### **6.3.4 Cálculo do Coeficiente Individual de Troca Térmica (Coeficiente de Película) do Lado dos Tubos ( $ht_{fabricado\ op.}$ )**

Neste caso, novamente, utilizaram-se as características geométricas e construtivas dos trocadores de calor fabricados pela fornecedora dos “recuperadores de energia” (número de tubos:  $Nt_{fabricado} = 168/\text{trocador}$ ; configuração dos tubos: “layout” quadrado em linha com pitch = 1”; e especificações dos mesmos, ou seja,  $do = \frac{3}{4}''$ , e BWG fabricado op = 16 ), e as características médias operacionais da corrente do fluido do casco (gás de descarga do K-2301, com  $M'$  total gás fabricado op. = 47600 kg/h ou 23800 kg/h trocador), e dos tubos (água de alimentação da caldeira, BFW, com  $M'$  total água fabricado op. = 16400 kg/h ou 8200 kg/h trocador), após a instalação e operação dos “recuperadores de energia”.

Como a vazão mássica da água de alimentação da caldeira de operação era um pouco menor que o valor adotado para os cálculos do projeto original POLIBRASIL, ( $M'\text{água}/\text{trocador fabricado\ op.} = 8200 \text{ kg/h}$ ; “versus”  $M'\text{água}/\text{trocador projeto\ original} = 9000 \text{ kg/h}$ , isto é, cerca de 8,8 % menor), e também a temperatura média de operação era um pouco menor que a adotada para os cálculos do projeto original POLIBRASIL ( $ti_{projeto\ original} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$ ; “versus”  $ti_{fabricado\ op.} = 19,2 \text{ }^\circ\text{C}$ ), o valor do coeficiente individual de troca térmica do lado dos tubos verificado operacionalmente no processo ( $ht_{fabricado\ op.} = 2952,4 \text{ kcal/hm}^{2\circ}\text{C}$ ) ficou menor que o mesmo coeficiente calculado com a vazão e a temperatura média de operação da água adotadas para os cálculos do projeto original POLIBRASIL ( $ht_{fabricado} = 3318 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$ ).

### **6.3.5 Cálculo do Coeficiente Global de Troca Térmica (Us fabricado op.)**

Para o cálculo do coeficiente global de troca térmica ( $U_s$  fabricado op.= 186 kcal/hm<sup>2ºC</sup>;  $U_s$  fabricado op. clean = 224 kcal/hm<sup>2ºC</sup>), foram considerados os coeficientes individuais de troca térmica calculados como nos itens anteriores, referentes aos trocadores fabricados pela fornecedora dos equipamentos, operando nas condições médias/normais de operação ( $h_{scorr}$  fabricado op = 255 kcal/hm<sup>2ºC</sup>, e  $h_t$  fabricado op.= 2952 kcal/hm<sup>2ºC</sup>), e os mesmos fatores de incrustação utilizados para os cálculos dos coeficiente globais de troca térmica dos trocadores do projeto original POLIBRASIL e no cálculo de avaliação dos trocadores fabricados pela fornecedora dos trocadores de calor (lado do casco  $h_{sincrs}$  fabricado op.= 2440 kcal/hm<sup>2ºC</sup>; lado dos tubos  $h_{tincrs}$  fabricado op.= 2440 kcal/hm<sup>2ºC</sup>).

Esta consideração de se adotarem os mesmos fatores de incrustação utilizados para os cálculos dos coeficientes globais de troca térmica dos trocadores do projeto original POLIBRASIL justifica-se pelas pequenas alterações de vazões/velocidades e temperaturas (tanto no casco como nos tubos), e pelo fato de as propriedades físico-químicas e características de processo dos fluidos serem basicamente as mesmas.

Obviamente, a equação utilizada para o cálculo do coeficiente global de troca térmica dos trocadores de calor fabricados pela fornecedora dos equipamentos nas condições normais ou padrão de operação POLIBRASIL após a instalação dos mesmos ( $U_s$  fabricado op = 186 kcal/hm<sup>2ºC</sup>) foi a mesma utilizada anteriormente no projeto original POLIBRASIL.

### **6.3.6 Área de Troca Térmica Requerida**

Para a especificação da área de troca térmica requerida ( $A_{req}$  fabricado op.= 70,1 m<sup>2</sup>), empregou-se a equação convencional, considerando a taxa de calor total a ser trocado ( $Q/trocador$  fabricado op.= 0,583 Gcal/h), o coeficiente global de troca térmica ( $U_s$  fabricado op = 186 kcal/hm<sup>2ºC</sup>), e a média logarítmica das diferenças de temperatura ( $LMTD_{corr}$  fabricado op = 44,6 °C), calculada para as condições médias de operação do processo POLIBRASIL, após a instalação dos “recuperadores de energia”.

### 6.3.7 Cálculo do Coeficiente Global de Troca Térmica Prático (Us prático)

Para se estimar o coeficiente global de troca térmica prático ( $U_s$  prático = 218 kcal/hm<sup>2</sup>°C), foram considerados a taxa média do calor trocado por trocador de calor nas condições normais ou padrão de operação após a instalação dos “recuperadores de energia” ( $Q_t$ /trocador fabricado op = 0,583 Gcal/h), a média logarítmica corrigida das diferenças de temperatura também nestas condições de operação ( $F * LMTD$  fabricado op = 44,5 °C), e a área de troca térmica dos equipamentos fabricados ( $Att_{UTIL}$  fabricado = 60,23 m<sup>2</sup>). A equação utilizada foi:

$$U_s \text{ prático} = \frac{Q_t / \text{trocador fabricado op.}}{(F * LMTD \text{ fabricado op.} * Att_{UTIL} \text{ fabricado})} \quad (6.3.6.1)$$

### 6.3.8 Cálculo das Perdas de Carga

#### 6.3.8.1 Cálculo da Perda de Carga do Lado do Casco ( $\Delta P_s$ Fabricado Op.)

A perda de carga do lado do casco ( $\Delta P_s$  fabricado op.= 0,284 bar) foi calculada pela metodologia convencional, ou seja, calculando-se a perda de carga em um setor de fluxo cruzado sem vazamentos ou “bypass” ou espaçamento entre chicanas transversais ( $\Delta P_{bi}$  fabricado op. =  $1,83 \times 10^{-3}$  bar) e perda de carga em uma “janela ou corte” de chicana ideal ( $\Delta P_{wi}$  fabricado op.=  $1,51 \times 10^{-2}$ bar), utilizando-se as características geométricas e parâmetros construtivos dos trocadores de calor fabricados pela fornecedora dos equipamentos, e as vazões médias de operação do processo POLIBRASIL, após a instalação dos “recuperadores de energia” (E-2302 C/D).

Os adimensionais de correção destas perdas de carga “unitárias” ( $\Delta P_{bi}$  fabricado, e  $\Delta P_{wi}$  fabricado), ou seja, o fator de correção devido ao vazamento nas chicanas ( $R_l$  fabricado op.= 0,78) e fator de correção devido ao “bypass” do feixe de tubos pelo fluido do casco ( $R_b$  fabricado op.= 0,73), utilizados para o cálculo da perda de carga total do lado do casco ( $\Delta P_s$  fabricado op.= 0,284 bar), também foram calculados com o mesmo procedimento, isto é, parâmetros construtivos estimados para os trocadores fabricados pela fornecedora dos equipamentos e as características de vazões médias de operação do processo POLIBRASIL, após a instalação dos E-2302 C/D. A equação final utilizada foi:

$$\Delta P_{s\ fabricadoop} = \{[(N_{b\ fabricado} - 1) * (\Delta P_{b\ fabricadoop}) * R_{b\ fabricadoop}] + (N_{b\ fabricado} * \Delta P_{wi})\} * R_{l\ fabricadoop} + \left\{ 2 * \left[ 2 * (\Delta P_{bi\ fabricadoop}) * R_{b\ fabricadoop} * \left( 1 + \frac{N_{cw}}{N_c} \right) \right] \right\} \quad (6.3.7.1)$$

### 6.3.8.2 Cálculo da Perda de Carga do Lado dos Tubos ( $\Delta P$ Fabricado Op.)

Basicamente, o mesmo enfoque utilizado para o cálculo da perda de carga do lado do casco ( $\Delta P_s$  fabricado op.= 0,284 bar) foi empregado para o cálculo da perda de carga do lado dos tubos ( $\Delta P_t$  fabricado op.= 0,317 bar), ou seja, utilização das características geométricas e parâmetros construtivos estimados para os trocadores fabricados pela fornecedora dos trocadores de calor (“recuperadores de energia”: E-2302 C/D), e as características de vazão e propriedades físicas médias das correntes de operação normais do processo POLIBRASIL (no caso a corrente de água de alimentação da caldeira, BFW), após a instalação dos “recuperadores de energia”.

Para se efetuar este cálculo, foi necessário considerar o número e configuração dos tubos bem como as especificações dos mesmos (número:  $N_t$  fabricado = 168/trocador; configuração dos tubos: layout quadrado em linha com pitch = 1”; do =  $\frac{3}{4}$ ”, e BWG fabricado op = 16) conforme os trocadores fabricados pela fornecedora dos equipamentos, e a vazão e a temperatura médias operacionais da água de alimentação da caldeira ( $M'$  água/trocador fabricado op = 8200 kg/h;  $t_i$  fabricado op = 19,2 °C;  $t_f$  fabricado op = 90,3 °C).

Foram recalculados os valores de vazão mássica de água de alimentação da caldeira por tubo ( $M'$  água/tubo fabricado op.= 373 a 410 kg/tuboh), da velocidade da água nos tubos ( $v$  fabricado op.= 0,52 a 0,57 m/s), da perda de carga nos tubos propriamente dita ( $\Delta P_t$  fabricado op =  $1,447 \times 10^{-1}$  bar/100 ft de tubo, ou  $2,89 \times 10^{-2}$  bar/passe), e da perda de carga nas entradas e saídas da água nos passes ( $\Delta P_r$  fabricado op.=  $8,9 \times 10^{-3}$  bar/passe).

## 7 RESULTADOS DE MELHORIA DE PROCESSO

Neste capítulo e no seguinte, serão apresentados os principais resultados obtidos como melhoria do processo com a instalação dos “recuperadores de energia” (alguns desses comentários foram anteriormente discutidos, em itens isolados). Além disso, é feita uma apresentação resumida das características geométricas e parâmetros construtivos do “recuperadores de energia” projetados originalmente pela POLIBRASIL e dos trocadores de calor fornecidos pela fabricante destes equipamentos, e ainda uma abordagem comparativa entre os trocadores de calor do projeto original pela POLIBRASIL e os efetivamente construídos, destacando-se os pontos ou diferenças mais relevantes.

### 7.1 “RECUPERAÇÃO DE ENERGIA”

Conforme monitoramento efetuado após a instalação dos “recuperadores de energia” (E-2302 C/D), o projeto de aproveitamento ou “recuperação” de parte da entalpia dos gases de descarga do compressor centrífugo (K-2301), através do pré-aquecimento da água de alimentação da caldeira, possibilitou a “recuperação”, em média, de cerca de 1,166 Gcal/h ou 1,355 MW, poupando, em termos de óleo combustível (OC), um total de aproximadamente  $1,08 \times 10^3$  t/ano (projeto previa aproximadamente  $1,13 \times 10^3$  t/ano), ou ainda uma redução específica de óleo combustível de 8,1 kg de OC/t vapor (projeto previa aproximadamente 7,8 kg de OC/t vapor), sem nenhuma consequência negativa para o processo de produção de polipropileno da POLIBRASIL.

É válido lembrar que esta “recuperação de energia”, que propiciou uma redução da ordem de 9 % do combustível então consumido, se deu de forma simples, ou seja, apenas pela troca de calor entre os “gases quentes” de descarga do K-2301 (cerca de 47600 a 48000 kg/h ou 23800 a 24000 kg/h trocador, a cerca de 131 a 137 °C) com a água de alimentação da caldeira (BFW), à temperatura próxima da ambiente (19 a 22 °C), e a uma vazão de suprimento da caldeira de torno de 16400 a 18000 kg/h ou ainda 8200 a 9000 kg/h trocador.

Esta troca de calor foi efetuada em dois trocadores de calor, de área de troca térmica relativamente pequena (AttUTIL. fabricado =  $60,23 \text{ m}^2/\text{trocador}$ ), instalados para operar em paralelo entre si, e em série (a montante), com dois outros trocadores de calor/condensadores já existentes que tinham, como fluido frio, água de resfriamento (CTW). A maior diferenciação técnica/“ sofisticação” deste processo de “recuperação de energia” foi a utilização destes dois trocadores de calor (“recuperação de energia”), dimensionados e

especificados pelo método da Universidade de Delaware (“método de Bell”), adaptado para dimensionamento de trocadores com dois passes no lado do casco uma vez que estes recuperadores de energia possuíam oito passes do lado dos tubos e dois passes do lado do casco.

## 7.2 REDUÇÃO DE CONSUMO DE ÁGUA E PRODUTOS DE TRATAMENTO DE CTW

Embora não pudesse ter sido feito um monitoramento operacional para confirmar a economia de água de resfriamento (CTW), isso pode ser conseguido pelos balanços material e energético que demonstraram que a redução de carga térmica para o sistema de resfriamento de água e as condições operacionais do mesmo (ciclo de concentração de 4,5; e “blowdown e respingo” de  $4,6 \times 10^3 \text{ m}^3/\text{ano}$ ) propiciou uma redução no consumo de água de reposição (“make up”) para este sistema em torno de  $2,57 \text{ m}^3/\text{h}$  ou  $20,6 \times 10^3 \text{ m}^3/\text{ano}$  (previsto no projeto  $21,8 \times 10^3 \text{ m}^3/\text{ano}$ ).

Além da economia financeira propiciada por esta redução do consumo da água e proporcional redução de consumo de produtos químicos para tratamento da mesma, esta redução representa também a poupança de um recurso natural importante para a região metropolitana de São Paulo, pois a água vem se tornando um recurso natural cada vez mais escasso.

## 7.3 VALORES ECONOMIZADOS

A redução de consumo de combustíveis proporcionou uma economia da ordem de  $\text{US\$ } 147 \times 10^3 / \text{ano}$  (previsto no projeto  $\text{US\$ } 154 \times 10^3 / \text{ano}$ ), poupadão com compra de combustível, levando em conta o preço do óleo combustível na época (em média  $\text{US\$ } 137/\text{t}$ ). Em termos atuais esta economia seria da ordem de  $\text{US\$ } 405 \text{ a } 463 \times 10^3 / \text{ano}$ .

A redução de carga térmica no sistema de resfriamento implicou em uma economia de água de reposição para o sistema e produtos químicos para tratamento da CTW da ordem de  $\text{US\$ } 8,7 \times 10^3 / \text{ano}$  (previsto no projeto  $\text{US\$ } 9,2 \times 10^3 / \text{ano}$ ), e consequentemente de cerca de  $\text{US\$ } 1,0 \times 10^3 / \text{ano}$  em produtos para tratamento de água. Em termos atuais, esta economia seria da ordem de  $\text{US\$ } 38 \text{ a } 46 \times 10^3 / \text{ano}$ .

A receita total proporcionada pela implantação do projeto ficou em torno de  $\text{US\$ } 156 \times 10^3 / \text{ano}$ , (em termos atuais de  $\text{US\$ } 443 \text{ a } 509 \times 10^3 / \text{ano}$ ), e com o investimento de cerca de  $\text{US\$ } 191 \times 10^3$  (em termos atuais de  $\text{US\$ } 454 \times 10^3$ ), foi obtida uma taxa de retorno

interno do empreendimento (TRI) em torno de 44 %/ano (em termos atuais, da ordem de 65 %/ano), enquanto o previsto no projeto foi de cerca de 32 %/ano, considerando um horizonte de planejamento de 36 meses (3 anos). A inclusão da receita proveniente do “Crédito de Carbono” (ver o item 7.4), afeta ligeiramente a taxa de retorno interno do investimento em termos atuais (da ordem de 65 %/ano, para cerca de 69 %/ano). A maior TRI em termos atuais, quando comparada com o valor de TRI do período da implantação do empreendimento, se deve ao fato de que o preço/custo dos recursos naturais poupadados com o projeto ter se elevado mais do que o montante do investimento durante o período entre a implantação do empreendimento e os dias atuais. O período de retorno do investimento (PRI) foi de aproximadamente 1,3 anos ou 15 meses (em termos atuais, da ordem de 0,95 anos ou 11,4 meses), enquanto o projeto previa em torno de 1,5 anos ou 18 meses.

#### 7.4 REDUÇÃO DE EMISSÃO DE GASES PRODUTO DE COMBUSTÃO (DIÓXIDO DE CARBONO; ÓXIDOS DE ENXOFRE; ÓXIDOS DE NITROGÊNIO)

Embora também não tenha sido medido ou monitorado, pode-se estimar “via” balanços materiais, energéticos e estequiométricos, que a redução de consumo de óleo combustível (OC) tenha levado a uma redução na emissão de CO<sub>2</sub> da ordem de  $3,5 \times 10^3$  t/ano, de SO<sub>2</sub> de cerca de 11 t/ano, e de NOx de aproximadamente 2,6 t/ano.

Posteriormente, com a utilização de gás natural (GN), a redução de emissão se reduziu para aproximadamente  $2,5 \times 10^3$  t/ano para o caso do CO<sub>2</sub>, para aproximadamente 0,5 t/ano para o caso do NOx e ainda para praticamente zero no caso do SOx, devido à diferente composição do gás natural em relação ao óleo combustível (OC). O GN é um combustível “muito mais leve”, do que o OC e portanto com maior teor de H e menor teor de C, e praticamente isento de enxofre (S), gerando mais vapor de água (H<sub>2</sub>O)<sub>v</sub>, e menos CO<sub>2</sub> e NO<sub>x</sub> do que o O.C., e ainda quase nenhum SO<sub>x</sub> durante o seu processo de combustão.

Esta redução de emissão de CO<sub>2</sub> contribui para a diminuição do “Efeito Estufa”, o que atualmente representa algo bastante significativo para a comunidade. Esta redução de emissão de CO<sub>2</sub> atualmente poderia representar um “Crédito de Carbono” da ordem de US\$  $14 \times 10^3$  /ano, o que elevaria a TRI um pouco mais (para cerca de 69 %/ano, considerando valores atuais).

## 7.5 CARACTERÍSTICAS DOS TROCADORES DE CALOR “DEFINITIVOS” PROJETADOS ORIGINALMENTE PELA POLIBRASIL (PORÉM NÃO INSTALADOS CONFORME PROJETADOS)

Os trocadores projetados originalmente pela POLIBRASIL apresentaram características aceitáveis em termos de:

A área de troca térmica requerida dos trocadores definitivos ou projetados originalmente pela POLIBRASIL ( $Att_{req.} = 49,05\ m^2$ ) era “compatível” com a área proposta para os trocadores preliminares ( $Att = 62,03\ m^2$ ).

A perda de carga do lado do casco ( $\Delta Ps = 0,28\ bar$ ) e do lado dos tubos ( $\Delta Pt = 0,32\ bar$ ) apresentaram valores bastante aceitáveis em relação aos valores recomendados em literatura e conforme necessidades do processo POLIBRASIL (inferiores a 10 psi ou 0,7 bar).

Em função da adequação destes trocadores preliminares (adequação confirmada pelos cálculos dos chamados trocadores definitivos ou “recuperadores de energia definitivos”), estes trocadores deveriam ser detalhados, fabricados e instalados.

As características finais dos trocadores de calor projetados originalmente pela POLIBRASIL estão expostas na tabela 11.

**Tabela 11 – Características Construtivas dos Trocadores de Calor Projetados originalmente pela POLIBRASIL ("Recuperadores de Energia": E-2302 C/D)**

Característica Considerada	Unidade	Especificação de Projeto POLIBRASIL
Tipo	-	Casco-Tubos
Número de Passes:		
tubos	-	8
casco	-	2
Tipo de Cabeçote		Flutuante
Designação TEMA	-	AFS
Área de Troca Térmica:	m <sup>2</sup>	62,03
Dimensões do Casco:		
diâmetro interno	m	0,489
comprimento	m	7,010
Número de Chicanas Transversais	-	12
Diâmetro das Chicanas Transversais	m	0,481
Corte das Chicanas Transversais	m	0,147
Percentual do Corte das Chicanas Transversais	%	30,5
Número de Chicanas Longitudinais	-	1
Número de Pares de Tiras de Selagem		2
Número de Tubos		176
Dimensões dos Tubos:		
schedule	BWG	14
diâmetro	in	¾ (19,1 mm)
comprimento	m	5,990
Arranjo dos Tubos	-	Quadrado (em linha)
Passo	in	1

**Tabela 12 – Características de Processo dos Trocadores de Calor Projetados originalmente pela POLIBRASIL ("Recuperadores de Energia": E-2302 C/D)**

Característica Considerada	Unidade	Especificação de Projeto (para cada trocador)
Fluxo de Gases de Descarga do Compressor para cada Trocador	kg/h	24000
Temperatura de Entrada dos Gases	°C	137
Temperatura de Saída dos Gases	°C	80
Calor Específico dos Gases	kcal/kg°C	0,447
Taxa de Troca de Calor	kcal/h	611988
Fluxo de Água de Alimentação da Caldeira	kg/h	9000
Temperatura de Entrada da Água	°C	22
Temperatura de Saída dos Gases	°C	90
Diferença de Temperatura Média Logarítmica	°C	52,3
Razão de Diferença de Temperaturas (R)		0,84
Eficiência de Temperaturas (P)		0,59
Fator de Correção da Diferença de Temperatura (F)	-	0,93
Média Logarítmica Corrigida das Diferenças de Temperatura (LMTD*F)	°C	48,65
Coeficiente Global de Troca Térmica	kcal/hm²C	256
	kw/m²C	0,298
Coeficiente Global de Troca Térmica "Limpo"	kcal/hm²C	338
	kw/m²C	0,393
Área de Troca Térmica Requerida	m²	49,06
Perdas de Carga		
lado do casco	bar	0,28
lado dos tubos	bar	0,32

**Características dos Trocadores de Calor Fabricados pela Fornecedor dos "Recuperadores de Energia" (E-2302 C/D)**

Os trocadores de calor fabricados pela fornecedora dos equipamentos mostraram algumas características geométricas e parâmetros construtivos significativamente diferentes das especificadas para os trocadores projetados originalmente pela POLIBRASIL, que deveriam ser instalados por atenderem totalmente os requisitos de área de troca térmica necessária para executar o trabalho de troca térmica requerido pelo processo. Por outro lado, os trocadores de calor construídos apresentaram valores das perdas de carga, tanto do lado do casco como do lado dos tubos, dentro dos especificados/recomendados como aceitáveis pela literatura especializada. As principais diferenças foram mencionadas nos itens 6.3 e 6.4, e estão apresentadas nas tabelas 13 e 14.

**Tabela 13** - Características Construtivas dos "Recuperadores de Energia" Projetados POLIBRASIL "versus" Fabricados

Característica Considerada	Unidade	Especificação do Projeto Original POLIBRASIL	Característica dos Equipamentos Fabricados pela Fornecedor
Tipo	-	Casco-Tubos	Casco-Tubos
Número de Passes:			
tubos	-	8	8
casco	-	2	2
Tipo de Cabeçote		Flutuante	Flutuante
Designação TEMA	-	AFS	AFS
Área de Troca Térmica:	m <sup>2</sup>	62,03	60,23
Dimensões do Casco:			
diâmetro interno	m	0,489	0,483
comprimento	m	7,010	6,935
Número de Chicanas	-	12	22
Diâmetro das Chicanas	m	0,481	0,479
Corte das Chicanas	m	0,147	0,202
Percentual do Corte das Chicanas	%	30,5	42,1
Número de Placa Transversais	-	1	1
Número da Pares de Tiras de Selagem		2	2
Número de Tubos		176	168
Dimensões dos Tubos:			
schedule	BWG	14	16
diâmetro	in	¾ (19,1 mm)	¾ (19,1 mm)
comprimento	m	5,990	5,990
Arranjo dos Tubos	-	Quadrado (em linha)	Quadrado (em linha)
Passo	in	1	1

**Tabela 14 – Características de Processo dos “Recuperadores de energia” projetados pela POLIBRASIL “versus” fabricados**

Característica Considerada	Unidade	Especificação de Projeto (para cada trocador)	Especificação de Projeto (para cada trocador)
Fluxo de Gases de Descarga do Compressor para cada Trocador	kg/h	24000	24000
Temperatura de Entrada dos Gases	°C	137	137
Temperatura de Saída dos Gases	°C	80	80
Calor Trocado	kcal/h	611988	611988
Fluxo de Água de Alimentação da Caldeira	kg/h	9000	9000
Temperatura de Entrada da Água	°C	22	22
Temperatura de Saída dos Gases	°C	90	90
Diferença de Temperatura Média Logarítmica	°C	52,3	52,3
Fator de Correção da Diferença de Temperatura Média Logarítmica	-	0,93	0,93
Diferença de Temperatura Média Logarítmica Corrigida	°C	48,65	48,65
Coeficiente Global de Troca Térmica (calculado)	kcal/m²°C kw/m²°C	256 0,298	192 0,223
Coeficiente Global de Troca Térmica (calculado) / “clean”	kcal/m²°C kw/m²°C	338 0,393	232 0,270
Área de Troca Térmica Requerida	m²	49,06	65,53
Perdas de Carga			
lado do casco	kgf/cm²	0,282	0,411
lado dos tubos	kgf/cm²	0,320	0,349

Os trocadores de calor (E-2302 D/C) fabricados pela fornecedora não se apresentaram adequados em termos de área de troca térmica. De fato, a área de troca térmica requerida (Attreq. fabricado = 65,5 m<sup>2</sup>) se mostrou um pouco maior que a área disponível ou área de fabricação destes trocadores (Attutilizada fabricado = 60,2 m<sup>2</sup>), ou seja, Att utilizada fabricado cerca de 8 % inferior a Attreq. fabricado.

Mas como:

- O “déficit” de área de troca térmica era relativamente pequeno (-8%);
- As avaliações da área de troca térmica necessária foram feitas utilizando considerações bastante conservativas em termos de fatores de incrustação, tanto do lado interno como externo dos tubos (coeficientes de troca térmica correspondentes mais baixos);
- A taxa de calor a ser trocado considerada para a avaliação dos trocadores de calor (“recuperadores de energia”) era cerca de 10 % acima do valor esperado

em condições normais de operação, pois se havia acrescido de 10% aos valores das vazões mássicas das correntes do processo.

Optou-se então pela instalação destes equipamentos, mesmo porque a maior consequência negativa desta não adequação seria a não recuperação de no máximo 8% em relação ao valor originalmente projetado/esperado. Em termos práticos, a construção de outros ou novos “recuperadores de energia” e a espera de outra parada programada da planta para sua instalação iria requerer um período muito grande sem a “recuperação de energia” que os mesmos poderiam propiciar, o que não seria compensado pela instalação de trocadores mais adequados.

Por outro lado, os trocadores de calor ou “recuperadores de energia” fabricados pela fornecedora dos equipamentos se mostraram como aceitáveis em termos de:

- Perdas de carga do lado do casco ( $\Delta P_s = 0,411$  bar)
- perda de carga do lado dos tubos ( $\Delta P_t = 0,349$  kgf/cm<sup>2</sup>),

Esses valores são compatíveis com os recomendados pela literatura e conforme necessidades do processo POLIBRASIL (inferiores a 10 psi ou 0,7 kgf/cm<sup>2</sup>).

## 7.6 CARACTERÍSTICAS DE OPERAÇÃO DOS TROCADORES DE CALOR FABRICADOS PELA FORNECEDORA DOS EQUIPAMENTOS E CONSIDERANDO AS CONDIÇÕES NORMAIS OU MÉDIAS DE OPERAÇÃO DA POLIBRASIL

Os cálculos referentes aos trocadores de calor ou “recuperadores de energia” fabricados pela fornecedora dos equipamentos, considerando as condições normais ou médias de operação observadas após a instalação dos mesmos estão apresentadas na Tabela 15. A tabela apresenta apenas as condições de processo dos “recuperadores de energia”, pois as características construtivas são as mesmas já mostradas na tabela 13.

A área de troca térmica requerida calculada (Attreq. fabricado op.= 70,1 m<sup>2</sup>) foi maior que a área disponível ou existente nestes trocadores (Att utilizada fabricado = 60,23 m<sup>2</sup>), ou seja, Att utilizada fabricado cerca de 14 % inferior que a área requerida para se obter a transferência de calor desejada, levando em conta que o coeficiente global de troca térmica fosse aquele calculado a partir das condições práticas normais ou médias de operação da POLIBRASIL, após a instalação dos E-2302 C/D (Us fabricado op. = 186 kcal/hm<sup>2</sup>C).

A área de troca térmica requerida calculada, considerando as condições de “trocador limpo” (Attreq. fabricado op. “clean” = 58,28 m<sup>2</sup>), seria menor que a área disponível ou existente nestes trocadores (Att utilizada fabricado = 60,23 m<sup>2</sup>), ou seja, Att utilizada fabricado seria cerca de 3 % superior que a área requerida para obter-se a transferência de calor desejada levando em conta que o coeficiente global de troca térmica fosse aquele calculado a partir das condições práticas médias ou normais de operação da POLIBRASIL, após a instalação dos E-2302 C/D, porém, sem considerar a incrustação (Us fabricado op. “clean” = 224 kcal/hm<sup>2</sup>oC).

As perdas de carga do lado do casco ( $\Delta P_s$  = 0,302 bar) e do lado dos tubos ( $\Delta P_t$  = 0,317 bar) mostraram-se compatíveis com os valores recomendados na literatura e aceitáveis para o processo POLIBRASIL (inferiores a 10 psi, ou cerca de 0,7 bar).

**Tabela 15** – Características/condições de operação dos “Recuperadores de Energia”

<b>Característica Considerada</b>	<b>Unidade</b>	<b>Condição de Operação (para cada trocador)</b>
Fluxo de Gases de Descarga do Compressor/Trocador	kg/h	23800
Temperatura de Entrada dos Gases	°C	131,2
Temperatura de Saída dos Gases	°C	76,7
Calor Específico dos Gases	kcal/kg °C	0,447
Calor Trocado	kcal/h	582856
Fluxo de Água de Alimentação da Caldeira para cada Trocador	kg/h	8200
Temperatura de Entrada da Água	°C	19,2
Temperatura de Saída dos Gases	°C	90,3
Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura	°C	48,7
Razão de Diferenças de Temperaturas		0,77
Eficiência de Temperaturas		0,63
Fator de Correção da Diferença de Temperatura Logarítmica	-	0,915
Diferença de Temperatura Média Logarítmica Corrigida	°C	44,6
Coeficiente Global de Troca Térmica (teórico / calculado)	kcal/hm <sup>2</sup> °C	186
Coeficiente Global de Troca Térmica (prático / obtido)	kcal/hm <sup>2</sup> °C	218
Diferença dos Coeficientes Globais de Troca Térmica		
Percentual: (prático-calculado)/calculado	%	13,7
Área de Troca Térmica Requerida	m <sup>2</sup>	70,10
Perda de Carga Lado do Casco	kgf/cm <sup>2</sup>	0,302
Perda de Carga Lado dos Tubos	kgf/cm <sup>2</sup>	0,317

fabricados pela Fornecedor dos Equipamentos.

## 7.7 ANÁLISE ECONÔMICA

Os principais resultados econômicos da implantação do projeto foram:

- Investimento no Projeto: O investimento total no projeto foi significativamente inferior ao previsto, (US\$ 191 mil ou cerca de US\$ 454 mil em termos atuais, “versus” uma previsão de US\$ 235 mil ou cerca de US\$ 660 mil em termos atuais), principalmente devido aos baixos custos de mão de obra técnica de execução do projeto (projetos conceitual, básico e de detalhamento), e da montagem/implantação do empreendimento, bem como da mão de obra de administração do mesmo, pois todo o projeto foi desenvolvido/elaborado com pessoal interno da POLIBRASIL.
- Receita Proporcionada pelo Projeto: O projeto propiciou, na época da sua implantação, uma redução de custo de produção, ou um acréscimo de receita, um pouco inferior ao previsto, (US\$ 156 a mil ou cerca de US\$ US\$ 443 a 534 mil/ano mil em termos atuais, “versus” uma previsão de US\$ 164 mil ou cerca de US\$ 465 mil/ano em termos atuais), principalmente devido ao fato de que os valores de vazão das correntes que faziam parte do projeto (gases de descarga do K-2301 e BFW) eram um pouco inferiores aos considerados no projeto, em função dos coeficientes de segurança utilizados (cerca de 10%), para evitar o “subdimensionamento” dos equipamentos que faziam parte do projeto, inclusive dos próprios “recuperadores de energia”.
- Taxa de Retorno Interno do Empreendimento (TRI): A TRI do empreendimento foi maior que a esperada (em torno de 44 %/ano ou em termos atuais da ordem de 65 %/ano, quando o previsto no projeto foi de 32 %/ano), considerando um horizonte de planejamento de 36 meses (3 anos).

Os resultados econômicos do projetos expostos na tabela 16.

**Tabela 16 – Principais Características/Resultados Econômicos do Projeto**

Característica Considerada	Unidade Utilizada	Valor Esperado (Projeto) Época do Projeto	Valor Obtido (Operação) Época do Projeto	Valor Obtido (Operação) Atual e <b>Sem</b> Créditos de Carbono	Valor Obtido (Operação) Atual e <b>Com</b> Crédito de Carbono
Investimento	US\$	235404,00	190919,00	454453,34	454453,34
Receita (1)	US\$/ano	164553,36	155904,76	443000,00	453000,00
Receita (2)	US\$/mês	13712,78	12992,06	36916,67	3808,33
Depreciação (1)	US\$/ano	23540,40	19091,90	45445,33	45445,33
Depreciação (2)	US\$/mês	1961,70	1590,99	3787,11	3787,11
Lucro Tributável (1)	US\$/ano	141012,96	136812,86	397554,67	411554,67
Lucro Tributável (2)	US\$/mês	11751,08	11401,07	33129,56	34296,22
Impostos (1)	US\$/ano	50764,67	49252,63	143119,68	148159,68
Impostos (2)	US\$/mês	4230,39	4104,39	11926,64	12346,64
Lucro Líquido (1)	US\$/ano	90248,29	87560,23	254434,99	263394,99
Lucro Líquido (2)	US\$/mês	7520,69	7296,69	21202,92	21949,58
Depreciação (1)	US\$/ano	23540,40	19091,90	45445,33	45445,33
Depreciação (2)	US\$/mês	1961,70	1590,99	3787,11	3787,11
Fluxo de Caixa (1)	US\$/ano	113788,69	106652,13	299880,32	308840,32
Fluxo de Caixa (2)	US\$/mês	9482,39	8887,68	24990,03	25736,69
Horizonte Planejamento (1)	ano	3	3	3	3
Horizonte Planejamento (2)	mês	36	36	36	36
Valor Residual do Projeto	US\$	164782,80	133643,30	318117,34	318117,34
Abatimento dos Impostos (1)	US\$/ano	57673,98	46775,16	111341,07	111341,07
Abatimento dos Impostos (2)	US\$/mês	4806,17	3897,93	9278,42	9278,42
TRI (1)	%/ano	31,82%	44,40%	64,50%	68,45%
TRI (2)	%mês	2,33%	3,11%	4,25%	4,44%
Cotação dos Crédito de Carbono	(US\$/t CO <sub>2</sub> “não emitida”)	Não Existente na Época	Não Existente na Época	0,00	4,23

## 8 CONSIDERAÇÕES E ANÁLISE CRÍTICA SOBRE O PROJETO

### 8.1 ESPECIFICAÇÃO E DIMENSIONAMENTO DOS “RECUPERADORES DE ENERGIA”

Conforme mencionado anteriormente, o presente estudo e projeto dos trocadores de calor envolveu vários cenários:

- I- Estimativa inicial.
- II- Projeto original dos “recuperadores de calor” pela POLIBRASIL
- III- Fabricação pela Fornecedor dos Equipamentos com algumas características geométricas e parâmetros construtivos diferentes das especificadas pelo projeto original efetuado pela POLIBRASIL.
- IV- Avaliação dos trocadores construídos pela Fornecedor dos Equipamentos com as condições de operação/processo adotadas no projeto original dos “recuperadores de calor” pela POLIBRASIL
- V- Avaliação dos trocadores construídos pela Fornecedor dos Equipamentos com as condições normais ou médias de operação/processo após a instalação dos “recuperadores de energia”
- VI- Verificação experimental do desempenho dos “recuperadores de energia” construídos pela Fornecedor dos Equipamentos com as condições normais ou médias de operação/processo após a instalação dos “recuperadores de energia”, e estimativa do valor experimental do coeficiente global de troca térmica.
- VII- As características destes equipamentos e os dados mais relevantes estão resumidos na tabela 17.

**Tabela 17 - Características dos Trocadores de Calor Dimensionados ou “Recuperadores de Energia” Avaliados**

Característica dos Equipamentos Considerada	Trocadores Iniciais ou Preliminares (Estimativa Inicial dos “Recuperadores de Energia”)	Trocadores Definitivos do Projeto Original POLIBRASI L (Trocadores Encomendados pela POLIBRASI L)	Trocadores Fabricados pela Fornecedor (“Recuperadores de Energia” Instalados na Planta da POLIBRASIL)	Trocadores Fabricados pela Fornecedor Operando com Condições Normais ou Médias de Operação do Processo POLIBRASIL	Trocadores Fabricados pela SAURER Operando com Condições Normais ou Médias de Operação do Processo POLIBRASIL (Dados Experimentais)
Q/ Trocador (Gcal/h)	0,612	0,612	0,612	0,583	0,583
LMTD corr. (°C)	48,6	48,6	48,6	44,6	45,3
Us “sujo” (kcal/hm <sup>2</sup> °C)	200 (1)	256 (2)	192 (2)	186 (2)	-
Us “limpo” (kcal/hm <sup>2</sup> °C)	246 (3)	338	232	224	218 (4)
Att Requerida ou Projetada/Trocador (m <sup>2</sup> )	62,9	49,1	65,5	70,1	60,2
Att Construída ou Proposta/Trocador (m <sup>2</sup> )	-	62,0	60,2	60,2	60,2
Att Excesso em Relação à Att Projetada ou Requerida (%).	-	26	- 8	-14	-

(1) - Coeficiente indicado na literatura para resfriamento de gases com altos números de Reynolds (Kern, 1950; Ludwig 1965; Perry e Chilton, 1973).

(2) – Coeficientes calculados fenomenologicamente “via” “Método de Bell” (Universidade de Delaware), adaptado para dois passes no lado do casco.

(3) – Estimado a partir de (1), removendo-se os fatores de incrustação utilizados nos cálculos dos demais U “sujo” ou simplesmente Us fabricado op. (2).

(4) – Considerando Us prático = Us “limpo” prático, pois o teste experimental foi efetuado pouco tempo após a instalação dos “recuperadores de energia” e não haveria tempo para uma formação significativa de incrustações.

## 8.2 DIMENSIONAMENTO DE TROCADORES DE CALOR COM DOIS PASSES NO CASCO PELO MÉTODO DA UNIVERSIDADE DE DELAWARE (“MÉTODO DE BELL”)

Na literatura aberta em geral (por exemplo, Perry e Chilton, 1997), a metodologia de dimensionamento de trocadores de calor pelo “Método de Bell” é restrita para um passo no lado do casco. O presente trabalho propôs algumas adaptações relativamente simples para o cálculo quando se trata de dois passes no casco.

A diferença entre o valor do coeficiente global de troca térmica observado na prática, ( $U_s$  prático = 218 kcal/hm<sup>2ºC</sup>) e o valor obtido a partir desse método adaptado ( $U_s$  fabricado op = 186 kcal/hm<sup>2ºC</sup>) mostrou-se ser bem pequena (cerca de 14 %, a favor do coeficiente global de troca térmica observado na prática), principalmente em termos de dados industriais. Além disso, esse desvio observado está dentro da faixa aceita para trocadores de calor de um passe no casco (em torno de 15 %, segundo a literatura especializada), quando se usa o “Método de Bell” convencional. Se for considerado o coeficiente global de troca térmica sem a incrustação ( $U_s$  fabricado op “clean” = 224 kcal/hm<sup>2ºC</sup>), a diferença fica em cerca de 3%. Esta comparação entre o coeficiente global de troca térmica limpo, ou seja, sem considerar o efeito da incrustação e o coeficiente global de troca experimental ( $U_s$  prático = 218 kcal/hm<sup>2ºC</sup>), seria a mais apropriada, pois a avaliação do coeficiente global de troca experimental foi feita pouco tempo após a instalação dos “recuperadores de energia”, e portanto, não haveria tempo para formação significativa de incrustação nos trocadores de calor. Isso mostra que o procedimento de dimensionamento desenvolvido, ou seja, as adaptações feitas no método considerando os dois passes no casco no presente estudo, aparentemente foram bastante válidas.

## 8.3 AVALIAÇÃO DOS TROCADORES DE CALOR FABRICADOS PELA FORNECEDORA DOS EQUIPAMENTOS

Basicamente, a avaliação dos trocadores de calor fabricados pela fornecedora dos equipamentos mostrou que os mesmos apresentavam algumas desvantagens em relação aos “recuperadores de energia” projetados originalmente pela POLIBRASIL. A seguir, serão apresentados comentários sobre essas desvantagens, com o intuito de destacar os parâmetros construtivos cujo dimensionamento pode repercutir, de modo mais contundente, no desempenho dos trocadores de calor.

### 8.3.1 Menor Coeficiente Global de Troca Térmica

Como se pode verificar através da inspeção da Tabela 10, os trocadores de calor fabricados pela fornecedora dos equipamentos apresentaram um coeficiente global de troca térmica cerca de 25 % menor que dos trocadores de calor projetados originalmente pela POLIBRASIL ( $U_s$  fabricado = 192 kcal/ $h^{\circ}Cm^2$ ; “versus”  $U_s$  projeto original = 256 kcal/ $hm^{2\circ}C$ ), principalmente devido ao fato de apresentarem o coeficiente individual de troca térmica do lado do casco significativamente menor ( $h_{scorr.}$  fabricado = 262 kcal/ $h^{\circ}Cm^2$ ; “versus”  $h_{scorr.}$  projeto original = 412 kcal/ $hm^{2\circ}C$ , isto é, aproximadamente 36 % menor).

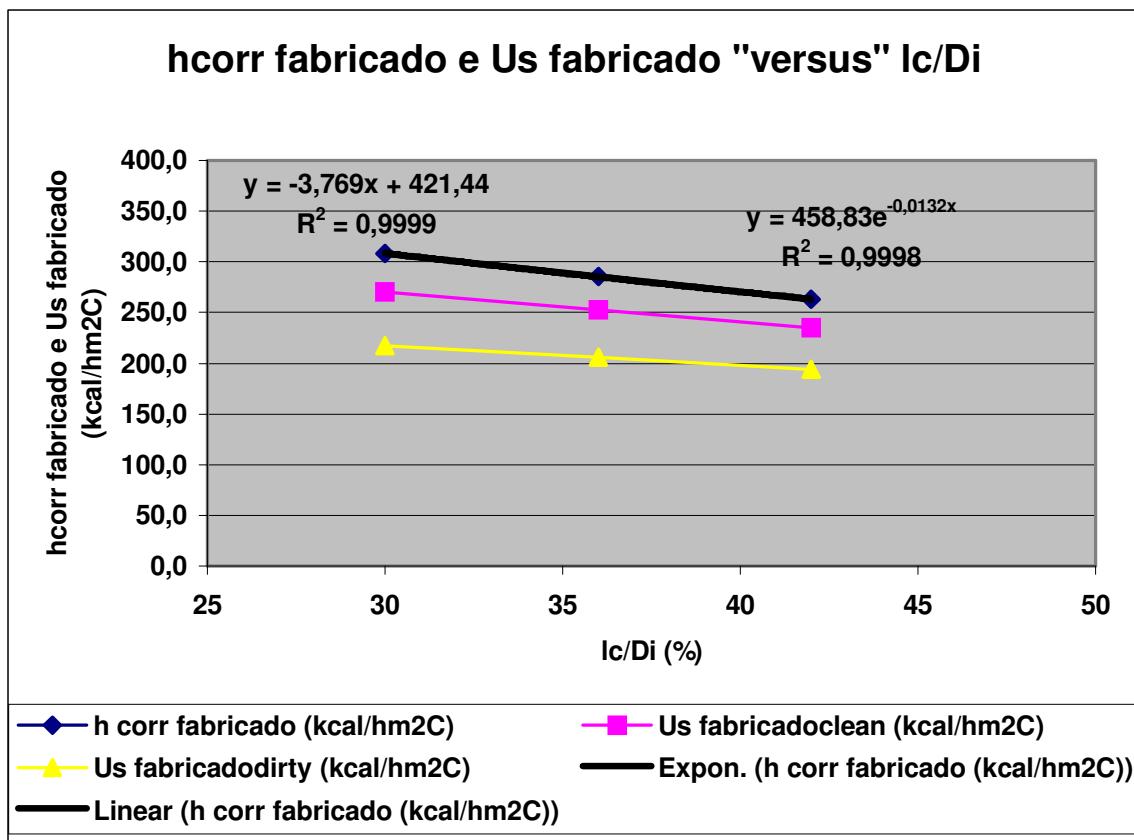
As razões para este menor coeficiente individual de troca térmica do lado do casco dos trocadores fabricados pela fornecedora dos “recuperadores de energia”, quando comparado com os trocadores de calor projetados originalmente pela POLIBRASIL, são valores menos adequados de algumas características geométricas e parâmetros construtivos dos mesmos como:

#### 8.3.1.1 Menor Fração de Tubos em Fluxo Cruzado (FC Fabricado pela Fornecedor do Equipamento = 0,21; FC Projeto Original Polibrasil = 0,54)

Esta menor fração de tubos em fluxo cruzado (FC fabricado) foi principalmente devida às seguintes características geométricas dos trocadores fabricados pela fornecedora dos trocadores de calor (E-2302 C/D), isto é:

- Maior corte das chicanas utilizadas ( $l_c$  fabricado = 0,2015 m;  $l_c/D_i$  fabricado = 42 %; “versus”  $l_c$  projeto original POLIBRASIL = 0,147 m;  $l_c/D_i$  projeto original = 30 %).
- Maior espaçamento entre os conjuntos de tubos pertencentes a cada passe do feixe de tubos (dtt fabricado SAURER = 0,035 m; “versus” dtt projeto original POLIBRASIL = 0,0064 m).

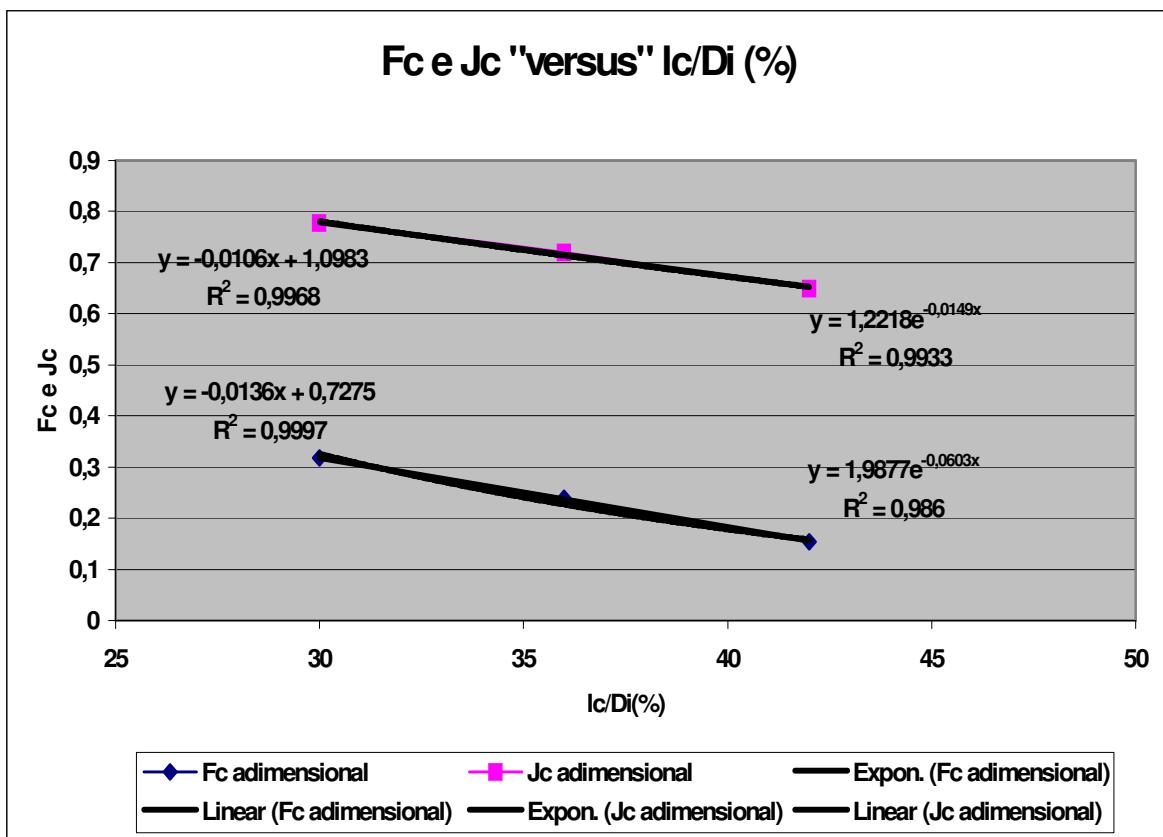
Um gráfico de “sensibilidade” do coeficiente individual de troca térmica ou coeficiente de película do lado do casco em função do corte de chicana percentual ( $h_{corr}$  fabricado “versus”  $l_c/D_i\%$ ), obtido por simulações matemáticas, mostrando inclusive correlações (linear e exponencial) entre o coeficiente individual e este parâmetro geométrico dos trocadores de calor, é mostrado na Ilustração 16.



**Ilustração 16** – Variação do coeficiente de película do lado do casco e coeficiente global de troca térmica em função do corte da chicana

Este menor Fc acarretou em um menor valor do adimensional ou fator de correção devido ao corte ou configuração das chicanas transversais ( $J_c$  fabricado = 0,65 “versus”  $J_c$  projeto original = 0,93), e consequentemente um menor valor da “produtória” dos adimensionais ou coeficientes de correção do coeficiente individual de troca térmica do lado do casco ( $J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_r$  fabricado = 0,42; “versus”  $J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_r$  projeto original = 0,67).

Um gráfico de sensibilidade da fração de tubos em fluxo cruzado (Fc) e do fator ou adimensional de correção ( $J_c$ ) em função do corte de chicana percentual (Fc e  $J_c$  “versus”  $I_c/D_i\%$ ), mostrando inclusive correlações (linear e exponencial), entre a fração de tubos em fluxo cruzado e o fator ou adimensional de correção e este parâmetro geométrico dos trocadores de calor é mostrado na Ilustração 17.



**Ilustração 17** – Fração de tubos em fluxo cruzado e fator de correção do coeficiente de película do lado do casco em função do corte das chicanas

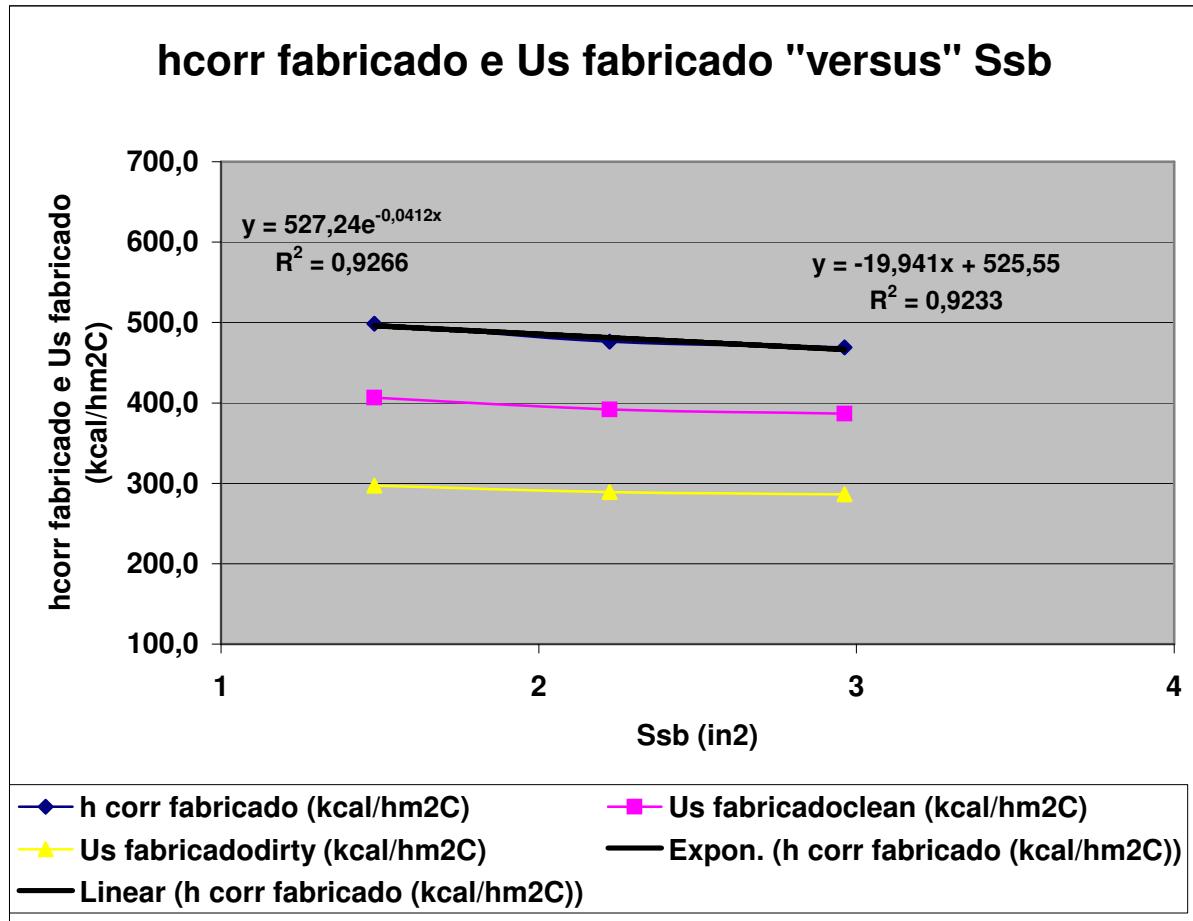
### 8.3.1.2 Maior Espaço/Área para Vazamento entre Chicanas e Casco (SSB Fabricado pela Fornecedor do Equipamento = 0,00167 m<sup>2</sup>; SSB Projeto Original Polibrasil = 0,00092 m<sup>2</sup>)

Com relação ao adimensional de correção do coeficiente individual de troca térmica do lado do casco, devido aos vazamentos (JI), esta maior área/espacamento para vazamento entre chicanas e casco dos trocadores de calor fabricado (Ssb fabricado = 0,00167 m<sup>2</sup>; Ssb projeto original POLIBRASIL = 0,00092 m<sup>2</sup>), embora tivesse menor espaço para vazamento entre chicanas e tubos (Stb fabricado = 0,0008 m<sup>2</sup>; Stb projeto original POLIBRASIL = 0,0016 m<sup>2</sup>), provocou um JI um pouco menor para os trocadores de calor fabricados pela fornecedora dos “recuperadores de energia” (JI fabricado = 0,86 “versus” JI projeto original POLIBRASIL = 0,87).

Esta diferença acabou não tendo um efeito mais do que marginal (em torno de 3,0 %), na diferença de valores mais significativa entre o coeficiente individual de troca térmica do lado do casco do projeto original da POLIBRASIL e dos trocadores de calor construídos

pela fornecedora dos equipamentos ( $h_{corr,fabricado} = 263 \text{ kcal/h}^{\circ}\text{Cm}^2$ ; “versus”  $h_{corr}$  projeto original =  $413 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$ ; cerca de 36 %).

De novo, um gráfico da variação do coeficiente individual de troca térmica do lado do casco em função da área de vazamento entre chicana e casco ( $h_{corr,fabricado}$  “versus”  $S_{sb}$ ) entre o coeficiente individual de troca térmica do lado do casco e este parâmetro geométrico dos trocadores de calor é mostrado na Ilustração 18.

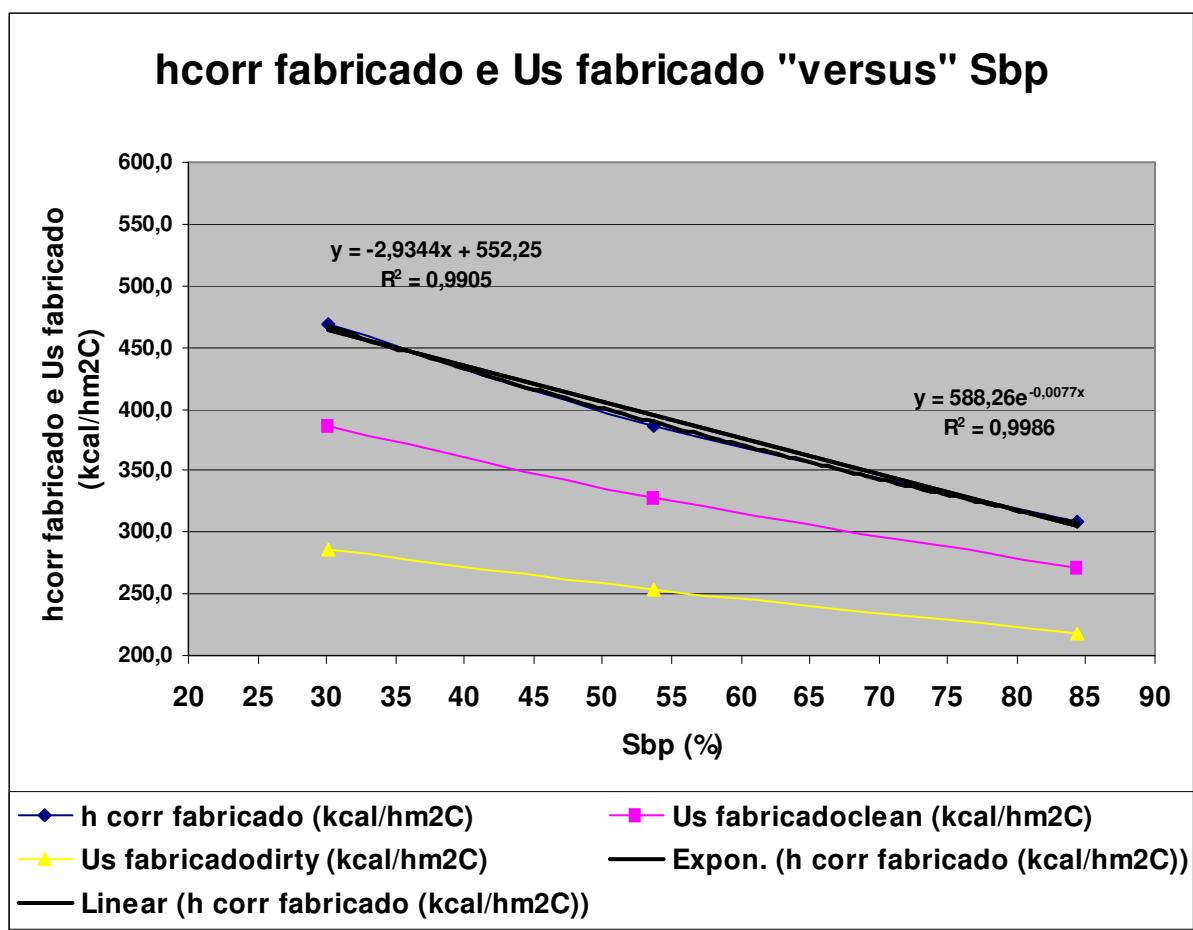


**Ilustração 18** - Coeficiente de película do lado do casco e coeficiente global de troca térmica em função da área de “vazamento” entre casco e chicana

8.3.1.3 Menor número de Carreiras/Fileiras de Tubos em Fluxo Cruzado (NC Fabricado pela Fornecedora do Equipamento = 3,15; NC Projeto Original Polibrasil = 7,70), e maior Espaço/Área para “Bypass” do Feixe de Tubos (FSBP Fabricado pela Fornecedora do Equipamento =  $0,518 \text{ M}^2$ ; FSBP Projeto Original Polibrasil =  $0,388 \text{ M}^2$ )

Estes parâmetros construtivos, mencionados no título do 8.3.1.3, tem efeito no adimensional ou fator de correção do coeficiente individual de troca térmica do lado do casco, devido ao “bypass” ( $J_b$ ). Como para os trocadores de calor fabricados, estes dois parâmetros construtivos são desfavoráveis, ou seja, menor número de carreiras/fileiras de tubos em fluxo cruzado ( $N_c$  fabricado = 3,15;  $N_c$  projeto original POLIBRASIL = 7,70), e maior espaço/área para “bypass” do feixe de tubos ( $F_{Sbp}$  fabricado = 0,518 m;  $F_{Sbp}$  projeto original POLIBRASIL = 0,388 m<sup>2</sup>), o  $J_b$  para estes trocadores de calor fabricados pela fornecedora dos equipamentos ficou aproximadamente 11% menor ( $J_b$  fabricado = 0,75 “versus”  $J_b$  projeto original POLIBRASIL = 0,83), tendo uma influência considerável na diferença dos coeficientes individuais de troca térmica do lado do casco.

A variação do coeficiente individual de troca térmica do lado do casco em função da área de bypass entre o feixe de tubos e casco ( $h_{corr}$  fabricado “versus”  $S_{bp}$ ), mostrando inclusive correlações (linear e exponencial), entre o coeficiente individual de troca térmica do lado do casco e este parâmetro geométrico dos trocadores de calor é mostrada na Ilustração 19.



**Ilustração 19** - Coeficiente de película do lado do casco e coeficiente global de troca térmica em função da área de “by pass” entre tubos e chicana

Os valores dos coeficientes individuais de troca térmica do lado do casco antes da aplicação dos adimensionais ou fatores de correção são semelhantes para os dois casos, porém nota-se um valor um pouco maior para os trocadores fabricados ( $hs_i$ .fabricado = 626 kcal/h<sup>o</sup>Cm<sup>2</sup>; “versus”  $hs_i$ . projeto original POLIBRASIL = 612 kcal/hm<sup>2</sup>oC), em função do maior valor de número de Reynolds para estes trocadores de calor construídos pela fornecedora dos “recuperadores de energia” ( $Re$  fabricado =  $1,45 \times 10^5$ ,  $Re$  projeto original POLIBRASIL =  $1,38 \times 10^5$ ), devido ao maior número de chicanas e consequentemente menor espaçamento entre chicanas destes últimos ( $ls$  fabricado = 0,5455 m;  $ls$  projeto original POLIBRASIL = 0,8712 m).

#### 8.4 OPORTUNIDADES DE MELHORIAS PARA O PROJETO

O projeto descrito nesta dissertação já foi implantado e a unidade da planta industrial onde os “recuperadores de energia” operaram já foi desativada e portanto, é impossível coletar-se mais dados sobre a operação dos mesmos, bem como fazer-se qualquer tipo de alteração, melhoria ou otimização do projeto de recuperação de energia, do qual os “recuperadores de energia” foram os equipamentos principais.

Apesar disto, fazendo-se uma análise crítica do projeto, ou do empreendimento, pode-se identificar algumas oportunidades para melhoria, caso se fosse desenvolver um projeto semelhante. Estas alterações para um projeto melhor seriam:

##### **8.4.1 Metodologia de Coleta de Dados e Determinação das Vazões e Temperaturas das Correntes Envolvidas no Projeto a Serem Utilizadas para Dimensionamento dos “Recuperadores de Energia”**

A coleta de dados que foram utilizados como dados de entrada para execução do projeto de “recuperação de energia” foi feita durante um período de cerca de três meses, o que pode ser considerado um período suficientemente grande, e que incluiu períodos de fabricação de todas as famílias de produtos fabricados pela planta da então POLIBRASIL (atualmente QUATTOR PETROQUÍMICA), porém a determinação dos valores a serem usados poderia ter sido feita de uma maneira melhor embasada cientificamente.

Como mencionado anteriormente, adotaram-se, como dados de entrada de vazões e temperaturas para execução do projeto de “recuperação de energia”, os valores médios

obtidos para estas variáveis durante este período de coleta de dados, acrescendo a estes valores médios cerca de 10%, e posteriormente fazendo-se um “arredondamento para cima”, o que acrescentou ainda pouco menos de 1% a estes valores. Embora este processo tenha propiciado resultados bastante aceitáveis para o projeto de recuperação de energia, acredita-se que o mais adequado seria ter se considerado este valor médio acrescido de um número de desvios padrões (provavelmente 2 ou 3 desvios padrões), pois assim se teria a estimativa de qual a probabilidade de ocorrência de condições operacionais de vazões e temperaturas maiores ou menores do que os valores utilizados para o projeto dos “recuperadores de energia”, e até, através da escolha do número de desvios padrões acrescentados à média, poder-se-ia até escolher qual o provável percentual de tempo de operação da unidade e se a mesma estaria operando abaixo e ou acima das vazões consideradas no projeto.

#### **8.4.2 Coleta de Dados Após a Instalação dos “Recuperadores de Energia”**

Os dados coletados após a instalação dos “recuperadores de energia” visaram verificar a eficiência e eficácia do projeto de recuperação de energia, ou seja, verificar se o projeto havia atingido seu objetivo, principalmente em termos de redução de consumo de combustíveis. Esta verificação pode ser feita em um período curto, a partir da leitura das temperaturas e vazões das correntes consideradas (gases de descarga do K-2301 e água de alimentação da caldeira), e dos consumos de óleo combustível na caldeira, e como já mencionado anteriormente, foi comprovada a redução de cerca de 9% no consumo de combustível.

A coleta de dados feita posteriormente objetivou verificar a adequação das adaptações feitas no método (“Método de Bell”), para dimensionamento dos “recuperadores de energia”, com os dois passes no lado do casco. Esta segunda parte da coleta de dados foi feita por um período relativamente curto, pois não faziam parte das prioridades das muitas atividades do pessoal técnico que trabalhou na planta neste período, o que não possibilitou verificar o efeito da formação de incrustação no coeficiente global de troca térmica dos “recuperadores de energia”. Provavelmente, a mesma coleta de dados feitos cerca de um ano após a instalação dos “recuperadores de energia” deveria levar a um coeficiente global de troca térmica dos “recuperadores de energia” próximo ao calculado, de em torno de 190 kcal/hm<sup>2</sup>oC.

### **8.4.3 Utilização da Corrente de Gases de Descarga do Compressor Centrífugo para Pré-Aquecimento da Água de Alimentação da Caldeira**

Teoricamente, em termos de melhor aproveitamento energético e exergético, o mais adequado seria iniciar o pré-aquecimento da água de alimentação da caldeira (BFW) com uma corrente quente de menor temperatura que os gases de descarga do compressor (K-2301), e somente fazer a parte final do aquecimento com uma corrente de alta temperatura como a dos gases de descarga do K-2301. Este processo ou procedimento pode ser suportado pela “Tecnologia ou Metodologia Pinch”, e principalmente pelos conceitos de exergia.

Porém, a aplicação do conceito de exergia e da “Tecnologia ou Metodologia Pinch”, em uma planta já projetada e instalada, exige geralmente um maior investimento do que o investimento necessário para fazer este tipo de aquecimento, utilizando as correntes de maior temperatura e aparentemente mais disponíveis e facilmente aproveitáveis, até mesmo por questões práticas de “layout” e proximidade de equipamentos.

Porém, a própria existência destas correntes de altas temperaturas disponíveis para “recuperação de energia” em uma planta petroquímica considerada moderna e atual para a época, seria uma indicação clara do “desperdício” de energia característico dos processos e projetos de plantas químicas e petroquímicas desenvolvidos e elaborados antes dos efeitos das crises do petróleo como mencionado no Capítulo 2 deste trabalho (Revisão Bibliográfica), e como também observado neste mesmo capítulo, geralmente estes projetos continuam sendo feitos sem os devidos cuidados com a preservação dos recursos naturais e do meio ambiente até os dias atuais, com o único objetivo de reduzir o custo do investimento de implantação do empreendimento, com exceção de alguns países europeus.

Levando em conta as observações acima e o fato de que os conceitos de exergia e da “Tecnologia ou Metodologia Pinch” não estarem bem divulgados e difundidos no país na época da elaboração do projeto de recuperação de energia, foi utilizada, para todo o processo de preaquecimento da água de alimentação da caldeira (BFW), a corrente dos gases de descarga do K-2301, com sucesso, no sentido de que o objetivo de preaquecer a BFW foi plenamente atingido e grande quantidade de combustível foi poupança e ainda uma considerável quantidade de gases produto de combustão deixou de ser emitida.

## 9 BIBLIOGRAFIA

1. **Agência para Aplicação de Energia (CESP/CPFL/ELETROPAULO/COMGÁS);** Manual de Administração de Energia (1998)
2. **Amorim, A.V.L; Manzoni, M.;** Sustentabilidade como Estratégia Empresarial, Trabalho apresentado à Escola de Administração de Empresas da Fundação Getúlio Vargas, como requisito para conclusão do Curso de Especialização em Gestão da Sustentabilidade (2007).
3. **Baracat, D.E.; Silva, M.D.; Cordeiro, M. M.; Moreira, R.; Lander, R.C.;** Sistema Informatizado de Dimensionamento de Trocadores de Calor do Tipo Casco-Tubos Segundo Método de Bell-Delaware. São Caetano do Sul, 2004.
4. **BARONTINI, G.;** Responsabilidade Social Empresarial - Crônica de um impasse anunciado ou: "Um mapa para avançar". Mercado Ético, disponível em <http://www.mercadoetico.terra.com.br/colunas>. Acesso em 07 set. 2007
5. **Bell, K.J.;** Exchanger Design Based on the Delaware Research, Petro Chem 32 C26-C40, October 1960.
6. **Bell, K.J.;** Final Report of the Cooperative Research Program on Shell and Tube Heat Exchanger, Bulletin no. 5, University of Delaware, June 1963.
7. **Bell, K.J.;** The Delaware Method for Shell-Side Rating of Shell-And-Tube Heat Exchangers, University of Delaware, June 1963.
8. **Bird, R.B; Stewart, W.E.; Lightfoot, E.N.;** Transport Phenomena. John Wiley & Sons Inc. New York 1960.
9. **Companhia Brasileira de Caldeiras (CBC);** Projeto de Reforma da Caldeira da POLIBRASIL , São Paulo 2001.
10. **Companhia Brasileira de Caldeiras (CBC);** Manual de Operação da Caldeira POLIBRASIL (F-3501), São Paulo 2003.
11. **Cespedes, J.F.P.; Oliveira Junior, S.;** Análise Termoeconômica de Plantas de Cogeração. Escola de Engenharia Mauá. São Caetano do Sul. (Curso de Sistemas de Cogeração 2001).

12. **Cespedes, J.F.P.; Paiva, M.A.S.**; Energia e Meio Ambiente. Escola de Engenharia Mauá. São Caetano do Sul. (Curso de Conservação de Energia e Substituição de Energéticos 2001).
13. **Herkenhoff, R.G.; Veloso, E.**; Avaliação e Operação de Equipamentos de Transferência de Calor I. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (Curso de Avaliação e Operação de Equipamentos de Transferência de Calor da Fundação para Desenvolvimento Tecnológico da Engenharia 1982).
14. **Herkenhoff, R.G.; Veloso, E.**; Descrição Geral de Permutadores de Calor Tipo Casco e Tubos. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (Curso de Avaliação e Operação de Equipamentos de Transferência de Calor da Fundação para Desenvolvimento Tecnológico da Engenharia 1982).
15. **Hirata, C.M.M.; Hegedus, C.E.N.; Triboli, E.P.R.; Leonhardt, G.F.; Barbosa, M.C.**; Normas para Apresentação de Documentos Científicos: Teses, Dissertações; Trabalhos Acadêmicos e Monografias. São Caetano do Sul (2002).
16. **Kern, D. Q.**; Process Heat Transfer. McGraw-Hill Book Company Inc. New York, 1950.
17. **Ludwig, E.E.**; Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants. Gulf Publishing Company. Houston Texas 1965.
18. **Michael, A.; Hitt, M.A.; Ireland, R.D.; Lee, H.**; Technological Learning, Knowledge Management, Firm Growth and Performance: An Introductory Essay. Journal of Engineering and Technology Management (2000).
19. **Moreira, J.R.**; Manual de Administração de Energia. Escola de Engenharia Mauá. São Caetano do Sul. (Curso de Fundamentos de Energia 2000).
20. **Oliveira Junior, S.; Hombeeck, Van M.**; Exergy Analysis of Petroleum Separation Processes in Offshore Platforms. ECOS`96, Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems. Stockholm, Sweden; June 1996.
21. **Paiva, M.A.S.**; Recuperação de Calor e Bombas de Calor. . Escola de Engenharia Mauá. São Caetano do Sul. (Curso de Conservação de Energia e Substituição de Energéticos 2001).
22. **Palen J.W.; Taborek, J.**; Solution of Shell Side Flow Pressure Drop and Heat Transfer by Stream Analysis Method, CEP Symp. Series 65, NO. 92 (Heat Transfer Philadelphia), 53-63 (1969).

23. **Perry, H.R.; Chilton C.H.**; Chemical Engineer's Handbook. McGraw-Hill Kogakusha LTDA. Tokyo 1973 (5<sup>a</sup> Edição).
24. **Perry, H.R.; Chilton C.H.**; Chemical Engineer's Handbook. McGraw-Hill Kogakusha LTDA. Tokyo 1997 (7<sup>a</sup> Edição).
25. **Prithiviraj, M.; Andrews, M.J.**; Three-Dimensional Numerical Simulation of Shell-and-Tube Heat Exchangers. Part II: Heat Transfer. Numerical Heat Transfer, Part A 1998. Department oh Mechanical Engineering, Texas A & M University.
26. **Ravagnani, M.A.S.S.; Silva, A.P.; Andrade, A.L.**; Detailed Equipment Design in Heat Exchanger Networks Synthesis and Optimisation. Chemical Engineering Department, Centre of Technology, UEM – State University of Maringá.
27. **Roque, M.C.; Lona L.M.F.**; The Economics of the Detailed of Heat Exchanger Networks Using the Bell Delaware Method. Computers and Chemical Engineering 24 (2000), 1349-1353, Laboratório de Análise, Simulação e Síntese de Processos Químicos - LASSPQ, Faculdade de Engenharia Química – DPQ – UNICAMP - Cidade Universitária Zeferino Vaz.
28. **SHELL INTERNATIONALE CHEMIE MAATSCHAPPIJ B.V. THE HAGUE**; Polypropylene Plant, Design Book, Polypropylene Plant, POLIBRASIL-SÃO PAULO-BRAZIL,1977.
29. **Silva, J.C.T.**; Gestão da Tecnologia nas Empresas e Interface com a Gestão Ambiental e Gestão Energética. Departamento de Engenharia de Produção, Faculdade de Engenharia, UNESP, Campus de Bauru, 2005.
30. **Silva, G.A; Vianna, F.C.**; Análise de Ecoeficiência: Análise do Desempenho Econômico-Ambiental do Biodiesel e do Petrodiesel, Trabalho apresentado à Escola de Politécnica da Universidade de São Paulo, para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Química (2006).
31. **Song, T. W**; Transferência de Calor. Escola de Engenharia Mauá. São Caetano do Sul. (Curso de Transferência de Calor 2001).
32. **Stehlík, P.; Nemcanský, J.; Král, D.; Swanson, L.W.**; Comparison of Correction Factors for Shell-and-Tube Heat Exchangers with Segmental or Helical Baffles. Heat Transfer Engineering, volm 15, no 1, 1994.
33. **Taborek, J.; Palen J.W.**; Solution of Shell Side Flow Pressure Drop and Heat Transfer by Stream Analysis Method, CEP Symp. Series 65, NO. 92 (Heat Transfer Philadelphia), 53-63 (1969).

34. **TEMA**; Tubular Exchanger Manufacturers Association, 6 ed, TEMA (1978).
35. **Wolverine**; Tube Engineering Data Book (1965).
36. **Wylen, Van G.J.; Sonntag, R.E.; Borgnakke, C.**; Fundamentos da Termodinâmica Clássica. Editora Edgard Blücher LTDA. São Paulo, 3<sup>a</sup> Edição (1995).

## ANEXO A.6

### A.6.1 INTRODUÇÃO

O Método da Universidade de Delaware (“Método de Bell”), utilizado para o cálculo do coeficiente individual de troca térmica (coeficiente de película) e para o cálculo da perda de carga do lado do casco de trocadores de calor do tipo casco e tubos é baseado em resultados de uma longa pesquisa experimental e uma extensa coleta de dados, bem como em elaborado desenvolvimento analítico/teórico iniciados no final dos anos 40 e oficialmente finalizado no início da década de 60 com um relatório final emitido em 1963 (conforme mencionado adiante), mas que continuou recebendo contribuições importantes para sua melhoria até o final desta mesma década.

O método é específico para correntes de fluido de uma única fase, ou seja, correntes que são alimentadas ao lado do casco do trocador como 100% líquido ou 100% gás, e onde não ocorre nenhuma condensação ou vaporização.

O processo de aplicação do método exposto neste trabalho tem como objetivo mostrar da forma mais clara possível a utilização prática do “Método de Bell”, isto é, através de uma apresentação “passo a passo” do processo de aplicação do método, aumentar a facilidade para o seu uso e via esclarecimentos ou explicações feitas a cada passo geralmente considerado menos “intuitivo” possibilitar uma melhor compreensão dos conceitos nos quais o mesmo está baseado.

O exposto abaixo está preponderantemente baseado no artigo “Exchanger Design Based on Delaware Research Program” de K.J. Bell publicado na Chem. Eng. (Outubro 1960), e no relatório final do grupo de pesquisa da Universidade de Delaware sobre o assunto, “Final Report of the Cooperative Research Program on Shell and Tube Heat Exchanger”, de K.J. Bell (Junho 1963).

### A.6.2 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

O método assume que a vazão e as temperaturas de entrada e saída das duas correntes que alimentam o trocador de calor (lado do casco e lado dos tubos), sejam conhecidas ou possam ser calculadas pelos balanços mássicos e energéticos. No caso de

correntes gasosas, é necessário também conhecer as pressões de entrada destas correntes no equipamento.

Também é considerado que as propriedades físicas das correntes (densidade, viscosidade, condutividade térmica, calor específico) sejam previamente conhecidas, ou possam ser estimadas como uma função da temperatura, ou ainda temperatura e pressão.

No que diz respeito às características geométricas do trocador de calor, as mesmas devem ser conhecidas ou estimadas preliminarmente para o cálculo final do coeficiente de película e a perda de carga do lado do casco. Estas características geométricas são:

- Diâmetros externo e interno dos tubos (diâmetro nominal:  $d_o$ , e BWG dos tubos)
- Arranjo ou “layout” dos tubos (“pitch”:  $p$ )
- Diâmetro interno do casco ( $D_i$ )
- Diâmetro externo do feixe de tubos ( $D_{otl}$ )
- Comprimento efetivo dos tubos ( $l_{efet}$ )
- Corte das chicanas ( $l_c$ )
- Espaçamento das chicanas ( $l_s$ )
- Diâmetro das chicanas ( $D_b$ ).
- Diâmetro dos orifícios na chicana para passagem dos tubos ( $d_furo$ ).
- Número de pares de tiras ou barras de selagem ( $N_{ss}$ ).

A partir destas características geométricas, todos os parâmetros construtivos do trocador de calor do tipo casco e tubos podem ser calculados, utilizando as equações específicas que serão apresentadas durante esta exposição do método. Entretanto, se algum parâmetro for conhecido de antemão, como, por exemplo, o espaçamento entre tubos e chicanas ( $S_{tb}$ ), ou espaçamento entre casco e chicanas ( $S_{sb}$ ), o valor deste parâmetro deve ser diretamente utilizado, reduzindo assim o intervalo de incerteza do cálculo.

Para completar os cálculos térmico e hidráulico do trocador de calor, é necessário também conhecer o material de construção dos tubos, sua condutividade térmica ( $k_{metal}$ ) e rugosidade relativa ( $\epsilon/d_i$ ).

Obviamente, os balanços mássicos e energéticos efetuados nas duas correntes devem ser satisfeitos, ou seja, o acréscimo de entalpia do fluido frio deve ser o mesmo que o decréscimo de entalpia do fluido quente e ambos devem ser compatíveis com a taxa de calor trocado entre os fluidos, calculada pela equação:

$$Q = U * A * (LMTD * F), \text{ (equação A.6.2.1), ou}$$

$$Q = U * A * (\Delta T_{lm} * F) \text{ (equação A.6.2.2).}$$

### A.6.3 CÁLCULO/DIMENSIONAMENTO GENÉRICO DE UM TROCADOR CALOR PELO MÉTODO DA UNIVERSIDADE DE DELAWARE (“MÉTODO DE BELL”)

A área de troca térmica ( $A$ ) é estimada primeiramente utilizando a equação A.6.2.1 ou A.6.2.2 e a partir de um coeficiente global de troca térmica ( $U_{sl}$ ), sugerido pela literatura especializada para o processo de troca térmica em questão, o mais semelhante possível ao que deverá ocorrer no trocador de calor a ser calculado, ou mesmo a partir de um coeficiente global de troca térmica proveniente da experiência acumulada dos projetistas do equipamento. A combinação das duas abordagens (dados de literatura e experiência dos projetistas) pode ser usada, resultando geralmente em um valor mais próximo do coeficiente global de troca térmica obtido nos cálculos finais.

Com esta primeira estimativa de área de troca térmica, e conhecendo-se as vazões, características e propriedades físicas das duas correntes envolvidas na troca térmica (lado do casco e lado dos tubos), e ainda considerando diâmetro externo, espessura e comprimento efetivo dos tubos adequados ao processo ( $d_o$ , BWG, e  $l_{efet}$  respectivamente), é possível, levando em conta também as velocidades recomendadas para o fluído nos tubos do trocador estimar:

- $N_t$  = número total de tubos.
- $N_{ptub}$  = número de passes nos tubos

Então, pode ser definido um trocador de calor preliminar ou “tentativo” e, portanto, podem ser estimadas as características geométricas acima mencionadas ( $D_i$ ;  $D_{otl}$ ;  $l_c$ ;  $l_s$ ;  $D_b$ ;  $d_furo$ ;  $N_{ss}$ ), e pode-se calcular os parâmetros construtivos necessários para a especificação do trocador de calor.

A partir da área de troca térmica inicial ( $A_{tttent}$ ), das características geométricas e dos parâmetros construtivos do trocador tentativo, e com as características das correntes de entrada e saída do equipamento, estas últimas determinadas a partir das necessidades do processo e dos balanços materiais e energéticos, pode-se calcular os coeficientes individuais de troca térmica: coeficiente de película do lado do casco, onde se utiliza o “Método de Bell” propriamente dito, e do lado dos tubos, geralmente calculado por métodos convencionais, gráficos ou analíticos, já amplamente empregados e consagrados.

Finalmente, de posse dos coeficientes de película ou coeficientes individuais de troca térmica e considerando os fatores de incrustação (lado do casco, e lado dos tubos), sugeridos pela literatura especializada, ou provenientes da experiência acumulada dos projetistas do equipamento, ou ainda, o que seria mais conveniente, uma combinação de

ambos, calcula-se o coeficiente global de troca térmica ( $U_s$ ), utilizando-se também a resistência à troca térmica imposta pela parede dos tubos, estimada a partir dos diâmetros externo e espessura do tubo e condutividade térmica do material de construção dos mesmos.

Utilizando este valor de  $U_s$ , a taxa de calor a ser trocado ( $Q$ ) e a diferença de temperatura média logarítmica corrigida ( $LMTD^*F$ , ou  $\Delta T_{lm}^*F$ ), ambas também determinadas pelas necessidades do processo e dos balanços materiais e energéticos, pode-se calcular a área de troca térmica requerida para executar a troca térmica exigida pelo processo ( $A_{req}$ ).

Se esta área de troca térmica requerida ( $A_{req}$ ) for inferior à área de troca térmica inicial ou à área de troca térmica do trocador tentativo ( $A_{tent}$ ), e esta diferença entre  $A_{tent}$  e  $A_{req}$  estiver no intervalo de 15 a 30% do valor de  $A_{req}$ , a área tentativa  $A_{tent}$  deverá ser aceita, e então denominada área a ser utilizada no trocador de calor definitivo ( $A_{util}$ ) e, portanto, o trocador preliminar, agora denominado trocador definitivo, será aceito, especificado mecanicamente, detalhado, fabricado e instalado.

Se a  $A_{req}$  for maior do que a  $A_{tent}$ , ou seja, a área de troca térmica requerida for maior do que a área de troca térmica inicial ou tentativa, é necessário recalcular o equipamento, mudando a área de troca térmica via alteração de uma ou mais características geométricas do trocador de calor.

Normalmente o processo todo é repetido utilizando-se uma nova e maior área de troca térmica inicial ou tentativa ( $A_{tent}$  rev. 1), geralmente 15% maior do que a área de troca térmica requerida obtida no cálculo. Para obter esta nova e maior área de troca térmica tentativa o comprimento efetivo dos tubos ( $l_{efet}$ ) é a característica geométrica geralmente alterada, principalmente porque é a característica que requer os menores esforços para o “recálculo” do coeficiente individual de troca térmica do lado do casco e do novo coeficiente global de troca térmica e da nova área de troca térmica. Idealmente, o valor de  $A_{tent}$  ou  $A_{util}$  deve ser da ordem de 15 a 30% superior a  $A_{req}$ , devido à incerteza intrínseca ao método de cálculo dos trocadores de calor.

Na realidade, o “Método de Bell” apresenta um desvio médio no coeficiente de película do lado do casco de cerca de 15% inferior ao valor realmente verificado na prática, isto é, um desvio, em média, “para o lado da segurança”, pois leva geralmente a valores de área de troca térmica requerida ( $A_{req}$ ) maiores do que a área de troca térmica que seria realmente necessária. Porém, em alguns casos, o método pode superestimar o valor de  $U_s$ , por isso, este excesso de área de troca térmica deve ser considerado desejável.

Neste aspecto, é válido observar que, embora o “Método de Bell” fosse considerado, em termos gerais, o mais recomendado e o que apresentava menores incertezas da

literatura aberta durante o final da década de 60, década de 70 e início dos anos 80, o mesmo não é excepcionalmente acurado. Estudos efetuados com um grande número de dados experimentais, considerando vários tipos de fluidos e características das correntes de alimentação dos trocadores de calor mostraram que, mesmo tendo um desvio médio de cerca de 15% “para o lado da segurança”, o método calcula coeficientes de película do lado do casco de 50% inferior a 100% superior que os valores observados experimentalmente (da metade ao dobro dos valores práticos) segundo Palen e Taborek (1969).

Em termos da perda de carga do lado do casco, o método apresenta desvio médio de aproximadamente 5% inferior ao experimentalmente observado (“para o lado inseguro”), para números de Reynolds acima de 1000, mas pode gerar valores de 50% inferiores a 200% superiores que os valores de perda de carga do lado do casco verificados na prática (da metade ao triplo dos valores práticos), também de acordo com Palen e Taborek (1969).

#### A.6.4 PROCESSO/METODOLOGIA DE CÁLCULO

##### A.6.4.1 Cálculo de Parâmetros Construtivos

###### A.6.4.1.1 Número total de tubos (Nt)/número de passes do lado dos tubos (Nptub)

Deve-se estimar o número total de tubos (Nt), através da área de troca térmica preliminar ou tentativa (Attent), e a área externa de um tubo (Atub), estimada a partir do diâmetro externo dos tubos (do) e do comprimento efetivo dos mesmos (lefe), segundo as equações:

$$A_{tub} = \pi * do * lefe \quad (\text{equação A.6.4.1.1})$$

$$NT = \frac{Attent}{Atub} \quad (\text{equação A.6.4.1.2})$$

O número de passes do lado dos tubos (Nptub) deve ser determinado a partir da velocidade recomendada para o fluido do lado dos tubos (vrectub), da vazão volumétrica desta corrente (Vtub`), e da área de passagem por tubo (Apasstub). As equações que determinam este parâmetro construtivo do trocador são:

$$A_{passagemtubo} = \frac{\pi * di^2}{4} \quad (\text{equação A.6.4.1.3}).$$

$$Nptub = vrectub * Apasstub * \frac{NT}{V'tub_{passagemtubo}} \quad (\text{equação A.6.4.1.4}).$$

#### A.6.4.1.2 Arranjo dos tubos (p)/diâmetro do feixe de tubos (DOTL)

O arranjo e o passe (“pitch”) de tubos são determinados pelas características das correntes envolvidas na troca térmica e necessidades do processo.

Geralmente, são escolhidos o passe (“pitch”) de 1” e arranjo quadrado, pois apresenta o melhor compromisso entre o coeficiente de película e a perda de carga do lado do casco, e ainda proporciona uma maior facilidade de limpeza do lado externo dos tubos (possibilidade de utilização eficiente de sistemas de hidrojateamento).

Com Nt, Nptub, p, e o tipo de trocador de calor a ser instalado segundo o padrão TEMA pode ser definido. Embora haja sempre um compromisso entre o equipamento ideal a ser instalado em termos técnicos e operacionais e o custo do mesmo, geralmente trocador de calor de cabeçote flutuante (tipo A ou B ou menos freqüentemente C), e feixe de tubos removível (tipo P ou S ou menos freqüentemente T), são escolhidos, principalmente devido a facilidades de limpeza e manutenção,

Se possível, trocadores com um passe, ou menos freqüentemente, com dois passes (tipo E, ou F respectivamente), são especificados, embora esta decisão deva ser tomada em função das temperaturas de entrada e saída dos fluidos no equipamento e visando a maximização do fator de correção da diferenças de temperatura média logarítmica (F).

Com todos estas características geométricas definidas, pode-se então, a partir de tabelas específicas, determinar o diâmetro do feixe de tubos (Dotl), bem como do diâmetro interno do casco (Di).

#### A.6.4.1.3 Número de Carreiras de Tubos em Fluxo Cruzado (Nc)

Este parâmetro determina o número de fileiras ou carreiras de tubos que não passam pelos cotes das chicanas, ou seja, que podem ser considerados em uma posição geometricamente ortogonal ou normal as linhas de fluxo do fluido do lado do casco. O valor de Nc pode ser obtido através de contagem do número de carreiras ou fileiras de tubos em fluxo cruzado no desenho preliminar do trocador (já definidos p, Nt, Nptub, Ic, Dotl, e Di), ou pode-se estimar este parâmetro via a equação a seguir:

$$Nc = Di * [1 - 2 * \frac{lc}{Di}] \frac{1}{p} \quad (\text{equação A.6.4.1.5})$$

#### A.6.4.1.4 Fração do número total de tubos em fluxo cruzado (Fc)

Este parâmetro cuja definição poderia ser expressa pela equação:

$$Fc = \frac{Nc}{NT} \text{ (equação A.6.4.1.6)}$$

Também pode ser obtido pela contagem do número de tubos em fluxo cruzado (Nc), do desenho preliminar do trocador (já definidos Nt, Nptub, Ic, Dotl, e Di), e então fazer a divisão deste número pelo número total de tubos (Nt), obtendo assim a fração de tubos em fluxo cruzado (Fc), ou pode ser avaliado pelo gráfico em que Fc é estimado como uma função do percentual de corte das chicanas transversais [(Ic/Di) (100%)], para diferentes diâmetros internos do casco (Di) (Ilustração A.6.).

Também é válido estimar este parâmetro construtivo empregando a equação:

$$F_c = \left( \frac{1}{\pi} \right) * \left( \pi + 2 * \left[ \frac{(D_i - 2l_c)}{D_{otl}} \right] * \operatorname{sen} * \left[ \arccos \left[ \frac{(D_i - 2l_c)}{D_{otl}} \right] \right] - 2 * \arccos \left[ \frac{(D_i - 2l_c)}{D_{otl}} \right] \right) \text{ (equação A.6.4.1.7)}$$

Na qual todos os ângulos ou arcos devem ser expressos em radianos

Ou ainda a equação simplificada:

$$F_c = \frac{[(D_i - 2l_c) * D_{otl}]}{\left[ \pi * \frac{(D_{otl}^2)}{4} \right]} \text{ (equação A.6.4.1.7 A)}$$

$$F_c = \left( \frac{4}{\pi} \right) * \left[ \frac{(D_i - 2l_c)}{(D_{otl})} \right] \text{ (equação A.6.4.1.7 B)}$$

Que estima Fc como uma relação da “área frontal” do feixe de tubos que estaria em fluxo cruzado, aproximada pela área do retângulo:

$$A_{ret} = (Db - 2 * lc) * Dotl \text{ (equação A.6.4.1.8)}$$

Dividida pela “área frontal” total do feixe de tubos, estimada pela área do círculo:

$$Acírculo = \frac{1}{4} (\pi * Dotl^2) \quad (\text{equação A.6.4.1.9})$$

#### A.6.4.1.5 Número de carreiras de tubos em fluxo cruzado nas janelas ou corte das chicanas transversais (Ncw)

Deve ser estimado pela equação:

$$N_{cw} = 0,8 * \left( \frac{l_c}{p} \right) \quad (\text{equação A.6.4.1.10})$$

#### A.6.4.1.6 Número de chicanas transversais (Nb)

Calculado a partir do comprimento efetivo dos tubos (lefet) e do espaçamento entre chicanas:

$$N_b = \left( \frac{lefet}{l_s} \right) - 1 \quad (\text{equação A.6.4.1.11})$$

#### A.6.4.1.6 Área para o fluxo cruzado na linha de centro do trocador de calor (Sm)

A área para o fluxo cruzado na linha de centro do trocador de calor (Sm), pode ser considerada a área em posição ortogonal ou normal às linhas de fluxo do fluido no lado do casco e deve ser calculada pela equação:

$$S_m = l_s \left\{ [D_i - D_{ot1}] + \left[ \frac{(D_{ot1} - d_o)}{p} \right] * (p - d_o) \right\} \quad (\text{equação A.6.4.1.12})$$

#### A.6.4.1.7 Fração da área para fluxo cruzado na linha de centro do trocador de calor que permite “bypass” do fluido do casco (FSBP)

A fração da área para fluxo cruzado na linha de centro do trocador de calor que permite “bypass” do fluido de processo (Fsbp) é a fração da Sm representada pela área entre Di e Dotl, facilmente calculada pela equação:

$$F_{sbp} = \frac{[(D_i - D_{ot1}) * l_s]}{S_m} \quad (\text{equação A.6.4.1.13})$$

#### A.6.4.1.8 Área de vazamento entre tubo e chicana (Stb)

Esta área de vazamento entre tubo e chicana (Stb) pode ser estimada simplesmente calculando a área da coroa circular entre o diâmetro externo dos tubos ( $d_o$ ) e o furo na chicana transversal para passagem do tubo do trocador, ( $d_furo$ ), e multiplicar pelo número total de tubos, corrigido pelo fato de que os tubos em fluxo cruzado são, “a grosso modo”, contados duas vezes. Com isso, a equação fica:

$$S_{tb} = \left[ \pi \frac{(d_{furo}^2 - d_o^2)}{4} \right] * [N_t (1 + F_c)] \quad (\text{equação A.6.4.1.14})$$

ou pode ser estimada pelas equações genéricas:

$$S_{tb} = 0,0152 N_t * (1 + F_c) \text{ para tubos de } d_o = \frac{5}{8}'' \quad (\text{equação A.6.4.1.15 A})$$

$$S_{tb} = 0,0184 N_t * (1 + F_c) \text{ para tubos de } d_o = d_n = \frac{3}{4}'' \quad (\text{equação A.6.4.1.15 B})$$

$$S_{tb} = 0,0245 N_t * (1 + F_c) \text{ para tubos de } d_o = d_n = 1'' \quad (\text{equação A.6.4.1.15 C})$$

Estas equações genéricas estão baseadas em trocadores de calor construídos segundo o TEMA classe R (trocadores de calor projetados para condições severas de operação, onde são desejadas maiores eficiências, segurança e durabilidade para o equipamento; classe R é geralmente utilizada para equipamentos projetados para operar na indústria do petróleo e petroquímica, embora, para esta última, já exista uma classe específica, isto é, classe B).

#### A.6.4.1.9 Área de vazamento entre casco e chicana transversal (Ssb)

Esta área de vazamento entre casco e chicana (Ssb) pode ser estimada simplesmente calculando a área da coroa circular entre o diâmetro interno do casco ( $D_i$ ) e o diâmetro das chicanas transversais do trocador que está sendo calculado ( $D_b$ ). Porém, esta coroa não é relativa a todo o perímetro das chicanas transversais, mas somente à parte do perímetro da chicana não afetado pelo corte da chicana. A equação para o cálculo de Ssb fica sendo:

$$S_{sb} = \left[ \frac{(D_i^2 - D_b^2)}{4} \right] * \left[ \pi - \arccos \left( 1 - 2 \frac{l_c}{D_i} \right) \right] \quad (\text{equação A.6.4.1.16})$$

ou ainda, considerando  $s_b$ , como o espaçamento entre  $D_i$  e  $D_b$ , isto é:

$$s_b = (D_i - D_b) \quad (\text{equação A.6.4.1.17})$$

Tem-se:

$$S_{sb} = \left\{ \frac{[(D_i^2 - (D_i - s_b)^2)]}{4} \right\} * \left[ \pi - \arccos \left( 1 - 2 \frac{l_c}{D_i} \right) \right]$$

(equação A.6.4.1.18).

Uma outra equação, menos rigorosa geometricamente falando, para estimativa deste parâmetro é:

$$S_{sb} = \left( \frac{D_i \cdot s_b}{2} \right) * \left[ \pi - \arccos \left( 1 - 2 \frac{l_c}{D_i} \right) \right] \quad (\text{equação A.6.4.1.19})$$

O valor de  $S_{sb}$  é tabelado em função do diâmetro interno do trocador ( $D_i$ ) para trocadores de calor de classe R.

Uma terceira maneira de avaliar este parâmetro construtivo é através do gráfico que apresenta o valor de  $S_{sb}$  como função do percentual de corte das chicanas transversais  $[(l_c/D_i) (100\%)]$ , para diferentes diâmetros internos do casco ( $D_i$ ) (vide Ilustração A.6.).

#### A.6.4.1.10 Área para vazão ou área de passagem através da janela ou corte das chicanas transversais ( $S_w$ )

Esta área de passagem através da janela ou corte das chicanas transversais ( $S_w$ ) é obtida através da subtração da área total da janela ou corte das chicanas ( $S_{wg}$ ), pela área da janela ou corte das chicanas ocupada pelos tubos que passam pela mesma ( $S_{wt}$ ), isto é:

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} \quad (\text{equação A.6.4.1.20})$$

O valor da característica  $S_w$  pode ser calculado pela equação:

$$S_{wg} = \left[ \left( \frac{D_i^2}{4} \right) \right] * \left\{ \left[ \arccos \left( 1 - 2 \frac{l_c}{D_i} \right) \right] - \left[ 1 - 2 \frac{l_c}{D_i} \right] * \sin \left[ \arccos \left( 1 - 2 \frac{l_c}{D_i} \right) \right] \right\} \quad (\text{equação A.6.4.1.21})$$

#### A.6.4.1.21)

Outra maneira de avaliar Swg é através do gráfico que apresenta o valor de Swg como função do percentual de corte das chicanas transversais [(lc/Di) (100%)], para diferentes diâmetros internos do casco (Di) (vide Ilustração A.6.).

A área da janela ou corte das chicanas transversais ocupadas pelos tubos (Swt) é dada pela equação:

$$S_{wt} = \left( \frac{N_t}{8} \right) * (1 - F_c) * \pi * d_o^2 \quad (\text{equação A.6.4.1.22})$$

Também este parâmetro construtivo (Swt) pode ser avaliado graficamente a partir do gráfico apropriado (vide Ilustração A.6.), o qual apresenta o valor de Swt como uma função do número total de tubos do trocador de calor (Nt), da fração de tubos em fluxo cruzado (Fc), e ainda do diâmetro externo ou diâmetro nominal dos tubos (do).

#### A.6.4.1.11 Diâmetro equivalente da janela ou corte das chicanas transversais (DW) (apenas necessário em caso de regime laminar do lado do casco: $Re < 100$ )

Este parâmetro construtivo é calculado pela equação:

$$D_w = \frac{(4S_w)}{\left[ \left( \frac{\pi}{2} \right) * (1 - F_c) * d_o \pm D_i * \theta \right]} \quad (\text{equação A.6.4.1.23})$$

sendo  $\theta$  o ângulo de corte das chicanas, calculado pela equação:

$$\theta = 2 \arccos \left( 1 - 2 \frac{l_c}{D_i} \right) \quad (\text{equação A.6.4.1.24})$$

Também esta característica geométrica ( $\theta$ ), para o cálculo do parâmetro construtivo (Dw), pode ser avaliada graficamente a partir do gráfico apropriado (vide Ilustração A.6.), o qual apresenta o valor de  $\theta$  como uma função do percentual de corte das chicanas transversais [(lc/Di) (100%)].

#### A.6.4.2 Cálculo do Coeficiente Individual de Troca Térmica do Lado do Casco (Coeficiente de Película da Transferência de Calor: hs).

##### A.6.4.2.1 Cálculo do número de Reynolds do lado do casco (Res)

O “Método de Bell” define o Res pela equação:

$$\text{Re } s = d_{os} \frac{W_s}{(\mu_s \cdot S_m)} \quad (\text{equação A.6.4.2.1})$$

onde:

$W_s$  = vazão mássica da corrente do lado do casco

$\mu_s$  = viscosidade do fluido do lado do casco

O método sugere que a temperatura média aritmética das temperaturas de entrada ( $T_i$ ) e de saída ( $T_f$ ) da corrente do lado do casco deve ser considerada para a avaliação das características ou propriedades físico-químicas desta corrente (densidade, viscosidade, condutividade térmica, calor específico, etc).

#### A.6.4.2.2 Cálculo do adimensional ou fator ( $j_i$ ) para estimativa do coeficiente individual de troca térmica do lado do casco ( $h_{si}$ )

O adimensional ou fator ( $J_i$ ), para estimativa do coeficiente individual de troca térmica do lado do casco, deve ser avaliado através do gráfico específico (vide Ilustração A.6.), o qual apresenta o valor de  $J_i$  como uma função do número de Reynolds ( $Res$ ), do diâmetro externo dos tubos ( $d_o$ ), e do arranjo e do passo ( $p$ ) dos tubos.

#### A.6.4.2.3 Cálculo do coeficiente individual de troca térmica do lado do casco (coeficiente de película do lado do casco) para um feixe de tubos “ideal” ( $h_{is}$ )

O cálculo do coeficiente individual de troca térmica do lado do casco (coeficiente de película), para um feixe de tubos sem vazamentos ( $h_{is}$ ), deve ser efetuado pela equação:

$$h_{is} = J_i * c_{ps} * \left( \frac{W_s}{S_m} \right) * \left\{ \left[ \frac{k_s}{(c_{ps} \times \mu_s)} \right]^{\frac{2}{3}} \right\} * \left( \frac{\mu_s}{\mu_{sw}} \right)^{0,14} \quad (\text{equação A.6.4.2.2})$$

onde:

$c_{ps}$  = calor específico do fluido do lado do casco.

$k_s$  = condutividade térmica do fluido do lado do casco

$\mu_{sw}$  = viscosidade do fluido do lado do casco na temperatura de parede

A.6.4.2.4 Cálculo dos adimensionais ou fatores de correção para o coeficiente individual de troca térmica do lado do casco

A.6.4.2.4.1 Adimensional ou Fator de Correção Devido a Configuração ou Corte das Chicanas ( $J_c$ )

A estimativa do adimensional ou fator de correção devido à configuração ou corte das chicanas ( $J_c$ ) deve ser feita através do gráfico específico (vide ilustração A.6.1), o qual apresenta o valor de  $J_c$  como uma função da fração de tubos em fluxo cruzado ( $F_c$ ) e o diâmetro interno do casco ( $D_i$ ).

A.6.4.2.4.2 Adimensional ou Fator de Correção Devido ao Efeito de Vazamentos nas Chicanas Transversais ( $J_l$ )

A estimativa do adimensional ou fator de correção devido ao efeito de vazamentos nas chicanas transversais ( $J_l$ ) deve ser feita através do gráfico específico (vide Ilustração A.6.2), o qual apresenta o valor de  $J_l$  como uma função da razão entre área total que permite vazamentos, ou seja, vazamento casco e chicana ( $S_{sb}$ ), e vazamento tubos e chicana ( $S_{tb}$ ), e a área para fluxo cruzado na linha de centro do trocador ( $S_m$ ), portanto  $(S_{tb}+S_{sb})/S_m$ , e a relação entre a área que permite vazamento casco e chicana e a área total que permite vazamentos, portanto  $S_{sb}/(S_{tb}+S_{sb})$

A.6.4.2.4.3 Adimensional ou Fator de Correção Devido ao Efeito de Bypass do Feixe de Tubos ( $J_b$ )

A estimativa do adimensional ou fator de correção devido ao efeito de “bypass” do feixe de tubos pela corrente do lado do casco ( $J_b$ ) deve ser feita através do gráfico específico (vide ilustração A.6.3), o qual apresenta o valor de  $J_b$  como uma função da fração de área em fluxo cruzado que permite o “bypass” do feixe de tubos ( $F_{sbp}$ ), e da relação entre pares de tiras de selagem ( $N_{ss}$ ) e o número de tubos em fluxo ( $N_c$ ), isto é,  $N_{ss}/N_c$ . Também o perfil de escoamento do fluido do lado do casco (escoamento laminar ou escoamento turbulento) influi no valor de  $J_b$ , sendo que, como esperado, o valor de  $J_b$  é maior para escoamento em regime turbulento.

A.6.4.2.4.4 Adimensional ou Fator de Correção Devido ao Escoamento Laminar do Fluido do Lado do Casco ( $Res < 100$ )

A estimativa do adimensional ou fator de correção devido ao baixo valor do número de Reynolds do lado do casco ( $J_r$ ) deve ser feita através do gráfico específico (vide

Ilustração A.6.). Este gráfico deve ser usado para casos de  $\text{Res} < 100$ , para determinação do adimensional ou fator de correção  $Jr^*$ . Este adimensional é determinado com o número de chicanas transversais ( $Nb$ ) e do número total de tubos em fluxo cruzado, isto é, na linha de centro do trocador ( $Nc$ ) e nas janelas ou corte das chicanas transversais ( $Ncw$ ), então  $Nc+Ncw$ .

Este fator deve ser usado diretamente como  $Jr$  para o caso de  $\text{Res} \leq 20$ .

$$J_r = J^* \quad (\text{equação A.6.4.2.3})$$

Se o número de Reynolds do lado do casco estiver no intervalo de  $20 < \text{Res} < 100$ , o valor final deve ser estimado a partir de um segundo gráfico da Ilustração A.6. que apresenta o valor do adimensional ou fator de correção devido ao escoamento laminar do fluido do lado do casco  $Jr$  como uma função linear de  $Jr^*$ , para diferentes números de Reynolds ( $\text{Res}$ ).

**A.6.4.2.5 Cálculo do coeficiente individual de troca térmica do lado do casco (coeficiente de película do lado do casco) para o feixe de tubos real ( $hs$  corrigido pelos adimensionais ou fatores de correção:  $hs$  ou  $hscorr$ )**

O coeficiente individual de troca térmica do lado do casco (coeficiente de película do lado do casco), para o feixe de tubos real utilizado na construção do trocador de calor ( $his$  corrigido pelos adimensionais ou fatores de correção:  $hs$  ou  $hscorr$ ), é calculado pela equação:

$$h = h_{scorr} = h_{si} * J_c * J_1 * J_b * J \quad (\text{equação A.6.4.2.4})$$

#### **A.6.4.3 Cálculo da Perda de Carga do Lado do Casco ( $\Delta Ps$ )**

**A.6.4.3.1 Cálculo do coeficiente ou fator de fricção ( $fi$ ) para estimativa da perda de carga para uma secção de fluxo cruzado ideal ( $\Delta Pbi$ )**

O coeficiente ou fator de fricção ( $fi$ ), para estimativa da perda de carga para uma secção de fluxo cruzado ideal ( $\Delta Pbi$ ), deve ser avaliado através do gráfico específico (vide Ilustração A.6., e Ilustração A.6.), o qual apresenta o valor de  $fi$  como uma função do número de Reynolds ( $\text{Res}$ ), do diâmetro externo ou nominal dos tubos ( $do$ ), e do arranjo e passe de tubos.

#### A.6.4.3.2 Cálculo da perda de carga para uma secção de fluxo cruzado ideal ( $\Delta P_{bi}$ )

Esta perda de carga para uma secção de fluxo cruzado sem vazamentos ( $\Delta P_{bi}$ ), ou perda de carga entre duas chicanas transversais, deve ser calculada pela equação abaixo:

$$\Delta P_{bi} = 4 f_i \left[ \frac{W_s^2 \cdot N_c}{(2 \cdot \rho_s \cdot S_m^2)} \right] * \left( \frac{\mu_{sw}}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (\text{equação A.6.4.3.2})$$

#### A.6.4.3.3 Cálculo da perda de carga para uma secção de janela ou corte de chicana transversal ideal (perda de carga para a passagem pela janela ou corte de chicana transversal ideal) ( $\Delta P_{wi}$ )

A perda de carga para uma secção de janela ou corte de chicana transversal “ideal” (perda de carga para a passagem pela janela ou corte de chicana transversal ideal), ( $\Delta P_{wi}$ ), é calculada pela equação abaixo:

$$\Delta P_{wi} = \frac{[W_s^2 (2 + 0,6 N_{cw})]}{(2 * \rho_s * S_m * S_w)} \quad (\text{equação A.6.4.3.3})$$

Se o regime de escoamento no lado do casco for laminar, com baixo número de Reynolds do lado do casco ( $Re_s < 100$ ), o valor de  $\Delta P_{wi}$  pode ser calculado pela equação:

$$\Delta P_{w,i} = 26 * \frac{\mu_s W_s}{g_c \sqrt{S_m S_w} \cdot \rho_s} * \left[ \frac{N_{cw}}{p - d_o} + \frac{\ell_s}{D_w^2} \right] + \frac{144 W_s^2}{g_c S_m S_w \rho_s}$$

(equação A.6.4.3.4)

#### A.6.4.3.4 Cálculo dos adimensionais ou fatores de correção para a perda de carga do lado do casco

##### A.6.4.3.4.1 Adimensional ou fator de correção da perda de carga devido ao efeito de vazamentos nas chicanas transversais (R<sub>i</sub>)

A estimativa do adimensional ou fator de correção devida ao efeito de vazamentos nas chicanas transversais (R<sub>i</sub>) é feita através do gráfico específico (vide Ilustração A.6.), o qual apresenta o valor de R<sub>i</sub> como uma função da razão entre a área total que permite vazamentos, ou seja, S<sub>sb</sub>, e S<sub>tb</sub>, e a área para fluxo cruzado na linha de centro do trocador (S<sub>m</sub>), portanto (S<sub>tb</sub>+S<sub>sb</sub>)/S<sub>m</sub>, e a relação entre a área que permite vazamento entre casco e chicana (S<sub>sb</sub>) e a área total que permite vazamentos, portanto S<sub>sb</sub>/(S<sub>tb</sub>+S<sub>sb</sub>).

A.6.4.3.4.2- Adimensional ou fator de correção da perda de carga devido ao efeito de “bypass” do feixe de tubos ( $R_b$ )

A estimativa do adimensional ou fator de correção devido ao efeito de “bypass” do feixe de tubos pelo fluido do lado do casco ( $R_b$ ) deve ser feita através do gráfico específico (vide Ilustração A.6.), o qual apresenta o valor de  $R_b$  como uma função da fração de área em fluxo cruzado que permite o “bypass” do feixe de tubos ( $F_{sbp}$ ), e da relação entre pares de tiras de selagem ( $N_{ss}$ ), e do número de tubos em fluxo cruzado ( $N_c$ ), isto é,  $N_{ss}/N_c$ . Também o regime de escoamento do fluido do lado do casco influí no valor de  $R_b$ , sendo que, como esperado, o valor de  $J_b$  é maior para escoamento em regime turbulento do que laminar.

A.6.4.3.4.3 Cálculo da perda de carga do lado do casco ( $\Delta P_s$ )

A perda de carga do lado do casco é dada pela equação:

$$\Delta P_s = [(Nb - 1) * \Delta P_{bi}] * R_b + [(Nb * \Delta P_{wi})] * R_1 + \left\{ 2 * \Delta P_{bi} * \left[ 1 + \frac{N_{cw}}{N_c} \right] * R_b \right\}$$

(equação A.6.4.3.5)

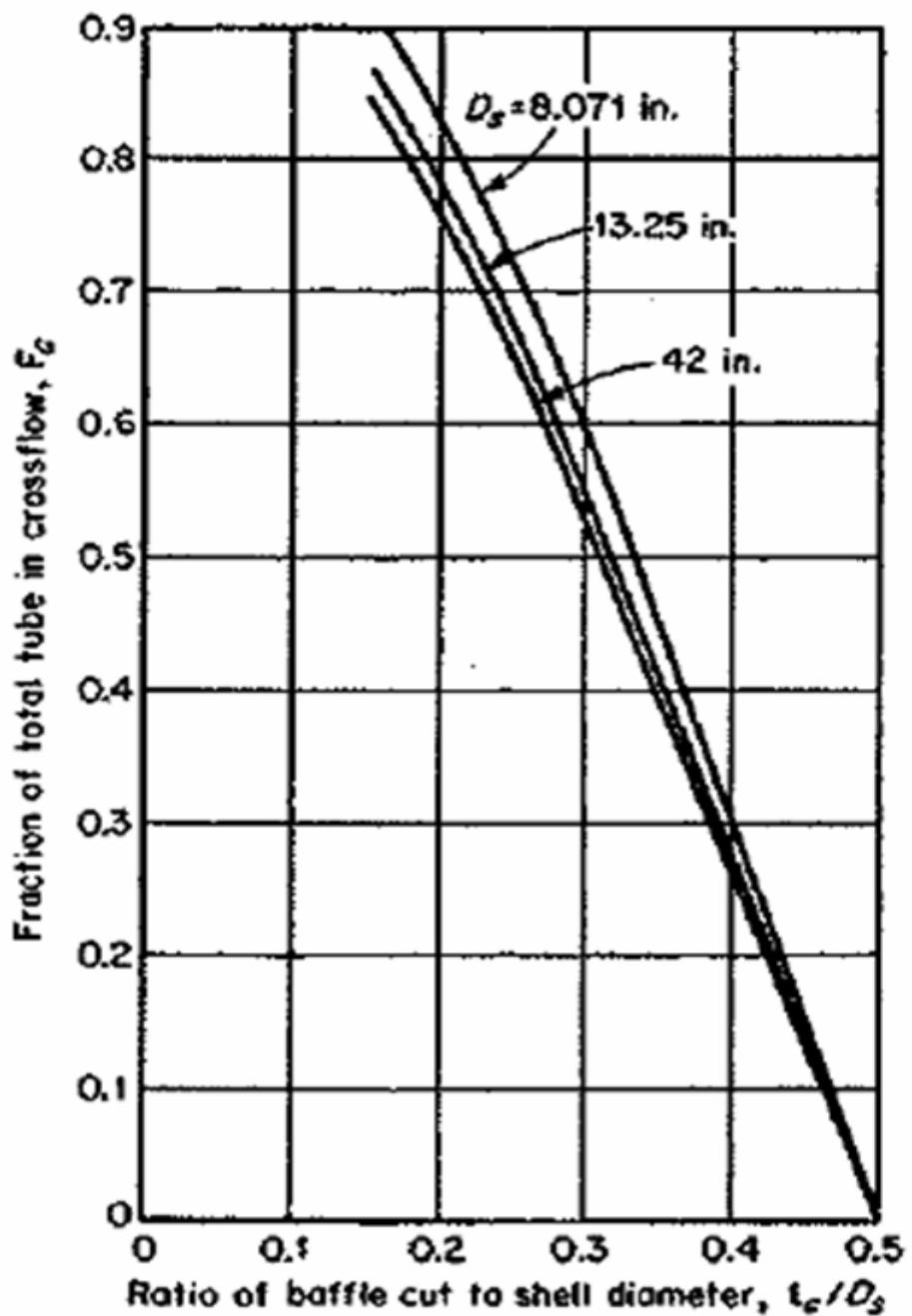


Ilustração A.6.1 - Fração de Tubos em Fluxo Cruzado ( $F_c$ ) em Função da Fração de Corte das Chicanas ( $l_s/D_s$ )

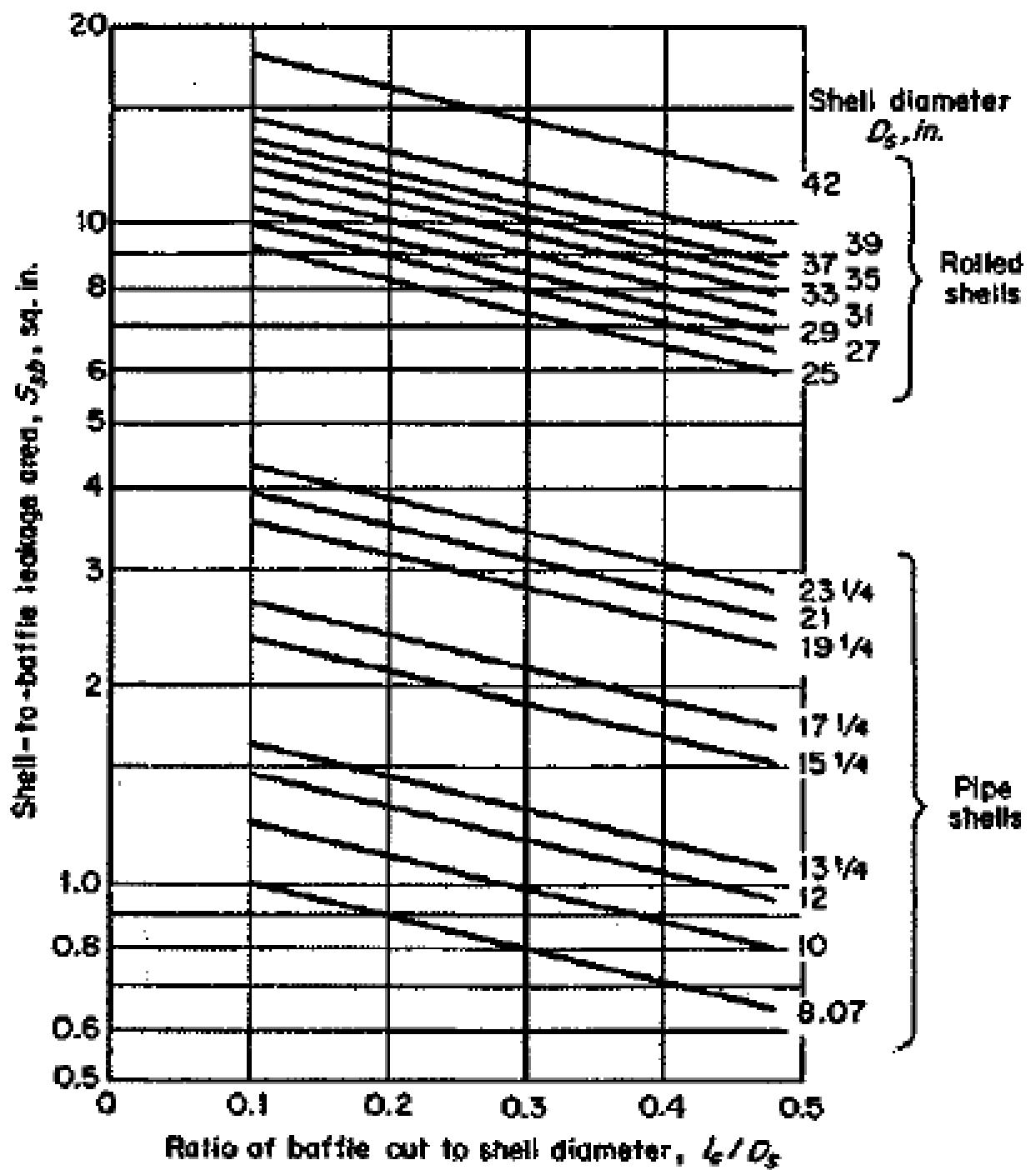
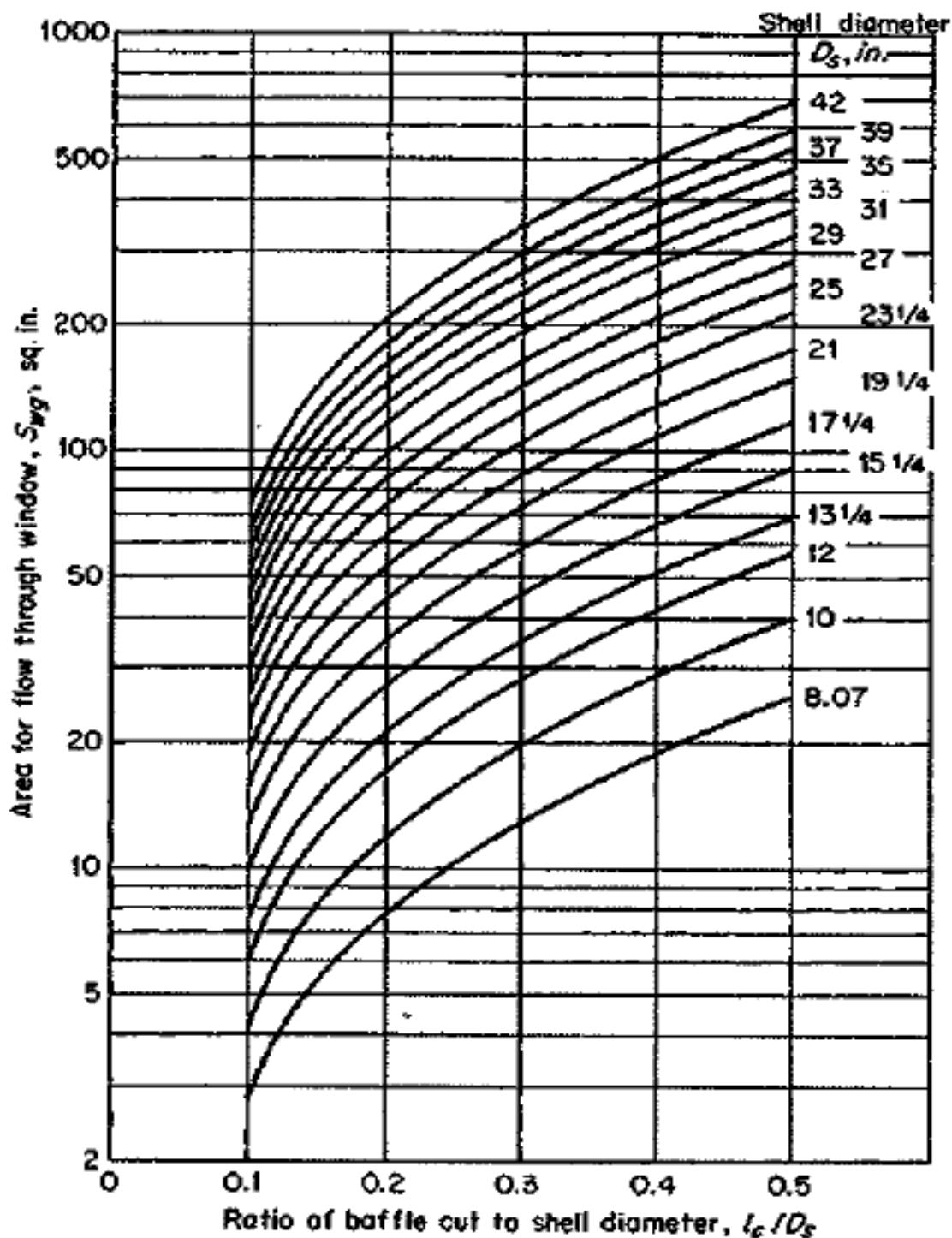


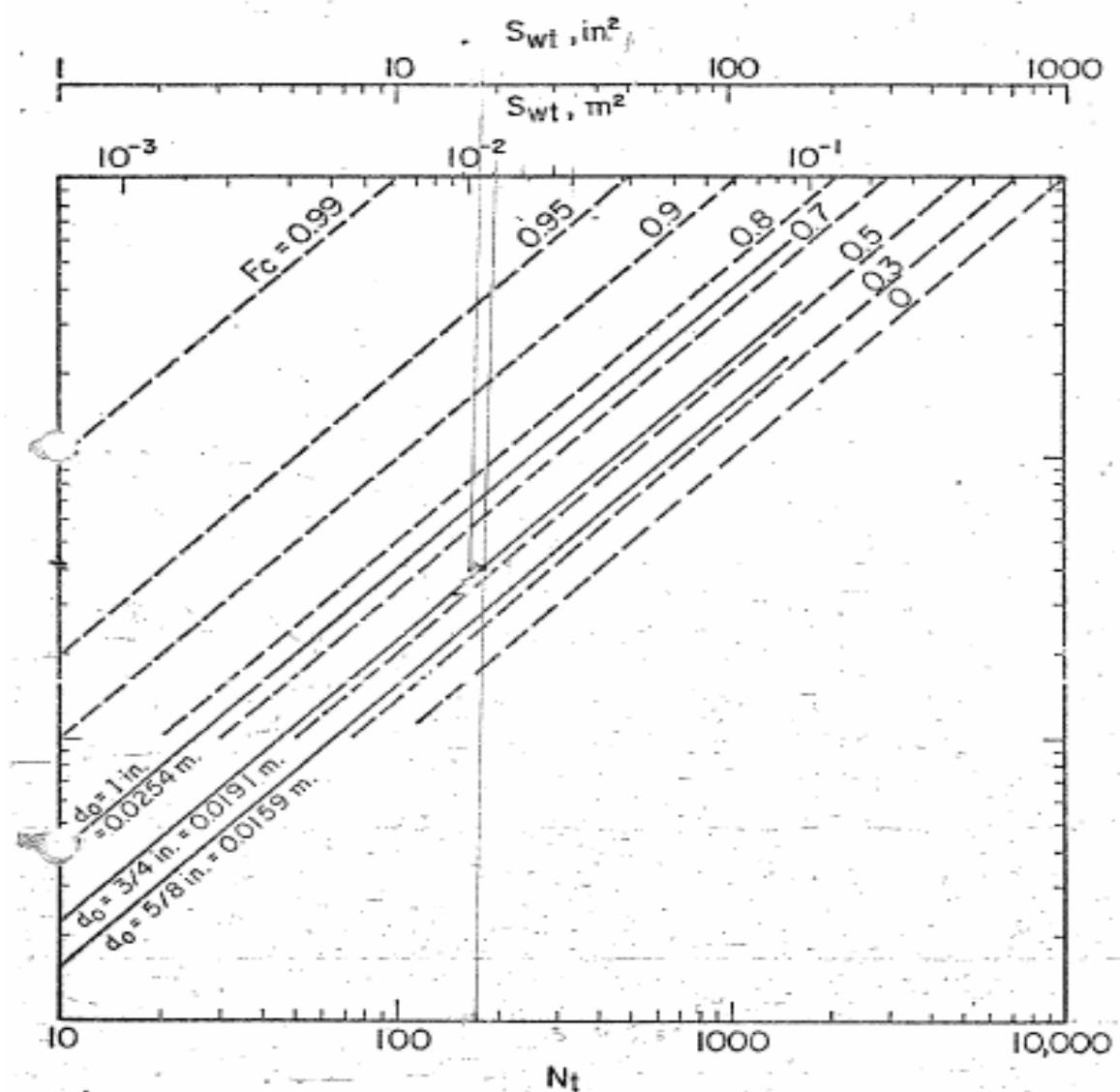
Ilustração A.6.2 - Estimativa da Área de Vazamento Entre Casco e Chicana (S<sub>sb</sub>) em Função do Percentual de Corte das Chicanas, e Diâmetro Interno do Casco (D<sub>i</sub>)

$$\left( \left( \frac{l_c}{D_i} \right) \cdot 100\% \right)$$



**Ilustração A.6.3** - Estimativa da Área Total de Passagem nas Janelas ou Corte das Chicanas (Swg) em Função do Percentual de Corte das Chicanas e Diâmetro Interno do Casco (Di)

$$\left( \left( \frac{l_c}{D_i} \right) \cdot 100\% \right)$$



**Fig. 3B. ESTIMATION OF CROSS-SECTIONAL AREA OF TUBES IN WINDOW.**

**Ilustração A.6.4** - Estimativa da Área de Passagem nas Janelas ou Corte das Chicanas Ocupada pelos Tubos ( $S_{wt}$ ) em Função do Número Total de Tubos do Trocador de Calor ( $N_t$ ), e da fração de tubos em fluxo cruzado ( $F_c$ )

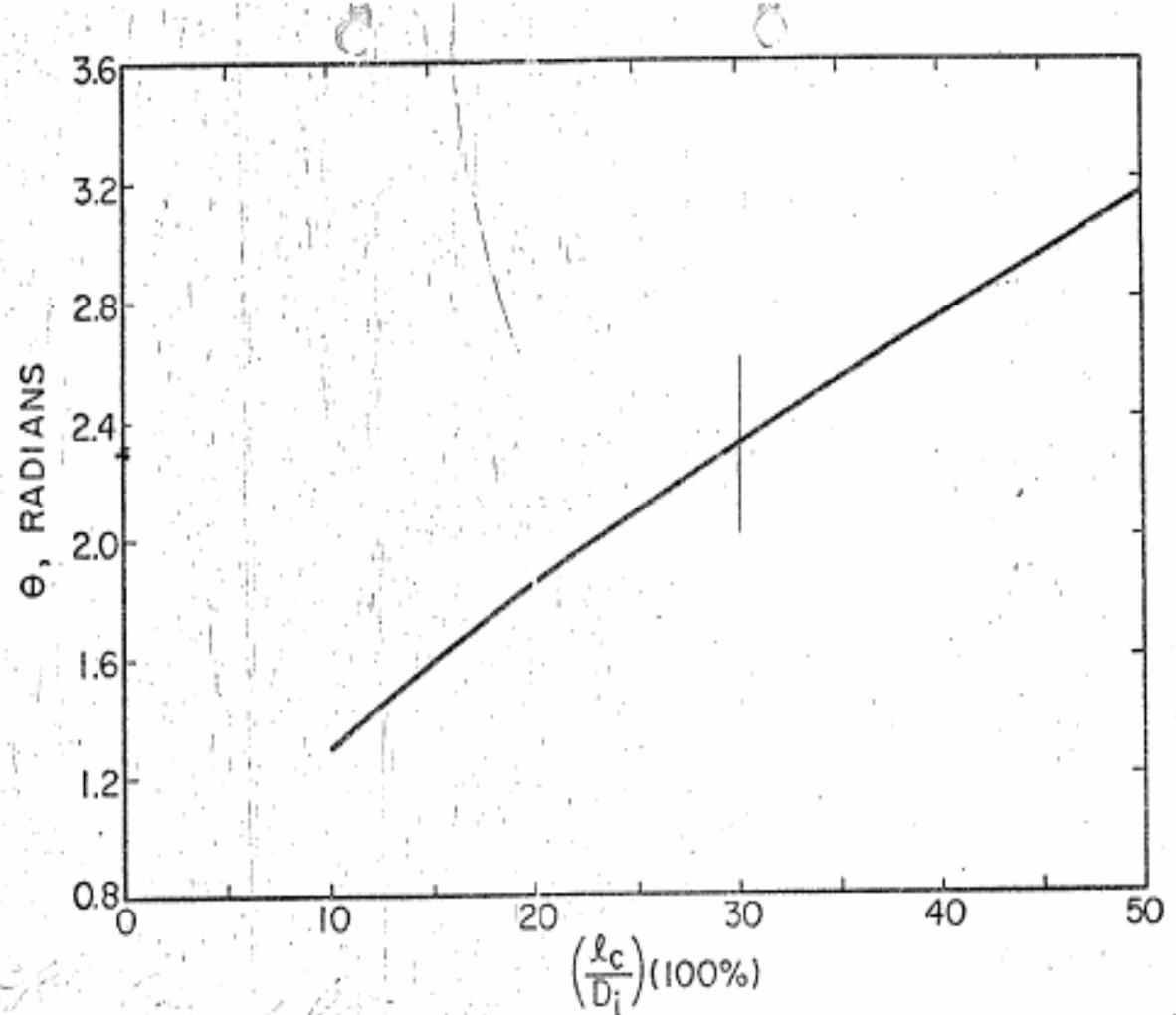
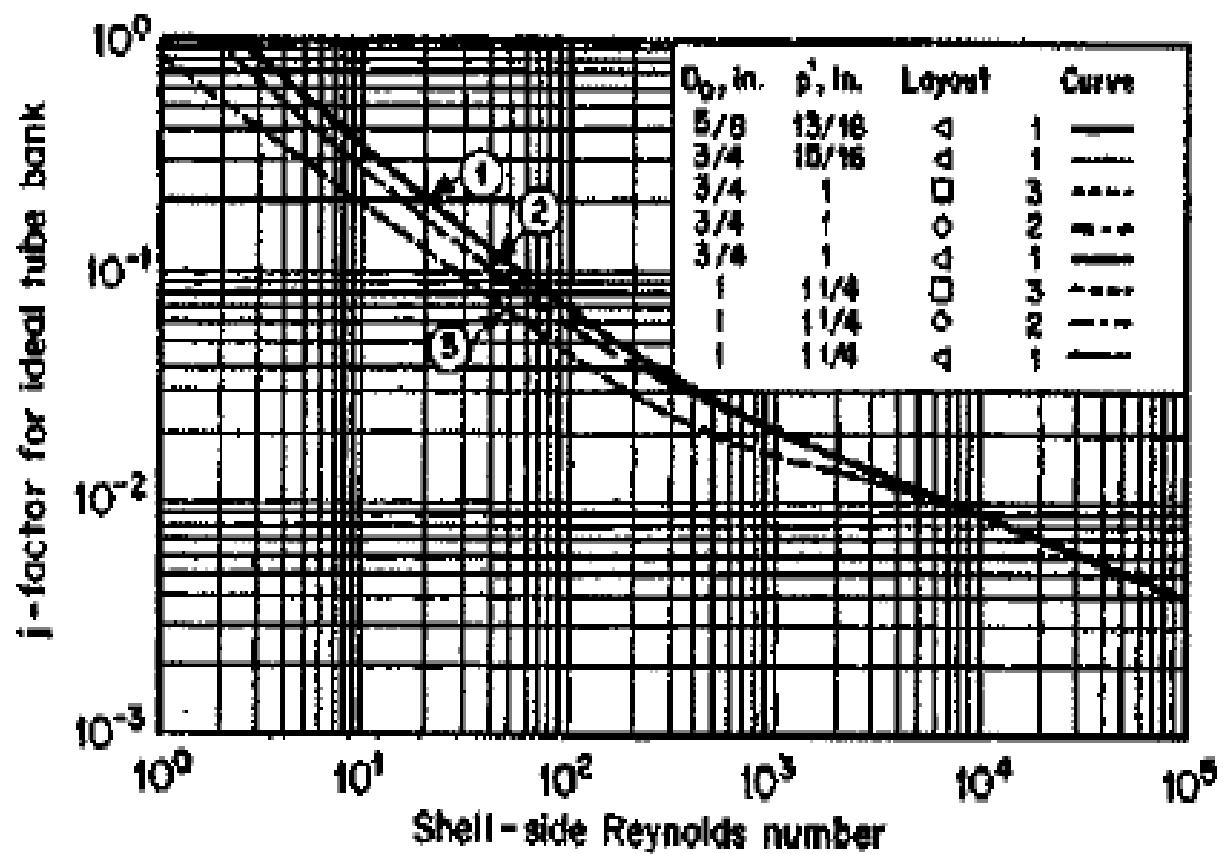


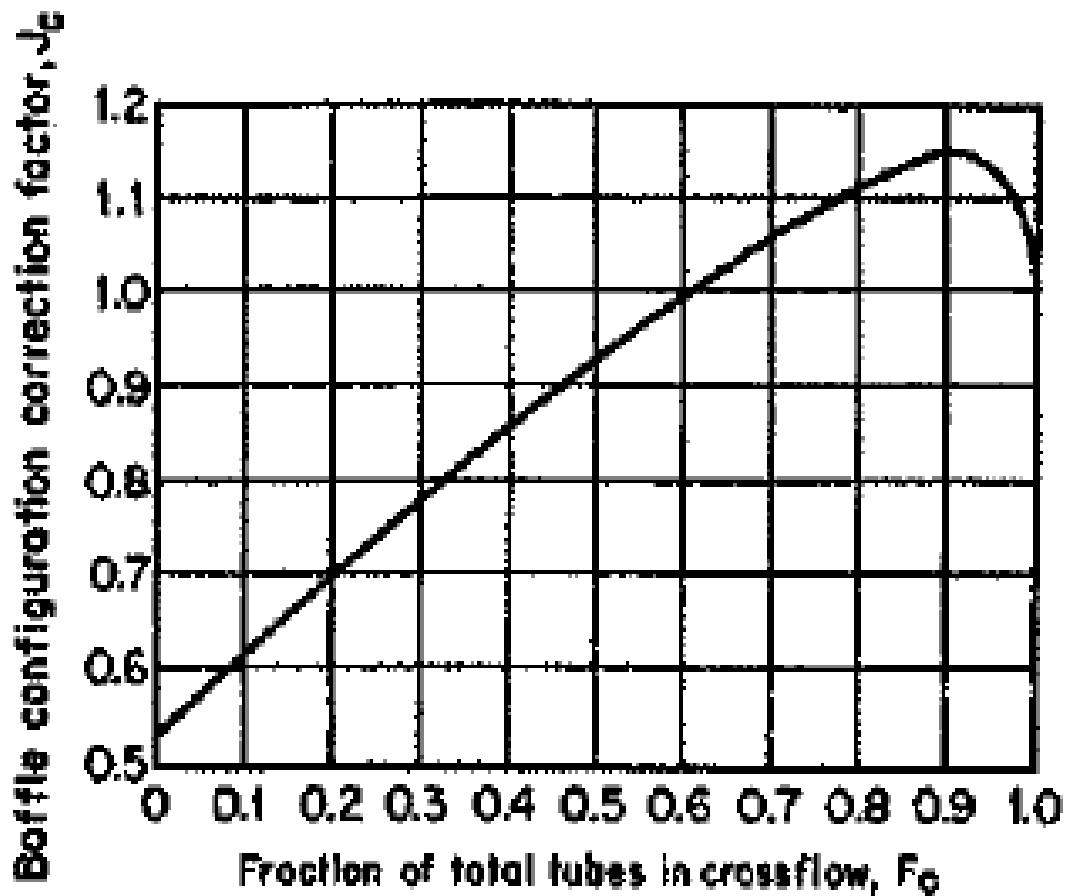
Fig. 4. EAFFLE CUT ANGLE.

**Ilustração A.6.5** – Estimativa do Ângulo de Corte das Chicanas ( $\theta$ ) em Função do Percentual de Corte das Chicanas

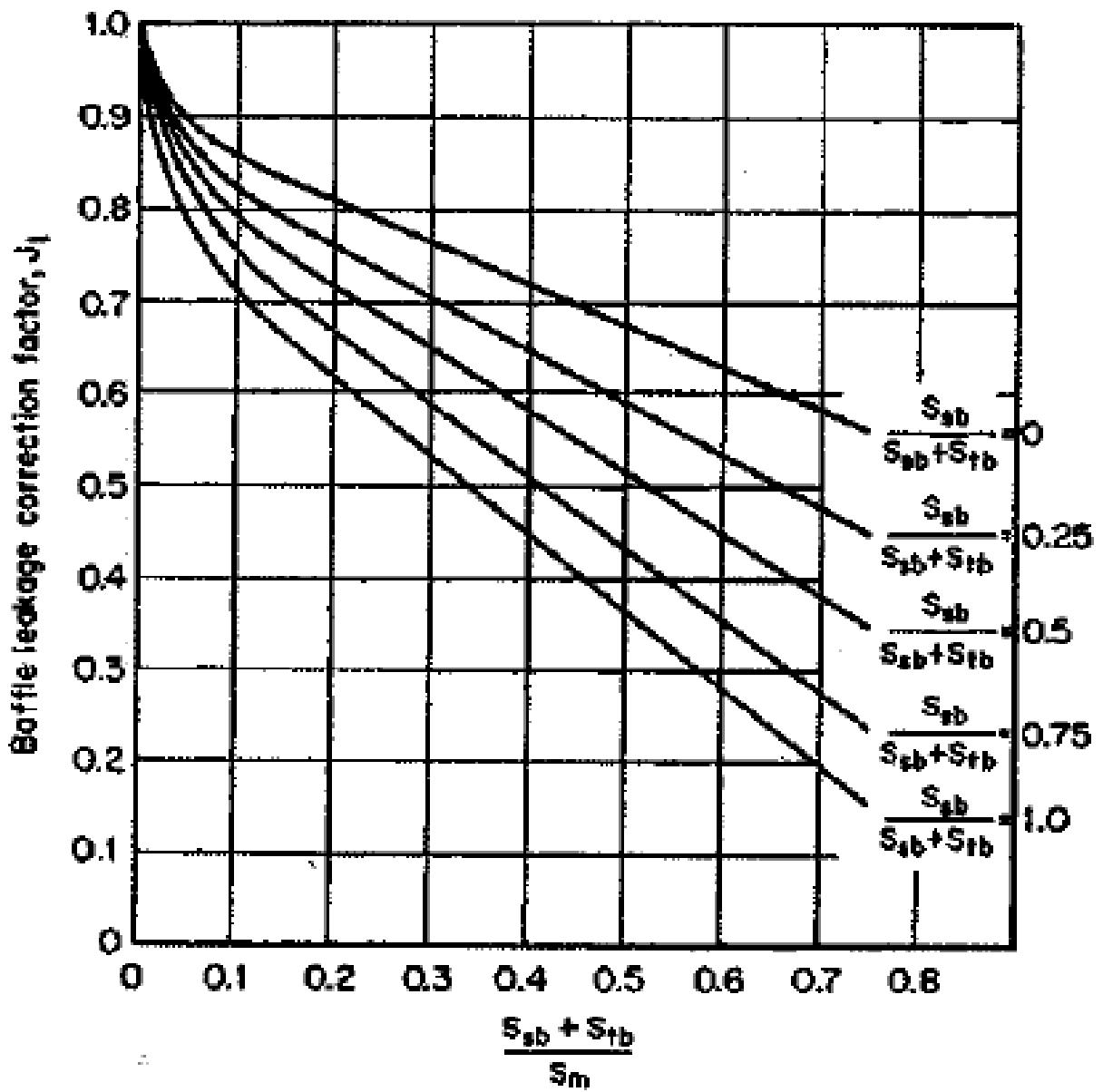
$$\left( \left( \frac{l_c}{D_i} \right) \cdot 100\% \right)$$



**Ilustração A.6.6** - Estimativa do Adimensional  $J_i$  para Cálculo do Coeficiente de Película ( $h_s$ ) em Função do Número de Reynolds ( $Re$ ), e do Pitch ( $p$ ), e do Diâmetro Nominal dos Tubos ( $D_o$ ).

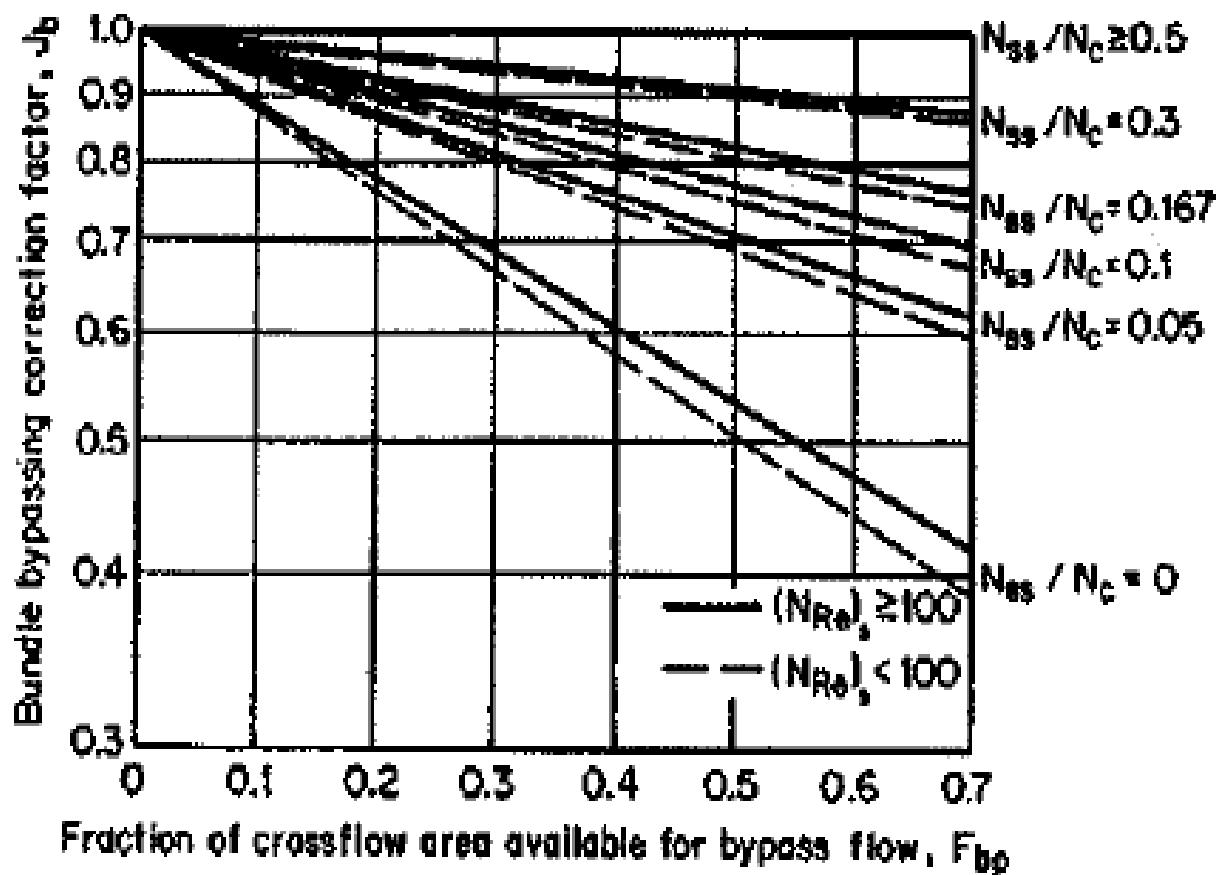


**Ilustração A.6.7** - Fator ou Adimensional de Correção do Coeficiente de Película ( $h_s$ ) Devido a Configuração das Chicanas ( $J_c$ ), em Função Fração de Tubos em Fluxo Cruzados ( $F_c$ ).



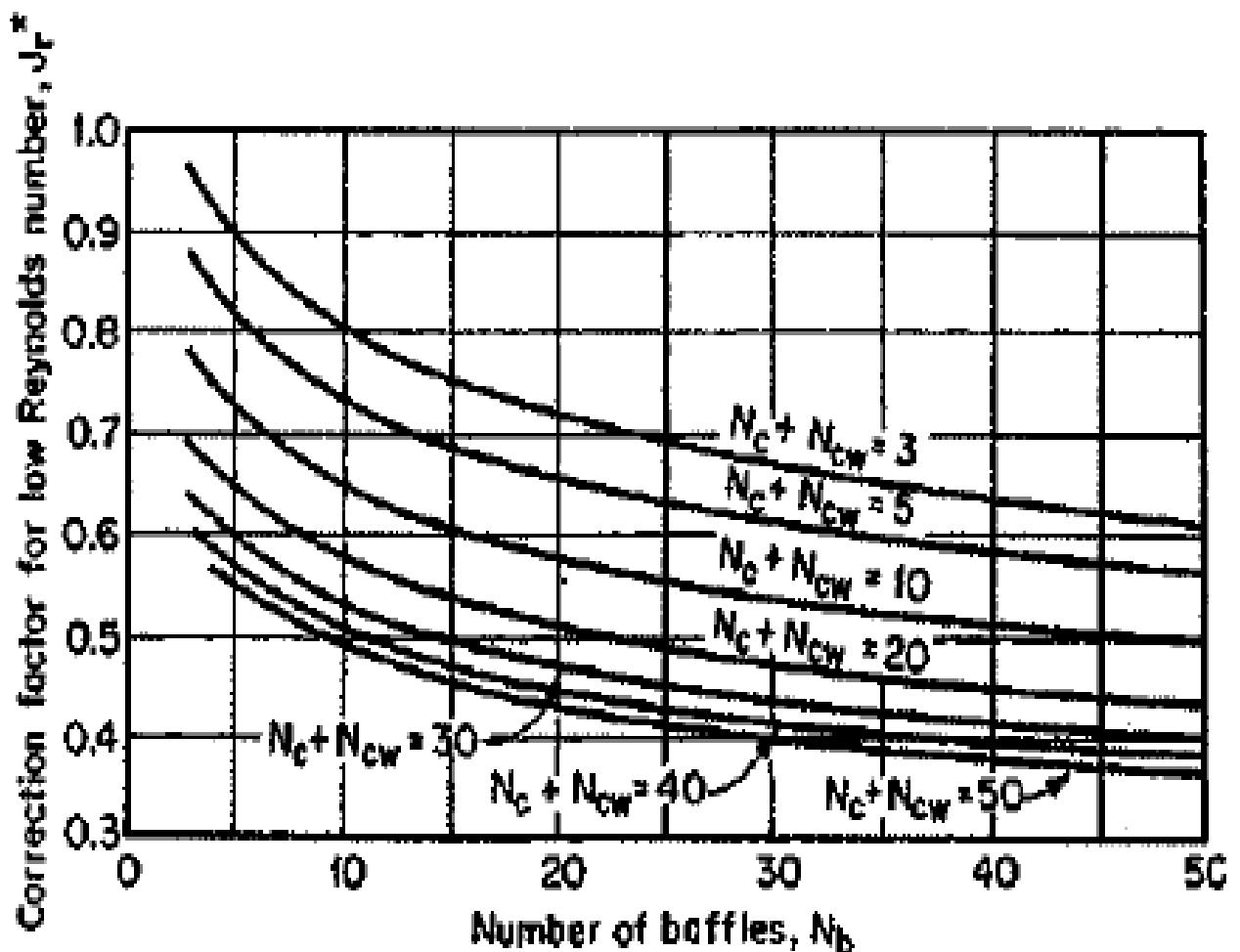
**Ilustração A.6.7** - Fator ou Adimensional de Correção do Coeficiente de Película ( $hs$ ) Devido a Vazamentos ( $J_l$ ), em Função da Razão Entre Área Total de Vazamentos e Área para Fluxo Cruzado (( $S_{sb}+S_{tb}$ )/ $S_m$ ), e Razão Entre Área de Vazamentos Entre Casco e Chicana e Área Total de Vazamentos

$$\left( \frac{S_{sb}}{(S_{sb} + S_{tb})} \right)$$



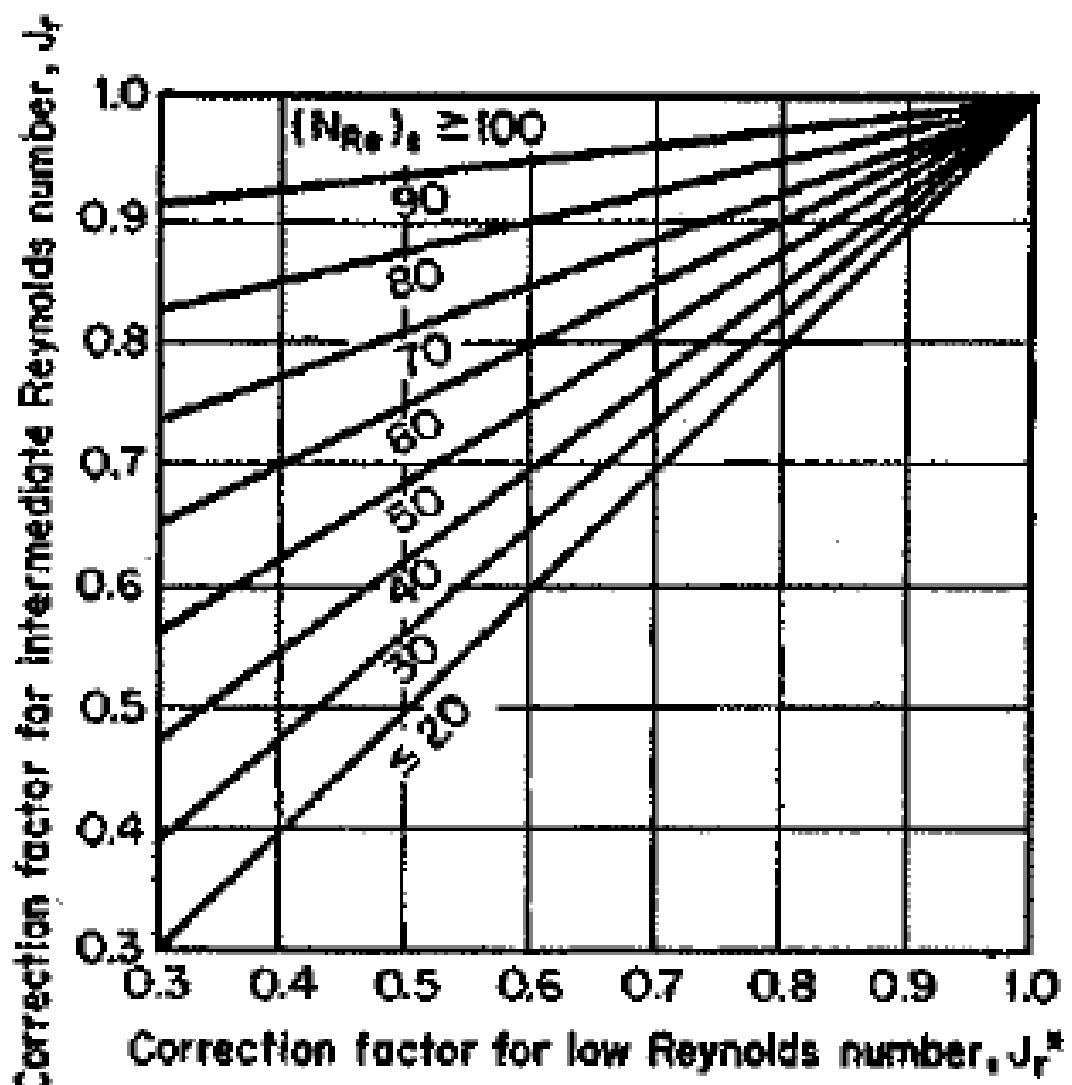
**Ilustração A.6.9** - Fator ou Adimensional de Correção do Coeficiente de Película ( $hs$ ) Devido a “Bypass” do Feixe de Tubos ( $J_b$ ), em Função da Fração de Área em “Bypass”, e da Razão Entre Tiras de Selagem e Número de Carreiras ou Fileiras de Tubos em Fluxo Cruzado em uma Seção de Fluxo Cruzado

$$\left( \frac{N_{ss}}{N_c} \right)$$



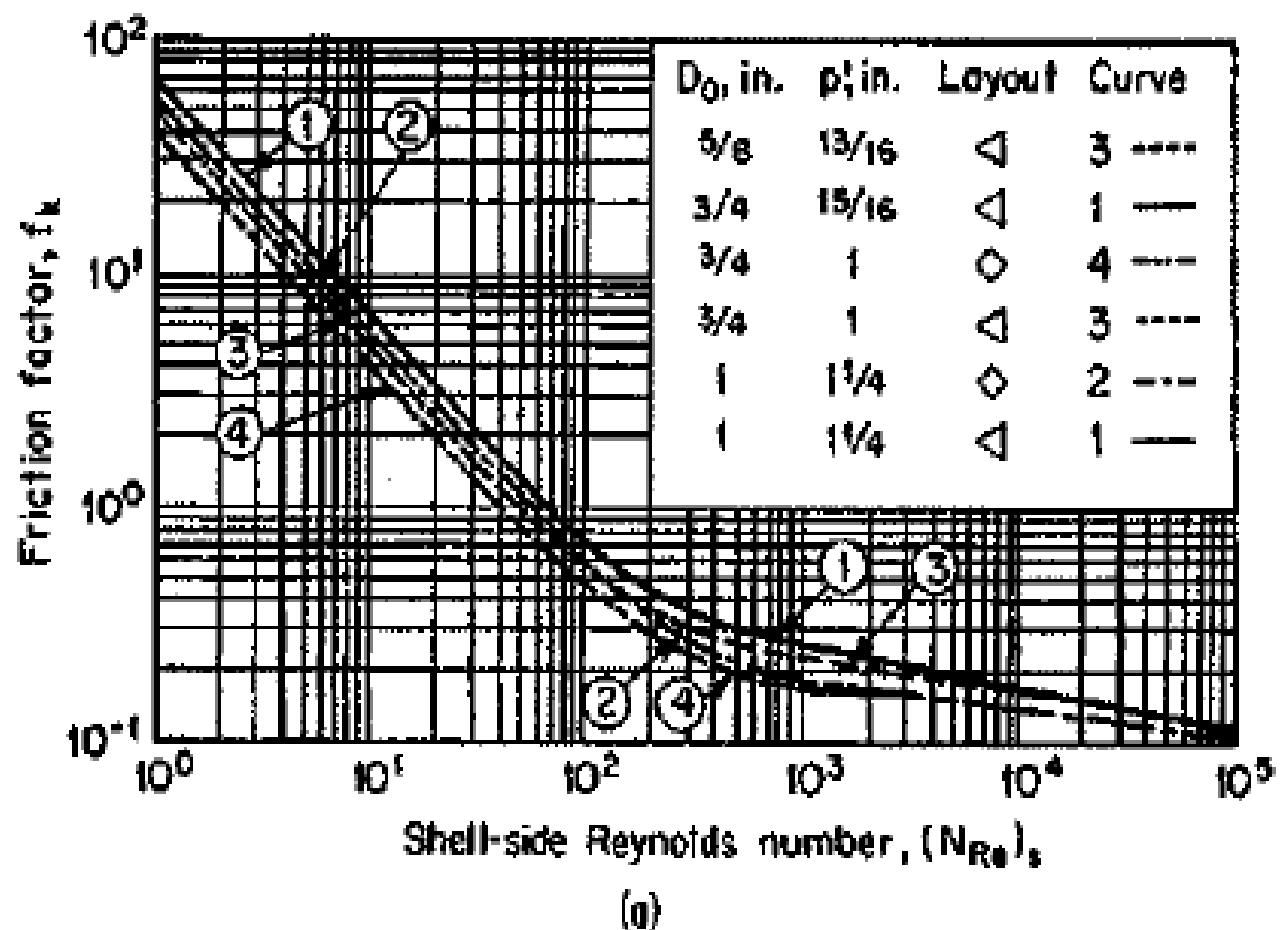
**Ilustração A.6.10** - Fator ou Adimensional de Correção do Coeficiente de Película ( $hs$ ) Devido a Baixo Número de Reynolds ( $Jr$ ), em Função do Número de Chicanas ( $N_b$ ) e da Soma de Número de Carreiras ou Fileiras de Tubos em Fluxo Cruzado em uma Seção de Fluxo Cruzado e Número de Carreiras ou Fileiras de Tubos em Fluxo Cruzado nas Janelas ou Cortes das Chicanas  
 $(N_c + N_{cw})$

Para Reynolds maior que 100 ( $Re > 100$ ), adota-se  $Jr = 1,0$ .

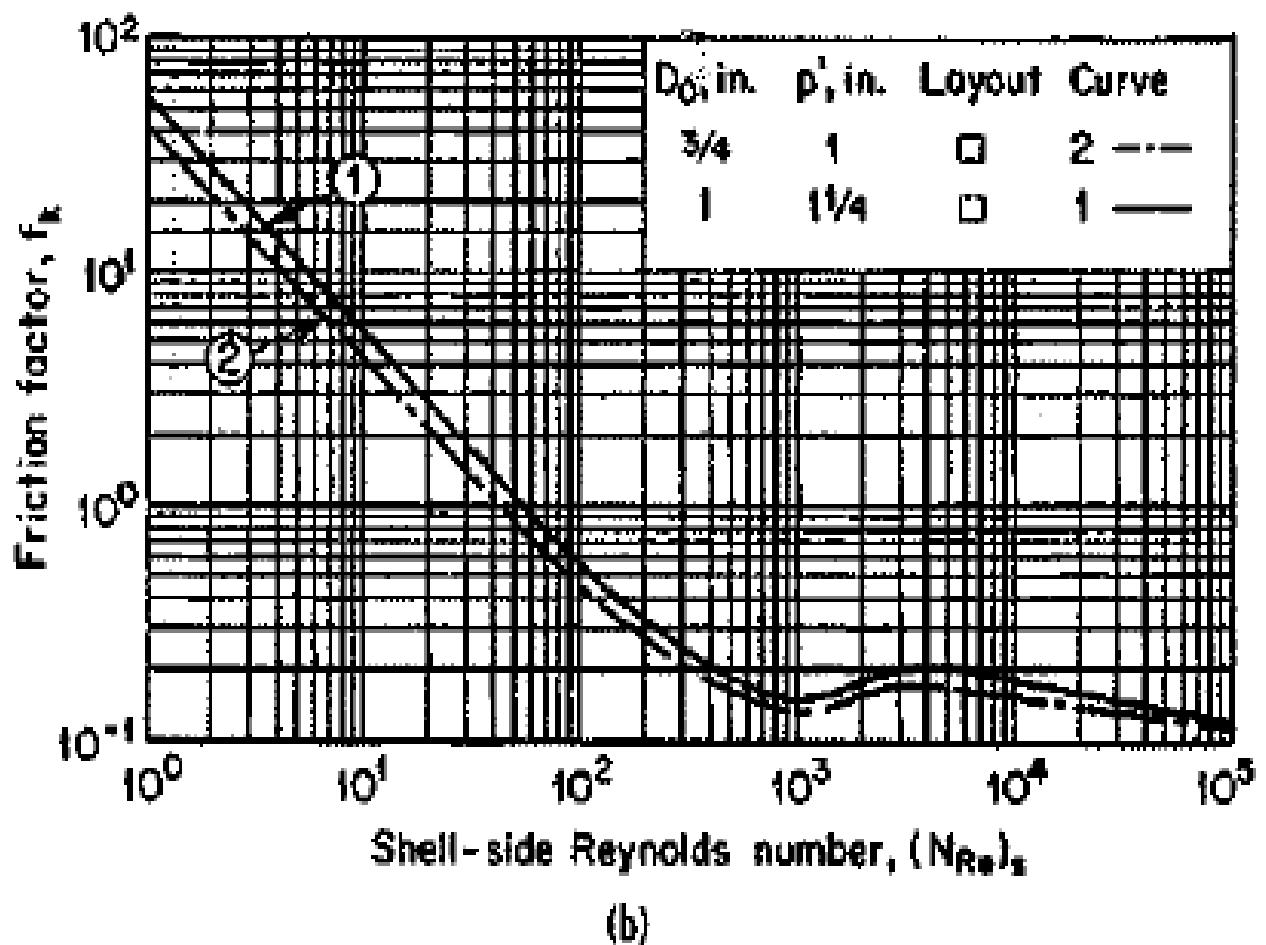


**Ilustração A.6.11** - Fator ou Adimensional de Correção do Coeficiente de Película ( $h_s$ ) Devido a Baixo Número de Reynolds ( $J_r$ ), em Função do Próprio Número de Reynolds.

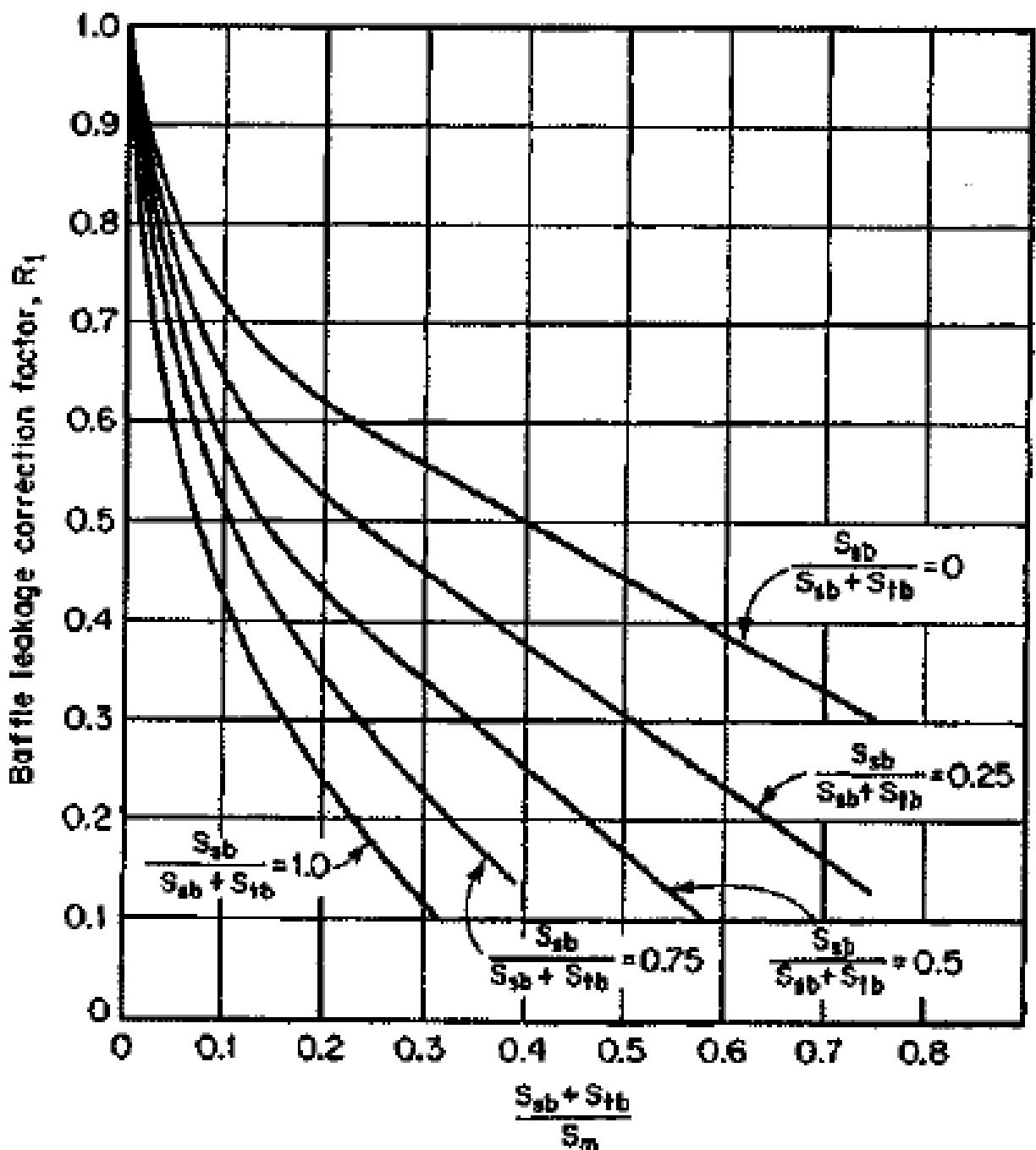
Para Reynolds maior que 100 ( $Re > 100$ ), adota-se  $J_r = 1,0$ .



**Ilustração A.6.12** - Estimativa do Fator de Fricção ( $f_i$ ) em Função do Número de Reynolds (Res), do Arranjo e Passe dos Tubos ou Pitch ( $p$ ), e do Diâmetro Nominal dos Tubos ( $D_0$ )

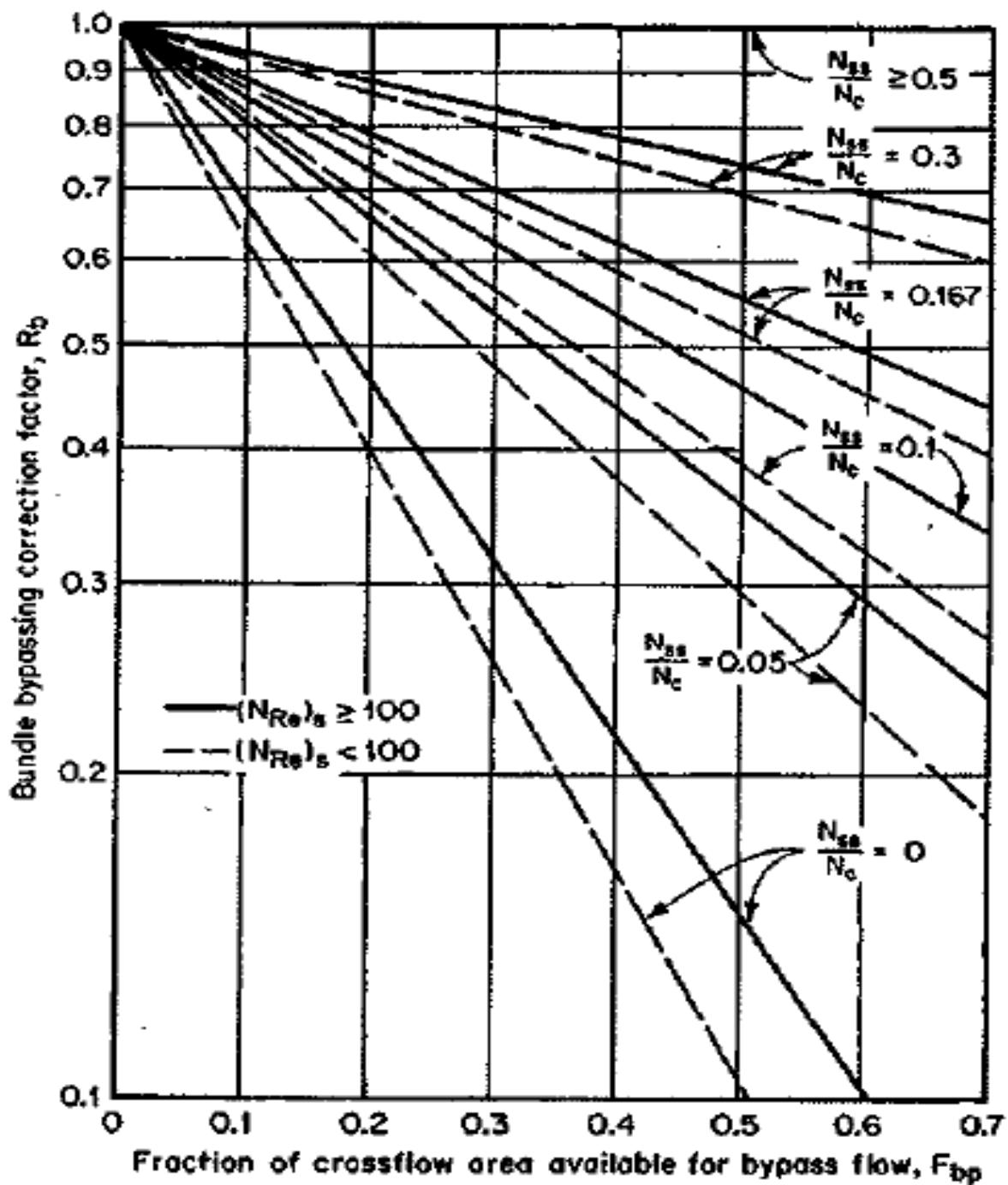


**Ilustração A.6.13** - Estimativa do Fator de Fricção ( $f_i$ ) em Função do Número de Reynolds ( $Re_s$ ), do Arranjo e Passe dos Tubos ou Pitch ( $p$ ), e do Diâmetro Nominal dos Tubos ( $D_0$ ).



**Ilustração A.6.14** - Fator ou Adimensional de Correção da Perda de Carga ( $\Delta Ps$ ) Devido a Vazamentos ( $R_1$ ), em Função da Razão Entre Área Total de Vazamentos e Área para Fluxo Cruzado ( $(S_{sb}+S_{tb})/S_m$ ), e Razão Entre Área de Vazamentos Entre Casco e Chicana e Área Total de Vazamentos

$$\left( \frac{S_{sb}}{(S_{sb} + S_{tb})} \right)$$



**Ilustração A.6.15** - Fator ou Adimensional de Correção da Perda de Carga ( $\Delta P_s$ ) Devido a “Bypass” do Feixe de Tubos ( $R_b$ ), em Função da Fração de Área em “Bypass”, e da Razão Entre Tiras de Selagem e Número de Carreiras ou Fileiras de Tubos em Fluxo Cruzado em uma Seção de Fluxo Cruzado

$$\left( \frac{N_{ss}}{N_c} \right)$$

Nascimento, Laerte do

Apresentação, validação e análise do projeto de um sistema para recuperação de energia e redução de emissão de gases produto de combustão em uma planta petroquímica / Laerte do Nascimento.— São Caetano do Sul, SP: CEUN-EEM, 2009.

183 p.

Dissertação de Mestrado — Programa de Pós-Graduação. Linha de Pesquisa: Análise de Processos Químicos — Escola de Engenharia Mauá do Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia, São Caetano do Sul, SP, 2009.

Orientador: Prof. Dr. Tah Wun Song.

1. Energia 2. Recuperação de energia 3. Ecoeficiência 4. Sustentabilidade 5. Produto de combustão 6. Trocadores de calor 7. Troca térmica 8. Método de Bell 9. Método da Universidade de Delaware I. Instituto Mauá de Tecnologia. Centro Universitário. Escola de Engenharia Mauá. II. Título.