

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE FORMATURA

PROJETO DE UM GERADOR DE VAPOR PARA A QUEIMA DE CO
PROVENIENTE DO CRACKING DE PETRÓLEO

Autor: MAURO LUIZ BECHARA POLETTI nº 1274774

Orientador: Prof. HILDO PERA

A G R A D E C I M E N T O

Agradeço ao Professor Hildo Pera e aos Engenheiros da Refinaria Presidente Bernardes (PETROBRÁS) pela orientação dada durante a elaboração deste trabalho.

Í N D I C E

I - <u>INTRODUÇÃO</u>	PG.
A - Utilização da caldeira de CO no Cracking de Petróleo	01
B - Características da caldeira de CO.	05
II - <u>JUSTIFICATIVA PARA ESCOLHA DO PROJETO</u>	07
III- <u>DADOS DE PROJETO</u>	08
IV - <u>CÁLCULOS TÉRMICOS</u>	
A - Características dos combustíveis	09
B - Características do fluido vaporizante.	09
C - Volume dos gases de combustão.	10
D - Calor total fornecido pelos combustíveis	13
E - Dimensões da Câmara de combustão	13
F - Cálculo da irradiação na fornalha...	14
G - Balanço Térmico.	17
H - Dimensionamento da superfície de convecção	20
I - Dimensionamento do economizador.	22
J - Dimensionamento do pré-aquecedor de ar	23
V - <u>CÁLCULOS MECÂNICOS</u>	
A - Dimensionamento do tubulão superior.	27
B - Dimensionamento do tubulão inferior.	29
C - Dimensionamento da bomba de alimentação de água. . .	29
D - Dimensionamento das portas de admissão de CO	31
E - Seleção do ventilador da caldeira.	32
VI - <u>CONTROLE E REGULAGEM DA CALDEIRA</u>	
A - Regulagem da água de alimentação	39
B - Regulagem das condições de saída do vapor.	41
C - Regulagem da pressão na câmara de combustão.	42
VII- <u>BIBLIOGRAFIA</u>	43
VIII- <u>DESENHOS E FLUXOGRAMAS</u>	44

I - INTRODUÇÃO

A-) UTILIZAÇÃO DA CALDEIRA DE CO NO CRACKING DE PETRÓLEO:

No momento em que o empregado do posto de gasolina aciona a alavanca da bomba para encher o tanque de um carro o produto que vemos sair, representa o resultado de um longo processo de trabalho desenvolvido por uma equipe de homens e máquinas.

Várias fases desse processo combinam-se num sistema técnico-administrativo permitindo que o petróleo retirado do subsolo e quase sem qualquer uso, chegue até nós multiplicado numa infinidade de derivados com as mais diversas aplicações na nossa vida diária.

Uma dessas fases ocorre dentro de uma refinaria. A refinaria é a fase onde ocorre a transformação do petróleo em seus derivados. Ela consiste basicamente de unidades de processamento, onde ocorrem as reações químicas de formação dos produtos e de unidades de apoio como utilidades, e tratamento de efluentes, sistema de incêndio.

O petróleo uma vez transferido dos campos de produção através de navios, oleodutos, etc; é armazenado em tanques situados junto a refinaria.

A primeira fase da refinaria é a destilação atmosférica. Nesta unidade o petróleo cru armazenado nos tanques é aquecido em trocadores de calor. Tão logo a temperatura atinge a 120°C inicia-se a fase de dessalgação que consiste na retirada dos sais contidos no petróleo. Evita-se assim, que haja maior corrosão nos equipamentos.

Dessalgado, o óleo já oferece condições para ser submetido a pré-destilação (pré flash), quando são retiradas as frações mais leves.

Sofre novo aquecimento ainda em trocadores de calor, sendo posteriormente conduzido à torre específica para a separação das frações mais leves: gás combustível, GLP e gasolina. A partir daí o óleo, sem os seus componentes mais leves é aquecido, agora em fornalhas, atingindo altas temperaturas.

Em seguida o óleo é introduzido na torre de fracionamento para a separação dos produtos restantes, normalmente obtidos pelo processo de destilação atmosférica.

Do processo de destilação atmosférica retiramos produtos acabados ou semi-acabados nas seguintes porcentagens médias, dependendo da origem e tipo do petróleo: 2% gás combustível e GLP, 26% gasolina e nafta petroquímica, 10% querosene iluminante ou de aviação, 17% óleo diesel. A parcela média de 45% que não é fracionada e sai pelo fundo da torre é conhecida como resíduo atmosférico, utilizada como carga para as unidades de vácuo.

Na unidade de destilação a vácuo, a destilação é feita a pressão inferior atmosférica (100 mmhg), para se obter frações que não foram possíveis de ser retiradas na destilação atmosférica. A principal função da unidade de Destilação à vácuo é produzir o gasóleo que servirá de carga para a Unidade de craqueamento catalítico Fluido (UFCC).

Existem 3 tipos de craqueamento Catalítico:

- COM LEITO ESTÁTICO, que se caracteriza pelo fato de o catalizador permanecer estacionário nas câmaras de reação. Neste caso, tanto a operação de craqueamento como a dregeneração do catalizador ocorrem na mesma câmara, de sorte que o processo é intermitente, considerando uma câmara determinada porém contínuo no conjunto, uma vez que são usadas uma série de câmaras que são operadas alternadamente.

- COM LEITO MÓVEL, em que o catalizador se move no mesmo sentido, ou em sentido inverso ao movimento dos vapores de hidrocarbonetos através da câmara de reação, na qual se realizam exclusivamente as reações de craqueamento. Desta câmara, o catalizador desativado é transferido para a câmara de regeneração onde após regeneração, é reciclado para a câmara de reação.

-COM LEITO FLUIDO, no qual o catalizador sob a forma de um pó fino, é misturado a carga vaporizada constituindo uma mistura em suspensão que pode ser operada como um fluido.

Em resumo, qualquer que seja, o processo de craqueamento catalítico, ele envolve 2 fases: a reação propriamente dita, onde o catalizador ajuda a formação dos produtos, é a regeneração do catalizador para reaproveitamento do mesmo. Esta regeneração provoca o despreendimento de gases rico em CO. A utilização deste resíduo se aplica à geração de vapor.

Dos 3 tipos de craqueamento catalíticos o que mais se usa atualmente nas petroquímicas em geral é o craqueamento fluido.

Para melhor explicar o funcionamento desta unidade, e a par

ticipação de uma caldeira de CO, tomaremos como exemplo a unidade existente na Refinaria Presidente Bernardes em Cubatão, SP.

A importância da U.F.C.C. pode ser medida em função de 02 fatores: 12% da gasolina e 18% do GLP produzidos no Brasil são oriundos desta unidade. Além disso a gasolina produzida pelo processo de craqueamento catalítico apresenta excelente octanagem dispensando a adição de chumbo tetraetila.

O principal equipamento da unidade é o reator (Figura 1), onde as reações de craqueamento e regeneração são realizadas. Este reator consiste de 02 vasos de pressão superpostos.

O vaso de baixo se encontra a temperatura de aproximadamente 650°C. O catalizador se acha no estado fluído dentro deste vaso. O gasóleo vindo da destilação a vácuo é pulverizado através de válvulas imersas no catalizador. Esta mistura gasóleo e catalizador é inserida dentro de tubulões verticais chamados "Risers" onde em virtude da alta temperatura ocorrerá o craqueamento. Existe a tendência de elevação desta solução pelos Risers uma vez que o vaso inferior é mantido a uma pressão maior que o vaso superior.

No final dos Risers os produtos formados estão na fase gasosa e são liberados por uma tubulação no topo do reator.

O catalizador por ser mais denso, desce através de uma tubulação, "Stand Pipe", e será devolvido ao vaso inferior.

Os catalizadores não mantem com o uso a sua atividade inicial. Esta vai declinando à medida que são utilizados, dando-se ao fenômeno o nome de envelhecimento. Deste modo é necessário recuperar o catalizador em uma operação chamada de regeneração. Esta operação consiste essencialmente, em queimar o depósito carbonáceo, formado em sua superfície durante o processo de craqueamento como resultado das operações de condensação. Este depósito que adere às partículas do catalizador contém cerca de 90% de carbono, 10% de hidrogênio e eventualmente pequena quantidade de enxofre.

Esta queima é realizada no vaso inferior do reator através de um queimador que se constitui de 02 anéis com furos através dos quais o ar é injetado sobre pressão no banho de catalizador. A queima é instantânea uma vez que o catalizador se encontra a 650°C.

Esta queima gera gases ricos em CO que são os chamados gases de combustão.

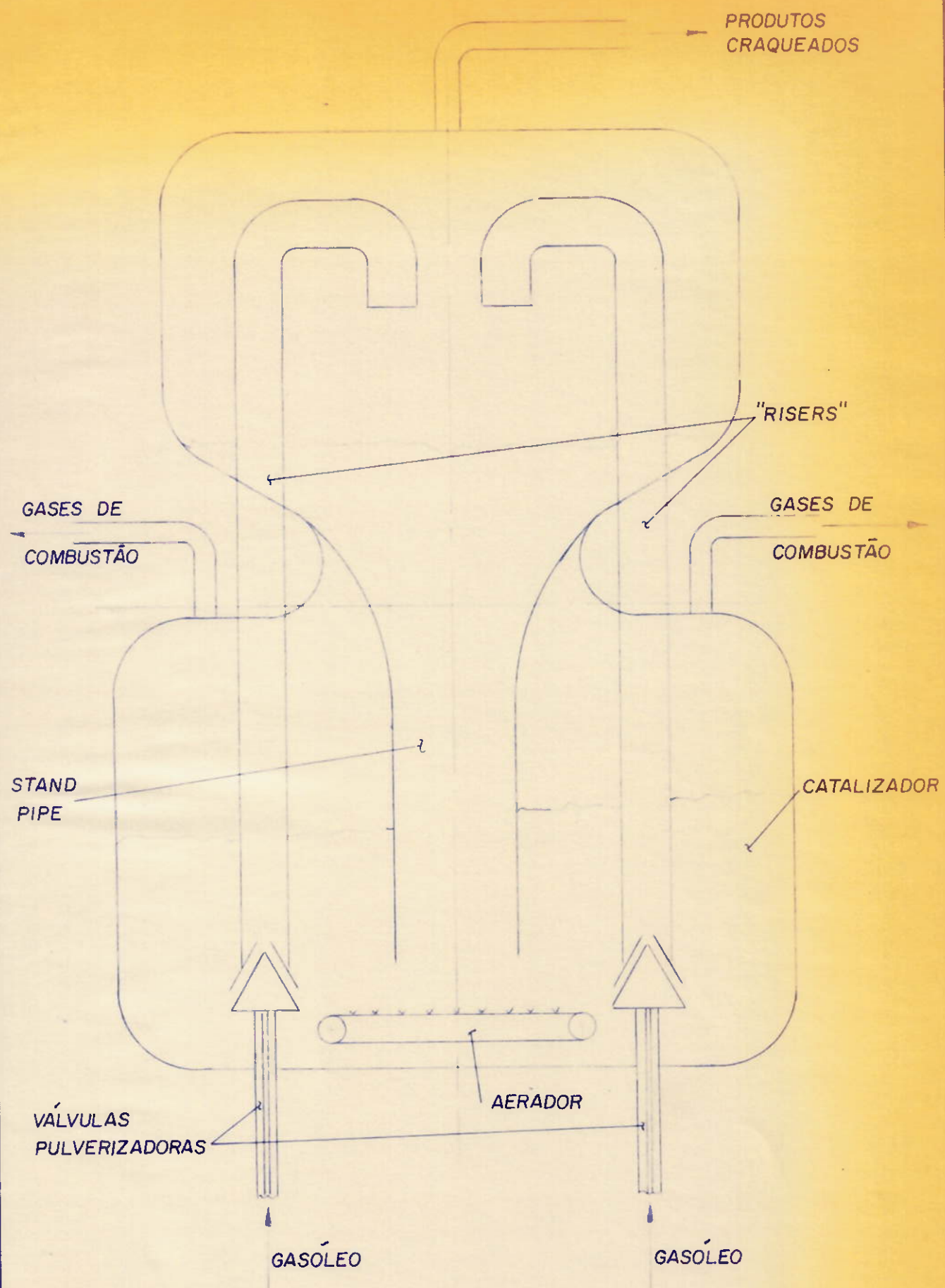


FIG. 1 - REATOR DE CRAQUEAMENTO CATALÍTICO FLUÍDO

Este gás sai do vaso inferior do reator, passa por uma torre estabilizadora e é queimado em uma caldeira.

A composição deste gás é basicamente:

8,5% CO_2

9,5% CO

68,3% N_2

0,2% O_2

13,5% H_2O

É claro que esta composição varia com o tipo de catalizador e com as condições de operação, mas estes dados podem ser considerados médios para o catalizador zeótico de sílica/alumina utilizado na RPBC.

Deste modo estes gases de alto poder calorífico são utilizados na geração de vapor aumentando a eficiência da unidade e com isto evitando tal desperdício de energia.

B-) CARACTERÍSTICAS DA CALDEIRA CO

A caldeira para queima de CO é do tipo aquotubular com paredes d'água na câmara combustão.

O gás de combustão entra na câmara à uma temperatura aproximada de 600°C , apresentando um conteúdo calorífico composto do poder calorífico do combustível além do calor sensível do conteúdo dos gases (devido a alta temperatura de entrada).

Devido a alta temperatura deste gás, ele não deve ser admitido através de um queimador e sim através de portas nas paredes inferiores da câmara de combustão, com o ar sendo admitido através de um queimador auxiliar.

Uma vez que as paredes são totalmente irradiadas, as portas são obtidas através do dobramento dos tubos ao redor das portas.

Para o dimensionamento das portas existe um fator limitante que é a velocidade do gás. Esta velocidade é limitada a um valor de 30m/s para reduzir o efeito de erosão provocado pelos finos de catalizador nos tubos da periferia das portas.

Uma restrição similar da velocidade é aplicada a própria câmara de combustão e aos feixes de convecção para prevenir a erosão nos tubos.

O baixo poder calorífico do gás de combustão torna necessária a queima simultânea no queimador auxiliar. A queima deste combustível auxiliar assegura que a temperatura da câmara permaneça

algumas centenas de graus acima da temperatura de combustão do gás.

A porcentagem do combustível é um dado estabelecido em função da produção de vapor de projeto. É claro que se apenas o combustível auxiliar for queimado aumentará a capacidade de produção do gerador. Isto capacitará a planta a produzir 10% a 20% de vapor adicional quando necessário.

O aumento da porcentagem do combustível auxiliar aumenta o poder calorífico volumétrico da mistura uma vez que a temperatura adiabática de chamada aumenta e a combustão do gás de CO se torna mais rápida.

Assim a restrição de velocidade e o poder calorífico volumétrico requerido determinam o tamanho da câmara de combustão.

O uso do economizador após a caldeira aumenta o rendimento da caldeira pois torna possível recuperar boa parte do calor sensível do gás de CO vindo do reator.

A deposição dos finos do catalizador é muito pequena (cerca de 15 grãos/m²). Desta maneira raspadores e sopradores de fuligem não são exigidos na caldeira.

II - JUSTIFICATIVA PARA ESCOLHA DO PROJETO

A seleção de um gerador de vapor leva em consideração vários os fatores:

- tipo de combustível
- equipamento de combustão
- pressão e temperatura do vapor
- demanda de vapor
- eficiência térmica desejável
- custo da instalação, operação e manutenção
- espaço disponível
- superfície de aquecimento
- pressão interna da caldeira
- localização.

A escolha do tipo da caldeira mais adequado de caldeira foi baseada principalmente na produção de vapor desejada. A caldeira utilizada será do tipo Aquotubular de tubos curvos, com parede de água, que aproveita o calor irradiado na fornalha e com economizador para aumentar a eficiência do gerador.

As características principais deste gerador já foram relacionadas no item anterior.

Uma característica predominante dessas unidades é que elas exigem um controle sistemático da água de alimentação, tanto mais rigoroso quanto maior a pressão da caldeira.

III - DADOS DE PROJETO

Produção máxima de vapor	- 50.000 Kg/h
Pressão de operação	- 12 Kgf/cm ²
Pressão de projeto	- 14 Kgf/cm ²
Combustível principal	- CO residual
Combustível auxiliar (50% do total de calor necessário)	- Óleo BPF
Qualidade do vapor	- saturado seco
Eficiência térmica	- 89%
Temperatura da água de alimentação	- 110°C
Temperatura do Ar ambiente	- 28°C
Temperatura do ar pré-aquecido	- 200°C

IV - CÁLCULOS TÉRMICOSA-) CARACTERÍSTICAS DOS COMBUSTÍVEIS

A.1) O gás de combustão varia sua composição de acordo com as condições de operação e projeto da unidade de craqueamento catalítico, bem como em função do tipo de petróleo e catalisador utilizados.

Para o projeto do gerador foram tomados dados médios de processo da UFCC da Refinaria Presidente Bernardes de Cubatão:

- Composição do gás de combustão na base úmida (% molar)

CO ₂	8,5%
CO	9,5%
N ₂	68,3%
O ₂	0,2%
H ₂ O	13,5%
	100,0%

- <u>Densidade</u>	- 1,23 Kg/Nm ³
- <u>PCI do Gás</u>	- 230 Kcal/Kg

A.2) Conforme o Certificado da RPBC, o óleo combustível BPF possui as seguintes características:

Composição do Óleo BPF na base úmida (% molar)

Carbono	- 85,89%
Hidrogênio	- 11,66%
Enxofre	- 2,40%
Água e Sedimento	- 0,05%

<u>Densidade (relativa)</u>	0,9558	(15°C)
<u>Ponto de Fluidez</u>	0°C	
<u>Viscosidade SFS</u>	122	(50°C)
<u>Ponto de Fulgor</u>	102°C	
<u>PCS</u>	10.950 Kcal/Kg	
<u>PCI</u>	9.800 Kcal/Kg	

B-) CARACTERÍSTICAS DO FLUÍDO VAPORIZANTE

Qu - Calor útil (Kcal/Kg)	
h _v - entalpia do vapor na saída do gerador (Kcal/Kg)	
h _a - entalpia da água de alimentação (Kcal/Kg)	
Pressão de Projeto - 14 Kgf/cm ²	
Vapor saturado seco	
Temperatura da água de alimentação - 110°C	
D - demanda máxima de vapor - 50.000 Kg/h	

Da tabela de propriedades da água

$$h_v = 666,3 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_a = 110,12 \text{ Kcal/Kg}$$

$$Q_u = D (h_v - h_a)$$

$$Q_u = 50.000 (666,3 - 110,12)$$

$$Q_u = 27.809.000 \text{ Kcal/Kg.}$$

C-) VOLUME DOS GASES DE COMBUSTÃO

C.1) Gás de Combustão

De acordo com a literatura consultada o excesso de ar recomendado na queima deste gás é de 10%

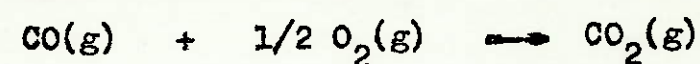
$$m = 1,10$$

O calor total a ser fornecido pelos combustíveis é:

$$Q_t = \frac{Q_u}{N} \quad \text{onde: } N - \text{Eficiência Térmica} = 0,89$$

$$Q_t = \frac{27.809.000}{0,89} = 31.246.067 \text{ Kcal/h}$$

- Reações de Combustão:



$$28,01 \quad 16 \quad 44,01 \quad (\text{Kg/Kg mol})$$

$$22,4 \quad 11,195 \quad 22,26 \quad (\text{Nm}^3/\text{Kgmol})$$

Para 1 Kg de Gás de Combustão temos:

	% Molar	Massa	% Massa
CO ₂	8,5	0,085 x 44 = 3,74	13,35
CO	9,5	0,095 x 28 = 2,66	9,50
N ₂	68,3	0,683 x 28 = 19,12	68,26
O ₂	0,2	0,002 x 32 = 0,06	0,21
H ₂ O	13,5	0,135 x 18 = 2,43	8,68
		Mt = 28,01	100,

Assim teremos:

$$V_{\text{to}_2} = \frac{11,195}{28,01} (0,095) - \frac{22,39}{32} (0,0021) = 0,0391 \frac{\text{Nm}^3 \text{O}_2}{\text{Kg gás}}$$

$$V_{\text{tar}} = \frac{0,0391}{0,21} = 0,186 \frac{\text{Nm}^3 \text{ar}}{\text{Kg gás}}$$

$$V_{\text{real ar}} = V_{\text{tar}} \cdot m = 0,186 \times 1,1 = 0,205 \frac{\text{Nm}^3 \text{ar}}{\text{Kg gás}}$$

Volume dos gases formados

$$V_{\text{tg}} = \frac{22,26}{28,01} (0,095) + \frac{22,26}{44,01} (0,1335) + \frac{22,4}{28} (0,6826) +$$

$$+ \frac{\text{N}_2(\text{AR})}{0,0391 \times 3,76} + \frac{\text{H}_2\text{O}(\text{GAS})}{22,40 (0,0868)} \\ + 0,0391 \times 3,76 + \frac{22,40}{18} (0,0868)$$

$$V_{tg} = 0,0755 + 0,0675 + 0,5461 + 0,1470 + 0,1080 = 0,9441 \frac{\text{Nm}^3}{\text{Kg gás}}$$

$$V_{rg} = V_{tg} + (m - 1) V_{tar} = 0,9441 + (0,1) \cdot 0,186 = 0,9627 \frac{\text{Nm}^3}{\text{Kg gás}}$$

-Demanda horária de gás de combustão:

$$B_1 = \frac{Q_t}{2} \cdot \frac{1}{\text{PCI}} = \frac{31.246.067}{2} \cdot \frac{1}{230} = 67.926 \frac{\text{Kg gás}}{\text{h}}$$

- Volumes Totais

A-1) Gases da Combustão

$$V_{g_1} = V_{rg} \cdot B_1 = 0,9627 \cdot 67.926 = 65.392 \frac{\text{Nm}^3 \text{ gases}}{\text{h}}$$

B-1) AR

$$V_{ar_1} = V_{r_{ar}} \cdot B_1 = 0,205 \cdot 67.926 = 13.925 \frac{\text{Nm}^3 \text{ ar}}{\text{h}}$$

C.2) ÓLEO BPF

O valor do excesso de ar para a queima do óleo BPF recomendado pela "TODD FUEL OIL BURNER" na prática é de 10% à 20%. O valor adotado é de 15%.

De acordo com a figura 02, com o PCI tem-se o volume de ar teórico necessário e com o PCI e o excesso de ar tem-se o volume real dos gases.

$$\text{Assim: } V_{tar} = 10,5 \frac{\text{Nm}^3 \text{ ar}}{\text{Kg BPF}}$$

$$V_{r \text{ gases}} = 13 \frac{\text{Nm}^3 \text{ gases}}{\text{Kg BPF}}$$

$$V_{rar} = V_{tar} \cdot m = 10,5 \cdot 1,15 = 12,075 \frac{\text{Nm}^3 \text{ ar}}{\text{Kg BPF}}$$

-Demanda horária de BPF

$$B_2 = \frac{Q_t}{2} \cdot \frac{1}{\text{PCI}} = \frac{31.246.067}{2} \cdot \frac{1}{9.800} = 1.594 \frac{\text{Kg BPF}}{\text{h}}$$

- Volumes Totais

A-1 Gases da Combustão

$$V_{g_2} = V_{rg} \cdot B_2 = 13 \times 1.594 = 20.724 \frac{\text{Nm}^3 \text{ gases}}{\text{h}}$$

B-1 AR

$$V_{ar_2} = V_{rar} \cdot B_2 = 12,075 \times 1.594 = 19.247 \frac{\text{Nm}^3 \text{ ar}}{\text{h}}$$

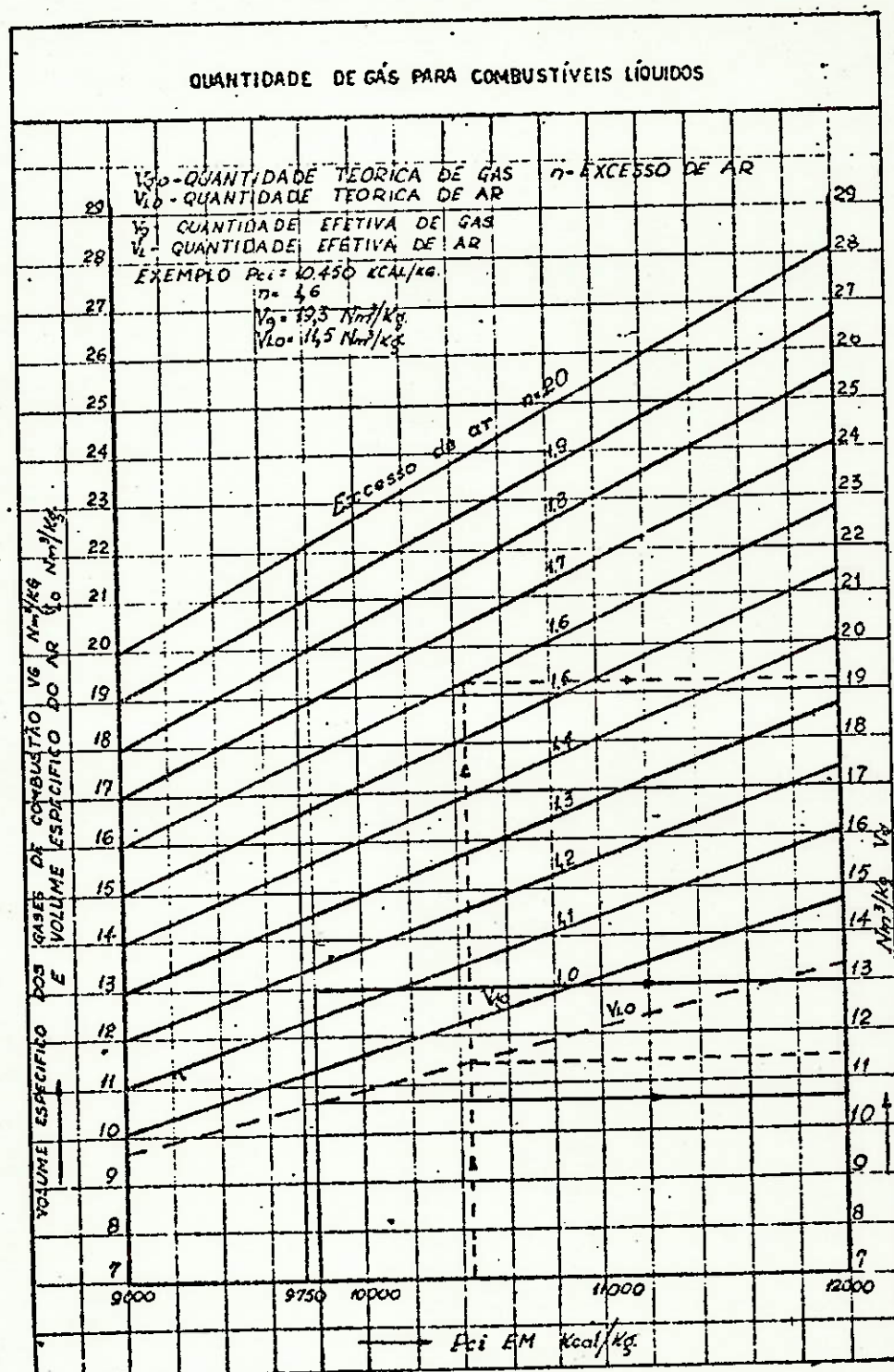


Figura 2 - Volume teórico de ar necessário
Volume real de gases

D-) CALOR TOTAL FORNECIDO PELOS COMBUSTÍVEISd.1) GÁS DE CO

O calor total cedido pelo gás é composto de 03 partes: do poder calorífico do gás, do calor sensível do ar de combustão pré-aquecido e do calor sensível do próprio gás, uma vez que o mesmo se encontra a 600°C na entrada da caldeira.

$$\text{Assim: } Qt_1 = B \cdot PCI + \text{Var. } C_{\text{par}} \cdot t_{\text{ar}} + B \cdot C_{\text{pgás}} \cdot t_{\text{gás}}$$

$$\text{Onde: } C_{\text{par}} = 0,31 \text{ Kcal/Nm}^3\text{°C}$$

$$t_{\text{ar}} = 200\text{°C}$$

$$t_{\text{gás}} = 600\text{°C}$$

$$C_{\text{pgás}} =$$

C_{pi} = calor específico dos componentes (Kcal/Kg°C)

Y_i = Fração em massa de cada componente

$$C_{\text{pgás}} = 0,1335 \cdot 0,203 + 0,095 \cdot 0,249 + 0,6826 \cdot 0,248 + 0,002 \cdot 0,219 + 0,0868 \cdot 0,445 = 0,26 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} \cdot \text{K}}$$

$$Qt_1 = 67.926 \times 230 + 13.925 \times 0,31 \times 200 + 67.926 \times 0,26 \times 600$$

$$Qt_1 = 27.082.786 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

D.2) ÓLEO BPF

Analogamente temos:

$$Qt_2 = 1.594 \times 9.800 + 19.247 \times 0,31 \times 200$$

$$Qt_2 = 16.373.514 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

$$Qt = Qt_1 + Qt_2 = 43.456.300 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

E-) DIMENSÕES DA CÂMARA DE COMBUSTÃO

- Volume da câmara de combustão (V)

$$V = \frac{\text{Calor total fornecido}}{\text{Carga térmica específica}}$$

A fornalha da caldeira será formada de "paredes d'água", isto é, revestida internamente de tubos de água. Neste caso a carga térmica específica varia entre 300.000 à 800.000 Kcal/m³h. O valor da carga térmica específica adotado é 600.000 $\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3 \text{ h}}$

$$\text{Portanto: } V = \frac{43.456.300}{600.000} = 72,43 \text{ m}^3$$

- Comprimento da Câmara de Combustão (L)

$$L = \frac{V}{S} \quad \text{onde: } S - \text{área da câmara de combustão.}$$

Adotando a área da câmara de combustão conforme a figura

3, temos:

$$S = 16,15\text{m}^2$$

$$L = \frac{72,43}{16,15} = 4,5\text{m}$$

F-) CÁLCULO DE IRRADIAÇÃO NA FORNALHA

F.1) SUPERFÍCIE IRRADIADA

$$Slrr = (L_{ext} + L_{int}) L \cdot \psi$$

onde: Slrr = superfície irradiada

L_{ext} = comprimento do tubo externo

L_{int} = comprimento do tubo interno

ψ = Fator de distribuição dos tubos

Da figura 03, temos:

$$L_{ext} = 9,4\text{m}$$

$$L_{int} = 3,5\text{mm}$$

Da figura 04, para tubos tangentes: $\psi = 1$

$$Slrr = (9,4 + 3,5) \times 4,5 \times 1 = 58,05\text{m}^2$$

f.2) SUPERFÍCIE REDUZIDA

$$Sred = \frac{Clrr \cdot Slrr \cdot 1000}{4 Vg}$$

Onde: Sred = superfície reduzida

Clrr = coef. de irradiação = 4 Kcal/m²h°C

Vg = volume dos gases da combustão

Portanto:

$$Vg = Vg1 + Vg2 = 65.392 + 20.724 = 86.116 \frac{\text{Nm}^3}{\text{h}}$$

$$Sred = \frac{4 \times 58,05 \times 1000}{4 \times 86.116} = 0,63$$

F.3) TEMPERATURA DE EQUILÍBRIO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO

$$h_o = \frac{Q_t}{Vg}$$

onde: h_o - conteúdo térmico específico dos gases

$$h_o = \frac{43.456.300}{86.116} = 508 \text{ Kcal/Nm}^3$$

Da figura 05, com o excesso de Ar, PCI, h_o, Sred, tem-se:

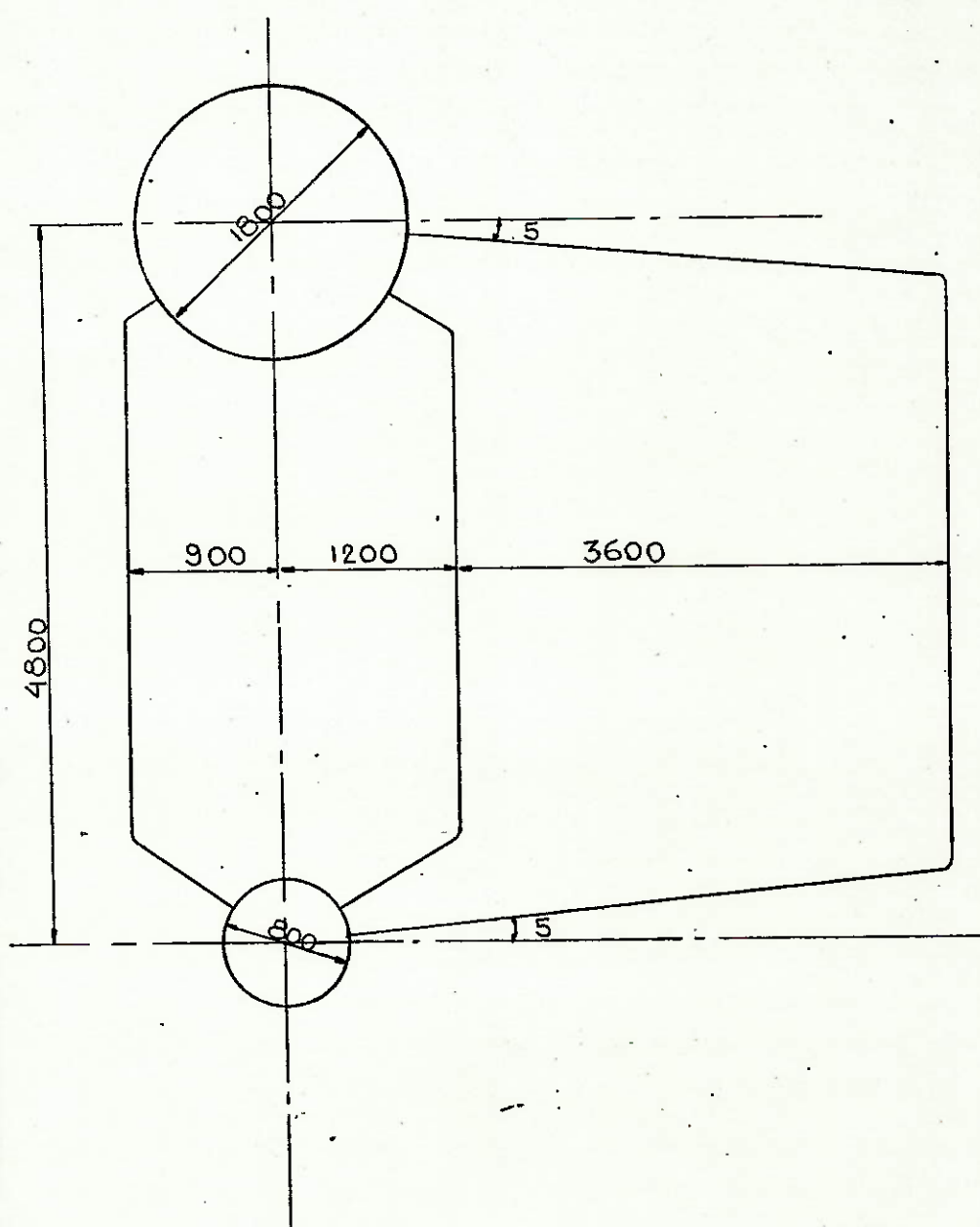


FIG.3 DIMENSÕES PRELIMINARES DA CÂMARA DE COMBUSTÃO

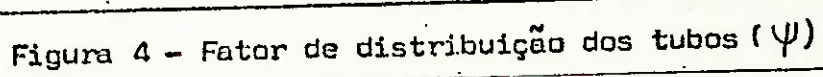


Figura 4 - Fator de distribuição dos tubos (ψ)

$$\text{Obs.: } \text{PCIm} = \frac{\text{PCI}_{\text{co.}} \cdot B_1 + \text{PCI}_{\text{gas.}} \cdot B_2}{B_1 + B_2}$$

$$\text{Pcim} = \frac{230 \times 67.926 + 9.800 \times 1.594}{1.594 + 67.926} = 450 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\text{Teq} = 1.125^\circ\text{C}$$

Te - temperatura de equilibrio da câmara.

G-) BALANÇO TÉRMICO

— Qt = Q1 = calor total fornecido

$$Q1 = 43.456.300 \text{ Kcal/h}$$

— Q2 - saldo de calor após a câmara

$$Q2 = h_2 \cdot V_g$$

Onde: h_2 = conteúdo térmico específico à temperatura de equilíbrio

$$h_2 = 445 \text{ Kcal/Nm}^3$$

$$Q2 = 445 \times 86.116 = 38.321.162 \text{ Kcal/h}$$

— Q3 - calor absorvido na fornalha

$$Q3 = Q1 - Q2$$

$$Q3 = 43.456.300 - 38.321.162 = 5.134.680 \text{ Kcal/h}$$

— Q4 - calor total fornecido pelos combustíveis

$$Q4 = \frac{Q_{\text{útil}}}{N}$$

$$Q4 = \frac{27.809.000}{0,89} = 31.245.669 \text{ Kcal/h}$$

— Q5 - Calor dissipado por irradiação.

Para caldeira integralmente irradiada, as perdas por irradiação representam 1% do calor fornecido pelo óleo combustível.

$$Q5 = 0,01 \cdot Q4$$

$$Q5 = 0,01 \times 31.245.669 = 312.457 \text{ Kcal/h}$$

— Q6 - saldo de calor efetivo após a câmara

$$Q6 = Q2 - Q5$$

$$Q6 = 38.321.162 - 312.457 = 38.008.705 \text{ Kcal/h}$$

$$h_6 = \frac{Q6}{V_g} \quad h_6 - \text{conteúdo térmico específico após a câmara ou na entrada do feixe de convecção.}$$

$$h_6 = \frac{38.008.705}{86.116} = 441 \text{ Kcal/Nm}^3$$

Segundo a figura 05, tem-se

$$T_6 = 1.120^\circ\text{C}$$

— Q7 - Calor a ser absorvido no feixe de convecção

$$Q7 = Q_6 - Q3$$

$$Q7 = 38.008.705 - 5.134.680 = 32.874.025 \text{ Kcal/h}$$

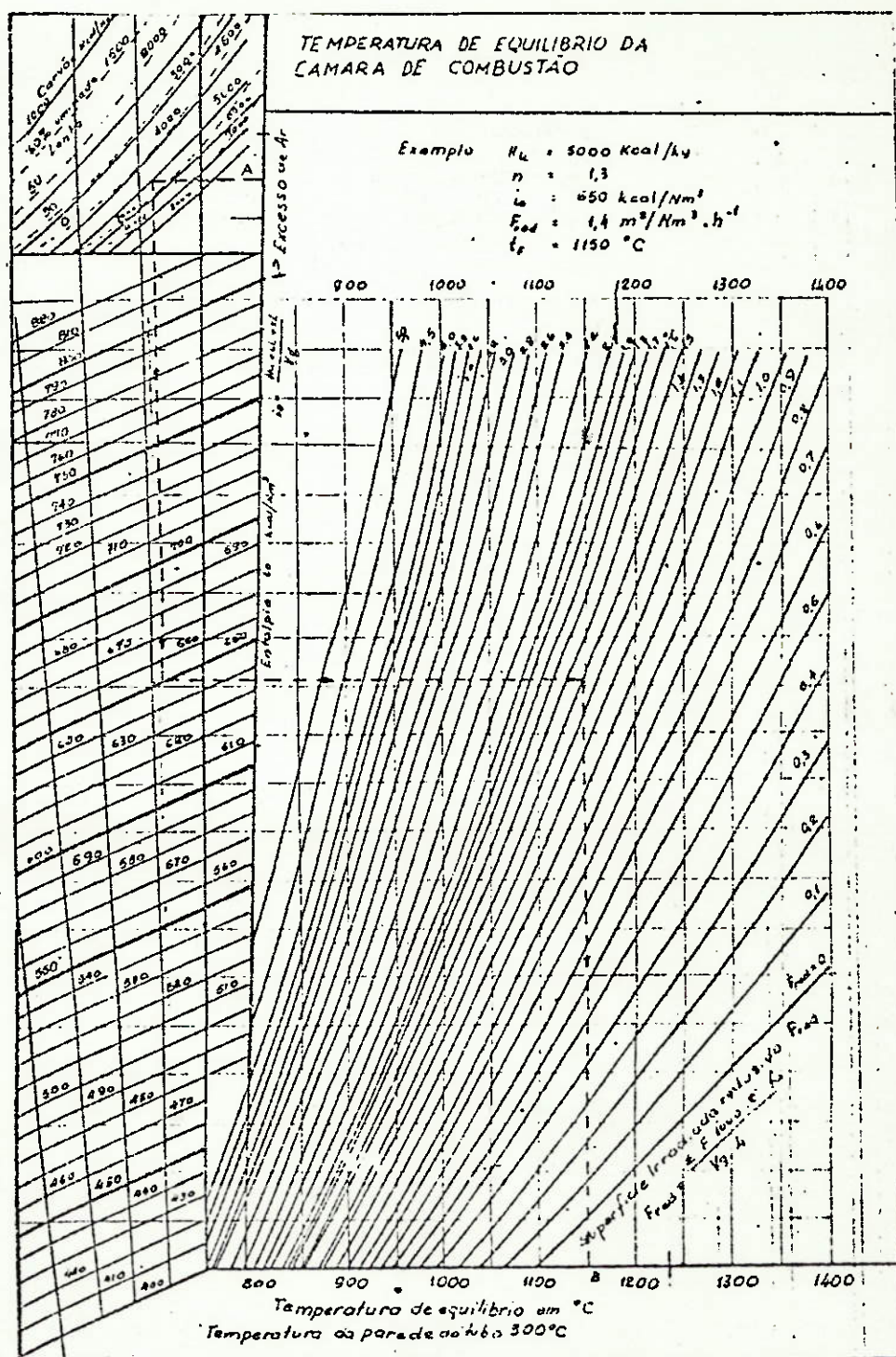


FIG.: 5 TEMPERATURA DE EQUILIBRIO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO.

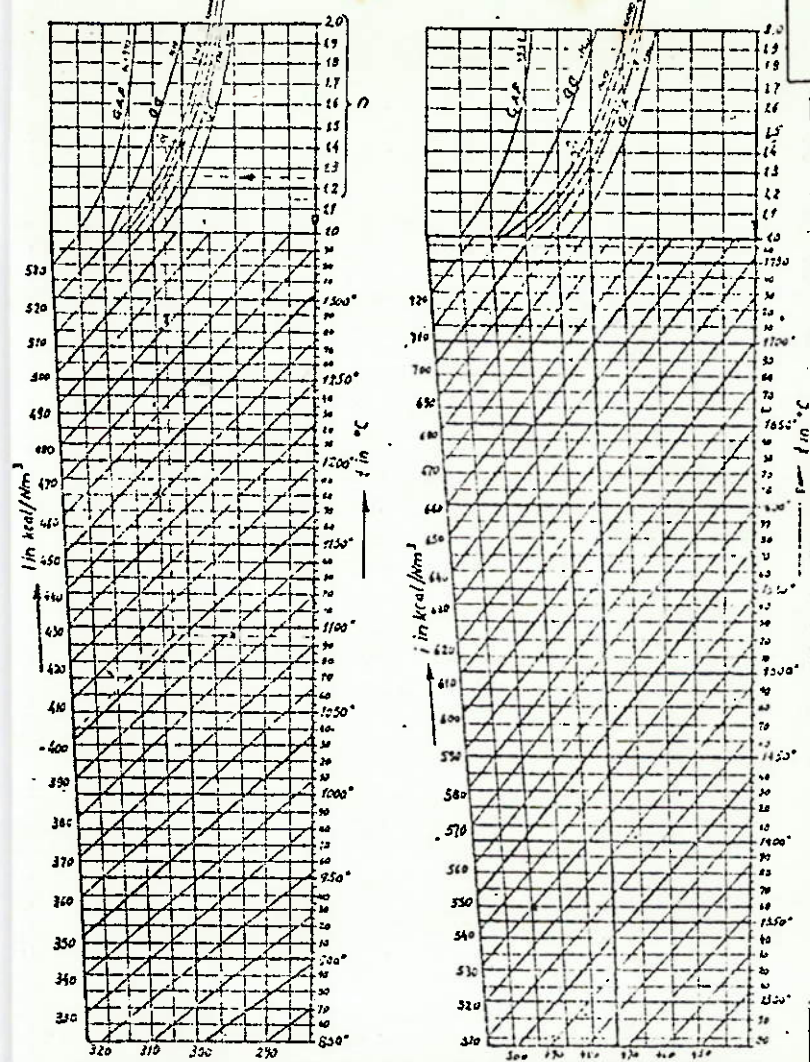
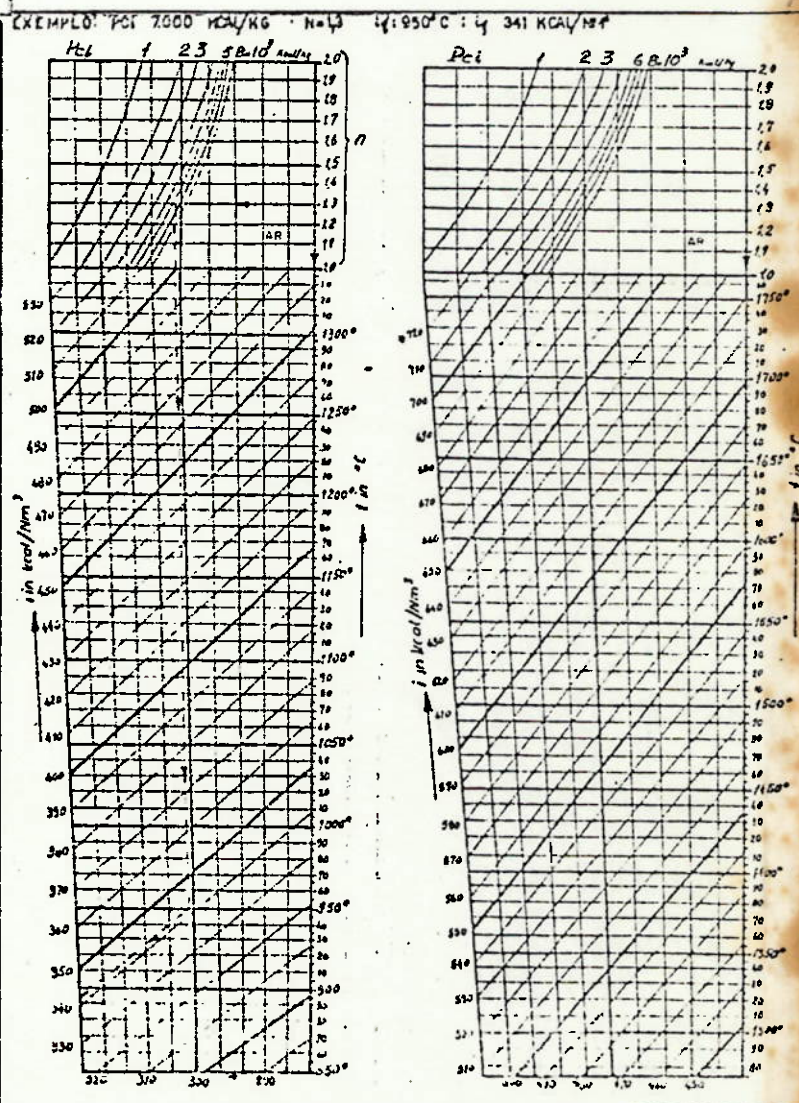


FIG.: 6 CONTEÚDO TÉRMICO ESPECÍFICO



— Q8 - saldo de calor efetivo após o feixe de convecção

$$Q8 = Q6 - Q7$$

$$Q8 = 38.008.705 - 22.674.320 = 15.334.385 \text{ Kcal/h}$$

$$h8 = \frac{Q8}{Vg}$$

h8 = Conteúdo do térmico específico na saída do feixe de convecção.

$$h8 = \frac{15.334.385}{86.116} = 178 \text{ Kcal/Nm}^3$$

$$T8 = 500^\circ\text{C}$$

— Q9 - calor absorvido no economizador

A água de alimentação da caldeira vinda do sistema de água da unidade, entra no economizador a 25°C .

Assim: Entrada de água: $t_e = 25^\circ\text{C}$, 14 Kgf/cm^2

Saída de água: $t_s = 110^\circ\text{C}$, 14 Kgf/cm^2

$$h_e = 25,5 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_s = 110,5 \text{ Kcal/kg}$$

$$Q9 = m \times h_s - h_e = 50.000 \times (110,5 - 25,5)$$

$$Q9 = 4.250.000 \text{ Kcal/Kg}$$

— Q10 - saldo de calor após o economizador

$$Q10 = Q8 - Q9$$

$$Q10 = 15.334.385 - 4.250.000 = 11.084.385 \text{ Kcal/h}$$

$$h10 = \frac{11.084.385}{86.116} = 128 \text{ Kcal/Nm}^3$$

$$T10 = 365^\circ\text{C} \quad (\text{Temperatura dos gases na entrada do pré-aquecedor})$$

— Q11 - Calor absorvido no pré-aquecedor de ar.

O ar que adentra na caldeira está na temperatura ambiente (25°C) será pré-aquecido até a temperatura de 200°C .

assim: $Q11 = Var \times C_{var} \times \Delta t$

$$Q11 = (Var_1 + Var_2) \times C_{var_{ar}} \times \Delta t = (13.925 + 19.247) \times 0,31 \times 175$$

$$Q11 = 1.799.581 \text{ Kcal/h}$$

— Q12 - saldo de calor na saída dos gases

$$Q12 = Q10 - Q11$$

$$Q12 = 11.084.385 - 1.799.581 = 9.284.804 \text{ Kcal/h}$$

$$h12 = \frac{9.284.804}{86.116} = 107 \text{ Kcal/Nm}^3$$

$$T12 = 305^\circ\text{C} \quad (\text{temperatura de saída dos gases})$$

H-) DIMENSIONAMENTO DA SUPERFÍCIE DE CONVECÇÃO

$$Q7 = \alpha \cdot A \cdot \Delta T$$

ONDE: A - Superfície de convecção

α - coeficiente de transmissão para fluxo gasoso normal e externo aos tubos.

Para cinco ou mais fileiras de tubos em distribuição quinôncia, tem-se:

$$\alpha = \frac{V_o^{0,654}}{d^{0,346}} (4,3 + 2,51 \cdot \frac{T}{1000})^{1,4} \cdot f_c$$

V_o = Velocidade dos gases na condições normais de temperatura e pressão.

$$V_o = \frac{V_g}{3.600 \cdot S_g}$$

S_g - Superfície de passagem dos gases entre os tubos do feixe. o desenho detalhado do gerador temos:

$$S_g \approx 2,9 \text{ m}^2$$

$$V_o = \frac{86.116}{3.600 \cdot 2,9} = 8,24 \text{ m/s}$$

d - diâmetro externo dos tubos $D = 2,815" \approx 73\text{mm}$

T - temperatura média do gás

$$T = \frac{T_6 + T_8}{2} = \frac{1120 + 500}{2} = 810^\circ\text{C}$$

f_c = fator de sujeira = 0,93

Portanto:

$$\alpha = \frac{8,24^{0,654}}{0,076^{0,346}} (4,3 + 2,51 \cdot \frac{810}{1.000})^{1,4} \cdot 0,93 = 84 \text{ Kcal/Nm}^2^\circ\text{C}$$

T - Diferença média logarítmica de temperatura

$$T = \frac{T_6 - T_8}{\ln \frac{T_6 - T_v}{T_8 - T_v}} = \frac{1.120 - 500}{\ln \frac{1.120 - 194,1}{500 - 194,1}} = 560^\circ\text{C}$$

Deste modo:

$$A = \frac{22.674.320}{84 \times 560} = 482\text{m}^2$$

-O comprimento do feixe de convecção

$$L = (n - 1) \cdot e$$

L = Comprimento do feixe de convecção

n = número de secções do feixe

$$n = \frac{A}{\pi \cdot d \cdot l}$$

l = comprimento total dos tubos por secção = $13 \times 3,5 = 45,5\text{m}$

d = diâmetro externo dos tubos = $2,875" = 73\text{mm}$

$$N = \frac{482}{\pi \cdot 0,073 \cdot 45,5} = 45 \text{ secções}$$

e - Espaço entre duas secções de tubos.

Como o comprimento do tubulão é de 4,5mm utilizaremos 4,0mm de feixe.

$$\text{assim: } L = 4000\text{mm}$$

$$4000 = 44 \cdot e$$

$$e = 90,5\text{mm}$$

I-) DIMENSIONAMENTO DO ECONOMIZADOR

$$Q_9 = \alpha \cdot A \cdot \Delta T$$

onde: α = Coeficiente de transmissão para o fluxo gasoso normal e externo aos tubos.

A = Superfície de convecção

Para cinco ou mais fileiras de tubos com distribuição paralela temos:

$$\alpha = \frac{V_o^{0,654}}{d^{0,346}} \left(4,3 + 2,51 \times \frac{T}{1000} \right) \times f_c$$

V_o - velocidade dos gases nas condições normais de temperatura e pressão.

$$V_o = \frac{V_g}{3600 \cdot S_g}$$

S_g - superfície de passagem dos gases entre os tubos do feixe.

As dimensões preliminares do compartimento do economizador são: Altura = 2,5m

Largura = 1,2m

com d - diâmetro nominal = 2", Schedule 40, temos:

$$d_{ext} = 2,375" = 60,3\text{mm}$$

$$d_{int} = 2,067" = 52,5\text{mm}$$

O passo entre os tubos será: $t = 2 \times d_{ext} = 120,6\text{mm}$.

O número de fileiras será: $N = \frac{1200,1}{120,6} \approx 11$ fileiras

$$\text{assim: } S_g = (t - d_{ext}) \times N \times \text{Alt} = 60,3 \times 11 \times 2500 \cdot 10^{-6} = 1,5\text{m}^2$$

$$V_o = \frac{86116}{3600 \cdot 1,5} = 15,94 \text{ m/s}$$

$$T = \frac{T_8 + T_{10}}{2} = \frac{500 \times 365}{2} = 432,5^\circ\text{C}$$

f_c - fator de sujeira = 0,93

$$= \frac{15,94^{0,654}}{0,06^{0,346}} \left(4,3 + 2,51 \times \frac{432,5}{1000} \right) \times 0,93 = 81 \text{ Kcal/hm}^2\text{ec}$$

T - Diferença média logarítmica de temperatura

$$T = \frac{(T_8 - T_e) - (T_{10} - T_s)}{\ln \left(\frac{T_8 - T_e}{T_{10} - T_s} \right)}$$

onde: $T_8 = 500^\circ\text{C}$

$T_{10} = 365^\circ\text{C}$

$T_e = \text{temperatura de entrada da água} = 25^\circ\text{C}$

$T_s = \text{temperatura de saída da água} = 110^\circ\text{C}$

$$T = \frac{(500 - 25) - (365 - 110)}{\ln \left(\frac{500 - 25}{365 - 110} \right)} = 353^\circ\text{C}$$

Assim: $4.250.000 = 81. A \cdot 353$

$$A = 148\text{m}^2$$

- Comprimento do economizador (L)

$$L = (n - 1) e$$

n = Número de secções do feixe

$$n = \frac{A}{\pi \cdot d \cdot l}$$

l = comprimento total dos tubos por secção

$$l = 10 \times 2,5 = 25\text{mm}$$

$$N = \frac{148}{\pi \cdot 0,06 \cdot 25} = 31 \text{ secções}$$

com e = 100mm Temos:

$$L = (31 - 1) \cdot 100 = 3000\text{mm} = 3\text{m}$$

J-) DIMENSIONAMENTO DO PRÉ AQUECEDOR DE AR

$$Q_{10} = U \cdot A \cdot T$$

onde: U - coeficiente global de transmissão de calor

A - superfície de convecção.

Ao contrário do item anterior onde as resistências térmicas de condução através do tubo e de convecção da água eram desprezíveis, apenas a resistência de condução é desprezível.

Assim temos:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{c.gas}} + \frac{1}{\alpha_{c.ar}}}$$

Onde: $\alpha_{c.gas}$ - coeficiente de película do lado do gás

$\alpha_{c.ar}$ - coeficiente de película do lado do ar

Como utilizaremos um pré aquecedor de ar de bolsas teremos:

$$\alpha_c = \frac{\phi \cdot v^{0,8}}{l^{0,2}}$$

$$\text{onde } \phi = 0,0284 \times \lambda \times \left(\frac{\gamma}{N \cdot g} \right)^{0,8}$$

sendo: V - Velocidade dos gases (m/s)

l - Comprimento da placa no sentido fluxo (M)

λ - Coeficiente de condutividade térmica da placa metálica (Kcal/Mh°C)

γ - Peso específico do gás (kgf/m³)

g - aceleração da gravidade (m/s²)

N - viscosidade dinâmica do gás (Kgf. s/m²)

Das dimensões preliminares do pré-aquecedor na figura 07 :

$$\text{temos: } V_o = \frac{V_g}{3600 \cdot S_g} \quad \text{onde: } V_g - \text{vazão gás-ar (Nm}^3/\text{h)} \\ S_g - \text{superfície de passagem do gás-ar (m}^2\text{)}$$

Para o gás:

$$V_o = \frac{86116}{3600 \cdot 1,2} = 19,9 \text{ m/s} \therefore l_g = 1,2 \text{ m}$$

Para o ar:

$$V_o = \frac{33.352}{3600 \times 0,72} = 12,9 \text{ m/s} \therefore l_{ar} = 2,0 \text{ m}$$

As placas utilizadas serão de aço-cromo. Devido a alta resistência a temperatura, corrosão e erosão:

$$\lambda = \frac{14 \text{ Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m} \cdot \text{c}}$$

Dados dos fluídos

$$\text{Ar: } T_m = \frac{25 + 200}{2} = 112,5^\circ\text{C}$$

$$\gamma = 0,893 \text{ Kgf/m}^3$$

$$N = 2,3 \cdot 10^{-6} \text{ Kgf s/m}^2$$

$$\text{Gás: } T_m = \frac{365 + 305}{2} = 335^\circ\text{C}$$

$$\gamma = 0,578 \text{ Kgf/m}^3$$

$$N = 2,72 \cdot 10^{-6} \text{ Kgf} \cdot \text{s/m}^2$$

Coeficientes de película

$$\text{P/AR: } \phi = 0,00289 \cdot 14 \left(\frac{0,896}{2,3 \cdot 10^{-6} \cdot 9,8} \right)^{0,8} = 8,8$$

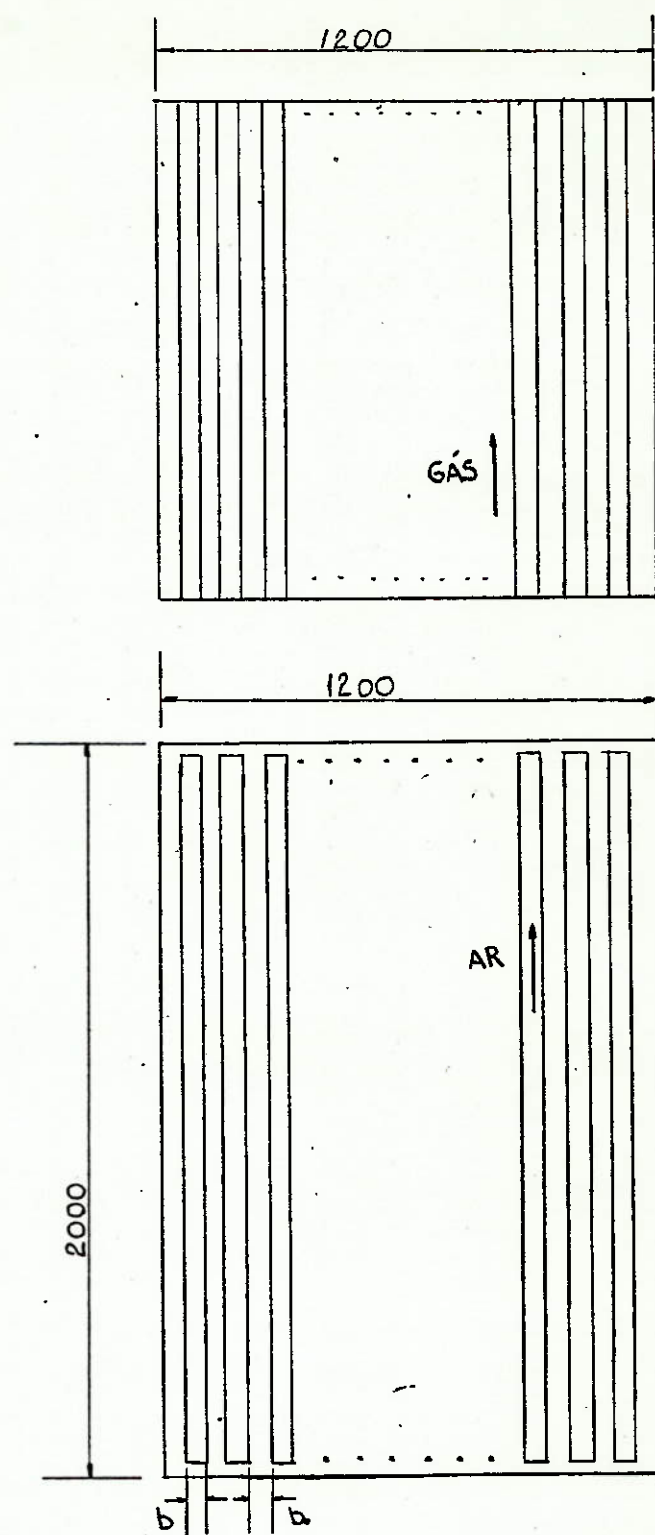


FIG. 7 PRÉ-AQUECEDOR DE AR

$$\alpha_{c.ar} = 8,8 \cdot \frac{12,9^{0,8}}{2^{0,2}} = 76,2 \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

-Para Gás

$$\phi = 0,0284 \cdot 14 \left(\frac{0,578}{2,72 \cdot 10^{-6} \cdot 9,8} \right)^{0,8} = 7,9$$

$$\alpha_{cgás} = 7,9 \frac{19,9^{0,8}}{1^{0,2}} = 86,4 \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{76,2} + \frac{1}{86,4}} = 42,5 \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

T = Diferença média logaritmica de temperatura:

$$T = \frac{(T_{10} - T_e) - (T_{12} - T_s)}{\ln \frac{(T_{10} - T_e)}{(T_{12} - T_s)}}$$

Onde: T₁₀ = entrada do gás = 365°C

T₁₂ = saída do gás = 305°C

T_e = entrada do ar = 25°C

T_s = saída do Ar = 200°C

$$T = \frac{(365 - 25) - (305 - 200)}{\ln \frac{(365 - 25)}{(305 - 200)}} = 200^\circ\text{C}$$

-Superfície de convecção

$$A = \frac{Q_{11}}{U \cdot \Delta T}$$

$$A = \frac{1.799.581}{425 \cdot 200} = 211 \text{ m}^2$$

-Numero de placas (N).

Da figura 07, temos a área de troca de calor por placa:

$$A_p = 2 \times 1,2 \times 2 = 4,8 \text{ m}^2$$

$$N = \frac{A}{A_p} = 44 \text{ placas}$$

Largura das placas (b)

$$b = \frac{1.200}{2 \times 44} = 13,6 \text{ mm}$$

V - CÁLCULOS MECÂNICOSA-) DIMENSIONAMENTO DO TUEULÃO SUPERIORa.1) DIÂMETRO DO TAMBOR (d_s)

Para evitar que o vapor leve consigo gotas de águas, o espaço do tambor dedicado ao vapor deverá ter dimensões apropriadas.

Da página 90 do Livro do DUBBEL, temos a Tabela I, de onde temos, a água da caldeira para a pressão de 14 Kgf/cm², e assim uma condutividade de 4.000 Ns/cm.

Com a condutividade de 4000 Ns/cm é a pressão de 14 Kgf/cm² Entramos no gráfico I.

Deste modo temos uma carga admissível da câmara de vapor de 940 $\frac{M^3 \text{ de vapor}}{m^3 \cdot h}$

$$\text{Mas: } \frac{M^3 \text{ de vapor}}{M^3, h} = \frac{D \times L}{\rho \text{ Vol.}}$$

Onde:

$$D = 50.000 \text{ Kg vapor/h}$$

$$\rho = 6,97 \text{ Kg/m}^3 \text{ (vapor saturado seco)}$$

$$\text{Vol} = \frac{\pi \times d^2}{4 \times 1,5} \times L \text{ (vapor)}$$

$$L = \text{Comprimento do tambor} = 4,5\text{m}$$

$$d = \text{Diâmetro do tambor.}$$

$$\text{Assim: } \frac{M^3 \text{ de vapor}}{M^3, h} = \frac{50.000 \times 4 \times 1,5}{6,97 \times \pi \times d^2 \times 4,5} = 940$$

$$d = 1,79\text{m}$$

$$\text{adotamos: } d_s = 1,8\text{m}$$

A.2) ESPESSURA DA PAREDE DO TAMBOR (t_s)

A espessura dos tambores submetidos a pressão interna, pode ser calculada pela fórmula (segundo o Código "ASME - SECTION I")

$$t = \frac{P \times R}{S \cdot E - 0,6p}$$

onde: t = espessura mínima excluindo a margem de segurança para corrosão (IN)

$$p = \text{Pressão de projeto (LB/IN}^2\text{)}$$

$$R = \text{Raio interno do tambor (IN)}$$

$$S = \text{Tensão admissível para o material do cilindro (LB/IN}^2\text{)}$$

$$E = \text{eficiencia de junta.}$$

Pressão	at ef	20 °)	40 °)	64 °)	80 °)	125 °)	1tr
Valor p	mval/ht	< 10	< 10	< 3	< 1 °)	< 0,3 °)	< 1 °)
Ácido silício	mg SiO ₂ /lit	< 125 - 7 p.p.t	< 1 - 17 °)	< 10	< 4	< 1,2	< 1 °)
Fosfato	mg P ₂ O ₅ /lit	< 25	< 15		< 3		
Condutividade a 20 °C	μS/cm	< 8000	< 1500	< 2500	< 1500	< 250	< 50
Densidade	°Bé	< 0,4	< 0,25				

TABELA I - PROPRIEDADES DA ÁGUA

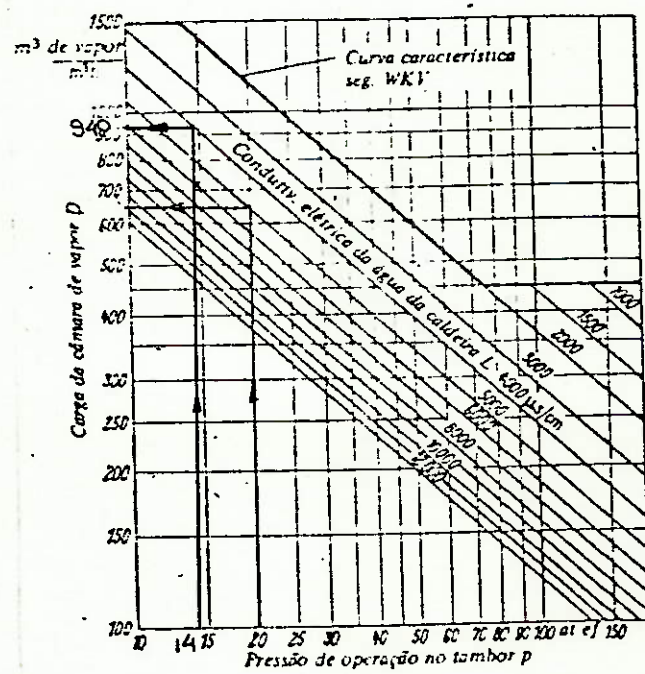


GRÁFICO - I

- para o material SA-285C temos: $S = 13.250 \text{ LB/IN}^2$
- usando a solda do tipo "SINGLE WELDED BUTT", com junta radiografada e sem alívio de tensões, temos: $E = 80\%$
- A pressão de projeto será 10% maior que o "SET-POINT" das válvulas de segurança (18 Kgf/cm^2). Assim temos: $P = 1,1 \times 18 \approx 20 \text{ Kgf/cm}^2 = 294 \text{ LB/IN}^2$
- $R = d/2 = 0,9\text{m} = 35,4 \text{ IN}$

$$\text{Assim: } t = \frac{P \times R}{S \times E - 0,6p} = \frac{294 \times 35,4}{13.250 \times 0,8 - 0,6 \times 294} = 1,0 \text{ IN} = 25,4\text{mm}$$

Com uma sobresspessura de corrosão de 3mm temos:

$$t = 28,4\text{mm}$$

Utilizaremos chapas de 1.1/4"

B-) DIMENSIONAMENTO DO TUBULÃO INFERIOR

B.1- DIÂMETRO DO TAMBOR (d_i)

Vamos adotar um diâmetro de 0,8m

$$d = 800\text{mm}$$

B.2- Espessura do tambor (t_i)

Com o mesmo material do tambor superior, e os mesmos critérios do item A.2 temos:

$$t = \frac{P \times R}{S \times E - 0,6p} = \frac{294 \times 15,7}{13250 \times 0,8 - 0,6 \times 294} = 0,44\text{IN} = 11,2\text{mm}$$

Com a sobresspessura de corrosão de 3mm

$$t_i = 15\text{mm}$$

Utilizaremos chapas de 5/8"

C) DIMENSIONAMENTO DA BOMBA DE ALIMENTAÇÃO DE ÁGUA

C.1- CALCULO DO DIÂMETRO DA TUBULAÇÃO E DA VÁLVULA DE CONTROLE DA ADMISSÃO

A velocidade da água recomendada pelo livro do AZEVEDO NETO é 3 m/s.

Com a demanda de água é 50.000 Kg/h temos:

$$\dot{V} = \frac{B}{\rho} = \frac{50.000}{90} = 55 \text{ m}^3/\text{h} = 0,0153 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$A = \frac{\dot{V}}{v} = \frac{0,0153}{3} = 0,0051\text{m}^2$$

$$\text{mas: } A = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$D^2 = \frac{4 \cdot 0,0051}{\pi}$$

$$D = 0,0805M = 80,5mm$$

Utilizaremos um tubo segundo a ANSI B36.1 de diâmetro nominal 3" schedule 80 e com as seguintes dimensões:

$$D_{ext.} = 88,9mm$$

$$D_{int.} = 81,3mm$$

C.2- SELEÇÃO DA BOMBA DE ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO

Para a seleção da bomba admitiremos 02 hipóteses:

- a pressão na sucção da bomba é de 1,0 Kgf/cm²A

- a perda de carga total da bomba até o tubulão superior é de 2 mH₂O

A altura manométrica da bomba será:

$$H_t = Z_s - Z_e + \frac{P_s - P_e}{\rho_A \cdot g} + \Delta P_t$$

onde: $P_s = 14 \text{ Kgf/cm}^2_A$

$$P_e = 1 \text{ Kgf/cm}^2_A$$

$$\rho_A = 910 \text{ Kg/m}^3$$

$$Z_e \approx 0m$$

$$Z_s \approx 6m$$

$$\Delta P_t = 2mH_2O$$

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$g_c = 9,8 \frac{\text{Kg} \cdot \text{m}}{\text{Kgf} \cdot \text{s}^2}$$

Assim:

$$H_t = 6 - 0 + \frac{(14 - 1) 10^4 \cdot 9,8}{9,8 \cdot 910} + 2 = 151 \text{ M.C.A.}$$

-Cálculo do NPSH disponível

$$\text{NPSH disp.} = \frac{(P_s + P_{atm} - P_v) 10^4}{\rho_s}$$

onde: $P_s + P_a = 1,0 \text{ Kgf/cm}^2_A$

P_v - Pressão de vapor a temperatura de bombeamento

$$P_v = 0,03229 \text{ Kgf/cm}^2_A$$

$$\rho_s = 1000 \text{ Kgf/m}^3$$

$$\text{NPSH disp.} = \frac{(1,0 - 0,03229) 10^4}{1000} = 0,68m$$

As bombas utilizadas normalmente para alimentação de caldeira

deiras são do tipo centrífugas horizontais, com um ou mais estágios, atendendo a Norma API-610.

As principais características destas bombas serão:

- Bipartida radialmente (Black - Pull - Out)
- Rotor fechado
- Mancais de rolamento, lubrificados a óleo
- Simples sucção
- Vedação através de gaxetas.

- Estimativa da Potência consumida

$$N = \frac{D \cdot H_t}{3600 \cdot 75 \eta}$$

$$D = 50.000 \text{ Kg/h}$$

$$H_t = 151 \text{ MCA}$$

$$\eta = 0,6 \text{ (médio estimado)}$$

$$N = \frac{50.000 \times 151}{3600 \times 75 \times 0,6} = 46,6 \text{ CV}$$

D-) DIMENSIONAMENTO DAS PORTAS DE ADMISSÃO DE CO

As portas de admissão de CO devem ser dimensionadas de modo que a velocidade do gás não ultrapasse a 30m/s. Deste modo evitaremos problemas de erosão e corrosão devido aos finos de coque presentes no gás.

$$V = \frac{V_g}{3600 \cdot S}$$

$$\text{Onde: } V_g = 55229 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

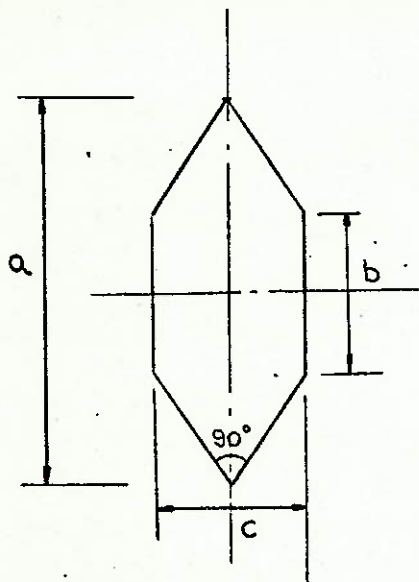
$$V = 20 \text{ m/s}$$

$$S = \frac{55229}{3600 \cdot 20} = 0,78 \text{ m}^2$$

Serão utilizadas 4 portas, assim:

$$A = \frac{S}{4} = 0,195 \text{ m}^2 \text{ (área de cada porta)}$$

As portas terão o seguinte formato:



E a área será:

$$A = a \cdot c \quad (1)$$

Em função das dimensões da fornalha adotamos:

$$C = 0,30$$

assim:

$$A = \frac{0,195}{0,3} = 0,65m$$

$$\text{como: } a - b = \frac{c}{\text{tg}45}$$

$$\text{temos: } 0,65 - b = 0,3$$

$$b = 0,35mm$$

E-) SELEÇÃO DO VENTILADOR DA CALDEIRA

A caldeira de "CO" irá trabalhar com uma pressão positiva através de um tiragem forçada.

A pressão exigida na câmara de combustão será de 250mm de H_2O .

Para a seleção do ventilador devemos primeiro calcular a perda de carga no duto de admissão.

A primeira etapa, consiste em se calcular o diâmetro equivalente. Se admitirmos a velocidade máxima admissível teremos a área necessária para a demanda de ar.

Apesar de diminuirmos o tamanho dos dutos com o aumento da velocidade, este fato provoca as seguintes fatores prejudiciais:

- maior perda de carga
- maior pressão estática na saída do ventilador
- maior ruído
- maior potência do ventilador

A velocidade média recomendada para dutos retangulares é:

$$V = 10 \text{ m/s}$$

$$\text{Assim temos: } S = \frac{\text{Var} (m^3/h)}{3600 \cdot V (m/s)}$$

$$\text{como: } \text{Var} = 33172 \text{ m}^3/h$$

$$\text{temos } S = \frac{33172}{3600 \cdot 10} = 0,92 \text{ m}^2$$

Da tabela 02, com $S = 92 \text{ dm}^2$ achamos as dimensões do duto retangular, bem como o seu diâmetro equivalente.

Dimensões: 1000 x 1000 (mm)

ϕ_{eq} : 1090mm

A perda de carga no duto de admissão se divide em 02 tipos:

- perda de carga distribuidora
- perda de carga singular.

- A perda de carga distribuída se determina através do Gráfico II, com ϕ_{eq} , e vazão temos:

$$\Delta P_l = 0,06 \text{ mmH}_2\text{O/m}$$

Com o comprimento do duto de 13 metros temos:

$$\Delta P_t = L \times \Delta P_l = 13 \times 0,06 = 0,78 \text{ mmH}_2\text{O}$$

- Perda de carga singular:

Devemos determinar o comprimento equivalente das singularidades.

Assim com as figuras 8 e 9, temos:

singularidade	L_{eq}
1 condutância	3,5
1 expansão	2,1
2 curvas 90°	2 x 11 = 22
1 curva 5°	0,6
Pré-aquecedor	48
	76,2m

$$\text{assim: } \Delta P_{t_s} = 0,06 \times 76,2 = 4,57 \text{ mmH}_2\text{O}$$

$$\text{mas } \Delta P_T = \Delta P_{t_d} + \Delta P_{t_s} = 4,57 + 0,78 = 5,35 \text{ mmH}_2\text{O}$$

$$\Delta P = P_t \times S$$

onde: P = Perda de carga total

S - coeficientes de segurança que leva em conta as perdas na entrada da fornalha

$$\Delta P = 5,35 \times 2 = 10,7 \text{ mmH}_2\text{O}$$

- A pressão estática total na saída do ventilador é:

$$P_e = 10,7 + 250 = 260,7 \text{ mmH}_2\text{O}$$

A pressão dinâmica é dada por:

COMPRIMENTO (MM)

Seiten- länge mm	600		650		700		750		800		850		900		950		1000	
	dg mm	F dm ²	dg mm	F dm ²	dg mm	F dm ²	dg mm	F dm ²	dg mm	F dm ²	dg mm	F dm ²	dg mm	F dm ²	dg mm	F dm ²	dg mm	F dm ²
250																		
300																		
350																		
400																		
450																		
500																		
550																		
600	655	33,8																
650	682	36,6	710	39,6														
700	708	39,3	737	42,7	765	46,0												
750	732	42,1	763	45,7	792	49,2	820	52,9										
800	755	44,8	787	48,6	817	52,5	847	56,3	874	60,5								
850	777	47,5	811	51,6	842	55,7	872	59,5	901	63,8	930	67,8						
900	799	50,1	832	54,4	866	58,9	897	63,2	927	67,5	950	71,8	980	76,0				
950	820	52,8	855	57,4	889	62,0	921	66,6	952	71,2	980	75,7	1010	80,2	1040	84,7		
1000	840	55,4	876	60,3	911	65,2	944	70,0	975	74,8	1010	79,6	1040	84,4	1060	89,1	1090	93,8
1050	859	58,9	897	63,1	932	68,2	967	73,4	1000	78,4	1030	83,5	1060	88,5	1090	93,5	1120	98,5
1100	878	60,5	917	65,9	953	71,3	989	76,7	1020	82,0	1050	87,4	1090	92,7	1120	97,9	1150	103,1
1150	896	63,1	936	68,7	973	74,4	1010	80,0	1040	85,6	1070	91,2	1110	96,8	1140	102,5	1170	107,8
1200	914	65,6	954	71,5	993	77,4	1030	83,3	1060	89,2	1100	95,0	1130	100,8	1160	106,3	1190	112,4
1250	931	68,1	972	74,3	1010	80,4	1050	86,6	1090	92,7	1120	98,8	1160	104,8	1190	110,9	1220	116,9
1300	948	70,6	990	77,0	1030	83,4	1070	89,8	1110	96,2	1140	102,5	1180	108,6	1210	115,2	1240	121,5
1350	964	73,0	1010	79,7	1050	86,4	1090	93,0	1130	99,5	1160	106,2	1200	112,8	1230	119,4	1270	126,0
1400	980	75,4	1020	82,4	1070	89,3	1110	96,2	1150	103,1	1180	109,9	1220	116,8	1250	123,6	1290	130,4
1450	996	77,9	1040	85,0	1080	92,2	1120	99,3	1160	106,5	1200	113,6	1240	120,7	1280	127,8	1310	134,9
1500	1010	80,9	1060	87,7	1100	95,1	1140	102,5	1180	109,9	1220	117,3	1260	124,6	1300	132,0	1330	139,3
1600	1040	85,0	1090	92,9	1130	100,8	1180	108,7	1220	116,6	1260	124,5	1300	132,4	1340	140,2	1370	148,1
1700	1070	89,7	1120	98,1	1160	106,0	1210	114,9	1250	123,3	1290	131,6	1330	140,0	1370	148,4	1410	156,8
1800	1100	94,3	1150	103,2	1190	112,0	1240	120,9	1290	129,8	1330	139,7	1370	147,6	1410	155,5	1450	165,3
1900	1120	98,6	1170	108,2	1220	117,5	1270	125,9	1320	136,3	1360	145,7	1400	155,1	1450	164,5	1490	173,8
2000	1150	103,3	1200	113,2	1250	123,0	1300	132,8	1350	142,7	1390	152,6	1440	162,5	1480	172,3	1520	182,2
2100	1170	107,8	1230	118,1	1280	128,4	1330	138,7	1380	149,0	1420	159,4	1470	169,8	1510	180,1	1560	190,5
2200	1190	112,2	1250	122,9	1300	133,7	1360	144,5	1410	155,3	1450	166,2	1500	177,0	1550	187,9	1600	198,8
2300	1220	116,5	1280	127,7	1330	139,0	1380	150,2	1430	161,5	1480	172,8	1530	184,2	1580	195,5	1620	206,9
2400	1240	120,9	1300	132,5	1350	144,2	1410	155,9	1460	167,0	1510	179,5	1560	191,3	1610	203,1	1650	215,0
2500	1260	125,1	1320	137,2	1380	149,3	1430	161,5	1480	173,7	1540	186,0	1590	198,3	1640	210,6	1690	223,0
2600	1280	129,6	1340	141,8	1400	154,4	1460	167,0	1510	179,8	1570	192,5	1620	205,3	1670	218,1	1710	230,9
2700	1300	133,5	1370	146,5	1420	159,5	1480	172,6	1540	185,7	1590	198,9	1640	212,2	1700	225,5	1740	238,8
2800	1320	137,6	1390	151,1	1450	164,5	1510	178,0	1560	191,7	1620	205,3	1670	219,0	1720	232,8	1770	246,6
2900	1340	141,7	1410	155,5	1470	169,5	1530	183,5	1590	197,5	1640	211,6	1700	225,8	1750	240,0	1800	254,3
3000	1360	145,8	1430	160,0	1490	174,4	1550	188,8	1610	203,3	1670	217,9	1720	232,6	1770	247,2	1830	262,0
3100	1380	149,9	1450	164,5	1510	179,3	1570	194,2	1630	209,1	1690	224,0	1750	239,2	1800	254,4	1850	269,5
3200	1400	153,9	1470	168,9	1530	184,1	1590	199,4	1650	214,8	1710	230,3	1770	245,9	1820	261,5	1870	277,1
3300	1420	157,8	1490	173,3	1550	188,9	1620	204,7	1680	220,5	1740	236,4	1790	252,6	1850	268,5	1900	284,6
3400	1435	161,8	1500	177,7	1570	193,7	1630	209,9	1700	226,2	1760	242,5	1820	259,0	1870	275,5	1930	292,1
3500	1453	165,7	1520	182,0	1590	198,5	1650	215,1	1720	231,6	1780	248,6	1840	265,5	1900	282,4	1950	299,5
3600	1470	169,5	1540	186,3	1610	203,2	1670	220,2	1740	237,3	1800	254,6	1860	271,9	1920	289,3	1980	306,8

dg - Diámetro Equivalente

F - Área de Seção Transversal

TABELA 2 - DIÂMETRO EQUIVALENTE A DUTOS RETANGULARES

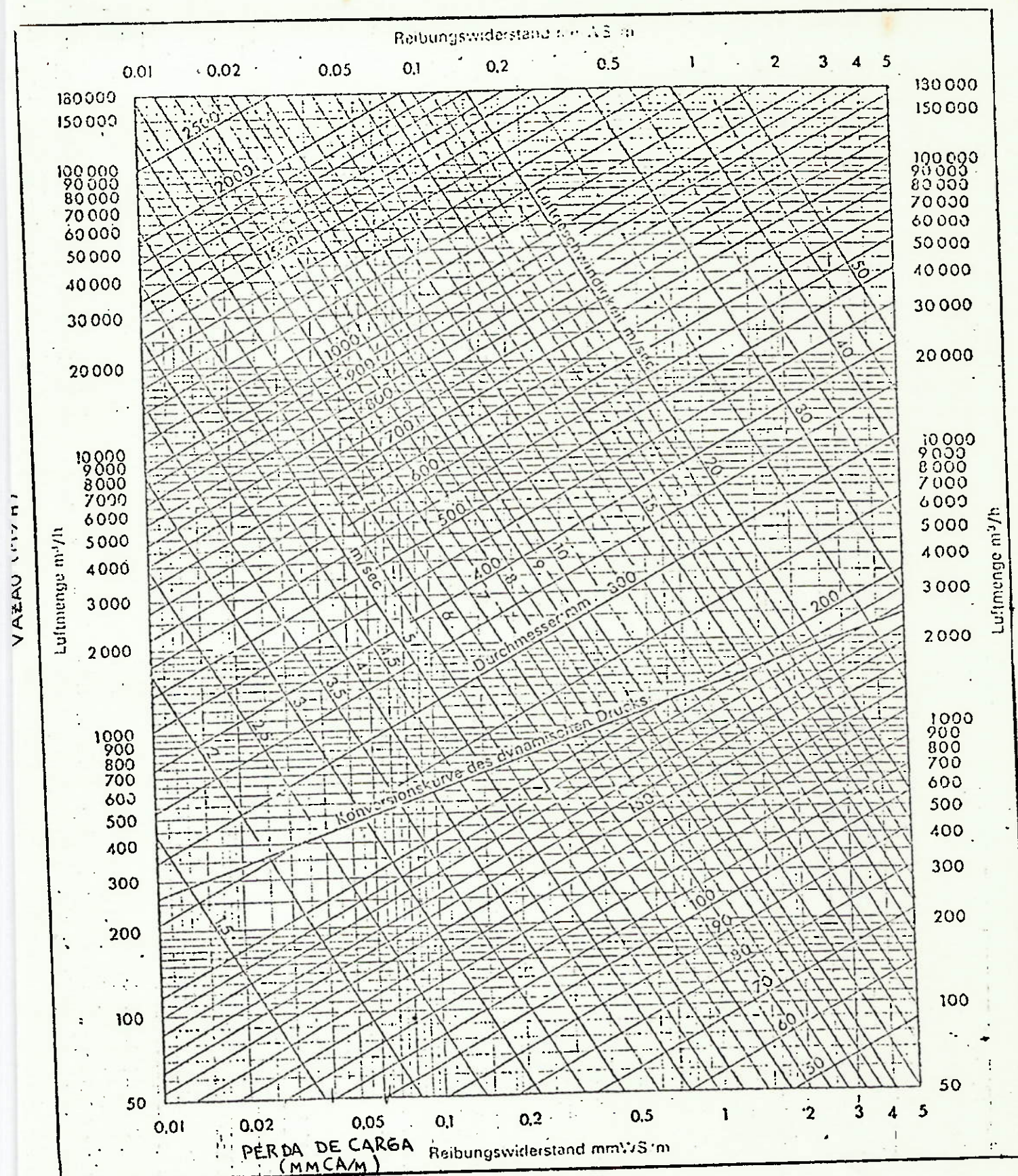


GRÁFICO II - PERDA DE CARGA DISTRIBUÍDA EM DUTOS DE AR

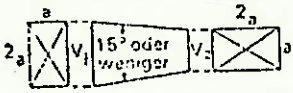
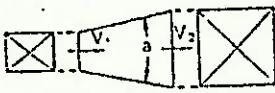
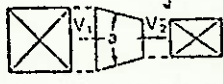
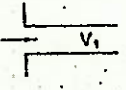
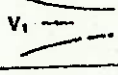
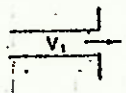
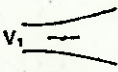
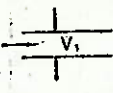
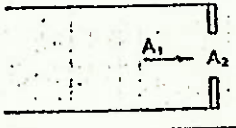
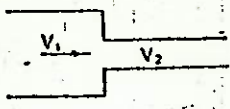
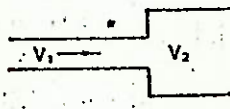
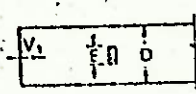
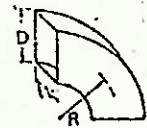
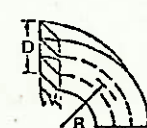
Formteil	Bedingung	n-Wert																																			
Übergang 	$V_2 = V_1$ Druckverlust $n h v_1$	0.15																																			
Erweiterung 	<table><tr><th colspan="7">Winkel α</th></tr><tr><th>V_2/V_1</th><th>5°</th><th>10°</th><th>15°</th><th>20°</th><th>30°</th><th>40°</th></tr><tr><td>0.20</td><td>0.83</td><td>0.74</td><td>0.68</td><td>0.62</td><td>0.52</td><td>0.45</td></tr><tr><td>0.40</td><td>0.89</td><td>0.83</td><td>0.78</td><td>0.74</td><td>0.63</td><td>0.64</td></tr><tr><td>0.60</td><td>0.93</td><td>0.87</td><td>0.84</td><td>0.82</td><td>0.79</td><td>0.77</td></tr></table> stat. Druckrückgewinn = $n (h v_1 - h v_2)$	Winkel α							V_2/V_1	5°	10°	15°	20°	30°	40°	0.20	0.83	0.74	0.68	0.62	0.52	0.45	0.40	0.89	0.83	0.78	0.74	0.63	0.64	0.60	0.93	0.87	0.84	0.82	0.79	0.77	
Winkel α																																					
V_2/V_1	5°	10°	15°	20°	30°	40°																															
0.20	0.83	0.74	0.68	0.62	0.52	0.45																															
0.40	0.89	0.83	0.78	0.74	0.63	0.64																															
0.60	0.93	0.87	0.84	0.82	0.79	0.77																															
Verjüngung 	<table><tr><th>a</th><th>30°</th><th>45°</th><th>60°</th></tr><tr><th>n</th><td>1.02</td><td>1.04</td><td>1.07</td></tr></table> Druckverlust = $n (h_2 - h v_1)$ Neigungsverhältnis 1:4 $n (h v_2 - h v_1)$	a	30°	45°	60°	n	1.02	1.04	1.07																												
a	30°	45°	60°																																		
n	1.02	1.04	1.07																																		
Scharfkantiger Eintritt 	Druckverlust = $n h v_1$	0.35																																			
Konischer Eintritt 		0.03																																			
Scharfkantiger Austritt 	Druckrückgewinn oder Verlust = 0 (angenommen)																																				
Konischer Austritt 																																					
Wieder-Eintritts-Öffnung 	Druckverlust = $n h v_1$	0.85																																			
Scharfkantiger runder Austritt 	<table><tr><th>A_2/A_1</th><th>0</th><th>0.25</th><th>0.50</th><th>0.75</th><th>1.00</th></tr><tr><th>n</th><td>2.5</td><td>2.3</td><td>1.9</td><td>1.1</td><td>0</td></tr></table> Druckverlust = $n h v_2$	A_2/A_1	0	0.25	0.50	0.75	1.00	n	2.5	2.3	1.9	1.1	0																								
A_2/A_1	0	0.25	0.50	0.75	1.00																																
n	2.5	2.3	1.9	1.1	0																																
Plötzliche Verengung 	<table><tr><th>V_1/V_2</th><th>0</th><th>0.25</th><th>0.50</th><th>0.75</th></tr><tr><th>n</th><td>1.34</td><td>1.24</td><td>0.96</td><td>0.52</td></tr></table> Druckverlust = $n h v_2$	V_1/V_2	0	0.25	0.50	0.75	n	1.34	1.24	0.96	0.52																										
V_1/V_2	0	0.25	0.50	0.75																																	
n	1.34	1.24	0.96	0.52																																	
Plötzliche Erweiterung 	<table><tr><th>V_2/V_1</th><th>0.20</th><th>0.40</th><th>0.50</th><th>0.80</th></tr><tr><th>n</th><td>0.32</td><td>0.48</td><td>0.48</td><td>0.32</td></tr></table> Druckrückgewinn = $n h v_1$	V_2/V_1	0.20	0.40	0.50	0.80	n	0.32	0.48	0.48	0.32																										
V_2/V_1	0.20	0.40	0.50	0.80																																	
n	0.32	0.48	0.48	0.32																																	
Umströmtes Rohr im Kanal 	<table><tr><th>E/D</th><th>0.10</th><th>0.25</th><th>0.50</th></tr><tr><th>n</th><td>0.20</td><td>0.55</td><td>2.00</td></tr></table> Druckverlust = $n h v_1$	E/D	0.10	0.25	0.50	n	0.20	0.55	2.00																												
E/D	0.10	0.25	0.50																																		
n	0.20	0.55	2.00																																		
Umströmtes Profil im Kanal 	<table><tr><th>E/D</th><th>0.10</th><th>0.25</th><th>0.50</th></tr><tr><th>n</th><td>0.7</td><td>1.4</td><td>4.00</td></tr></table> Druckverlust = $n h v_1$	E/D	0.10	0.25	0.50	n	0.7	1.4	4.00																												
E/D	0.10	0.25	0.50																																		
n	0.7	1.4	4.00																																		
Hindernis im Kanal mit strömungsgünstiger Verkleidung 	<table><tr><th>E/D</th><th>0.10</th><th>0.25</th><th>0.50</th></tr><tr><th>n</th><td>0.07</td><td>0.23</td><td>0.90</td></tr></table> Druckverlust = $n h v_1$	E/D	0.10	0.25	0.50	n	0.07	0.23	0.90																												
E/D	0.10	0.25	0.50																																		
n	0.07	0.23	0.90																																		

FIG.: 8 - PERDA DE CARGA SINGULAR

Formteil	Bedingung	Verhältnis L/D			
Krümmer mit rechteckigem Querschnitt 	W/D	R/D			
		0.5 0.75 1.00 1.25 1.50			
		Verhältnis L/D			
0.5	33	14	9	5	4
1	45	18	11	7	5
3	80	30	14	8	6
6	125	40	18	12	7

Krümmer mit rechteckigem Querschnitt und Leitblechen 	Anzahl Leitbleche	R/D		
		0.50 0.75 1.00 1.50		
		Verhältnis L/D		
1	18	10	8	7
2	12	8	7	7
3	10	7	7	6

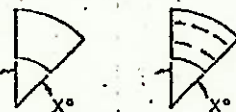
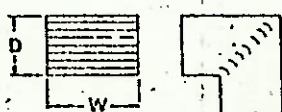
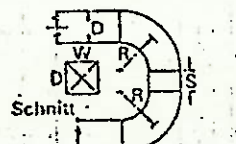
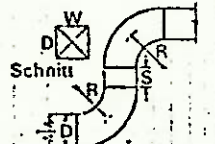
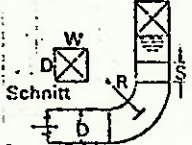
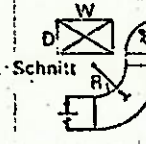
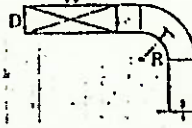
X°-Krümmer 	Krümmer mit oder ohne Leitbleche	$X/90 \times$ Tabellenwert für entsprechenden 90°-Krümmer
Kniestück mit rechteckigem Querschnitt 	ohne Leitbleche	60
	Leitbleche mit einfacher Blechstärke	15
	Leitbleche mit doppelter Blechstärke	10
Doppelter Krümmer 	$S = 0$	15
$W/D = 1, R/D = 1.25$	$S = D$	10
Doppelter Krümmer 	$S = 0$	20
$W/D = 1, R/D = 1.25$	$S = D$	22
Doppelter Krümmer 	$S = 0$	15
$W/D = 1, R/D = 1.25$ für beide Krümmer	$S = D$	16
Doppelter Krümmer 	in Pfeilrichtung	45
$W/D = 2, R_1/D = 1.25, R_2/D = 0.5$	gegen Pfeilrichtung	40
Doppelter Krümmer 	in Pfeilrichtung	17
$W/D = 4, R/D = 1.25$ für beide Krümmer	gegen Pfeilrichtung	18

FIG.: 9 - PERDA DE CARGA SINGULAR

$$P_d = \frac{v^2 \cdot \rho}{2 \cdot g_c} \quad (\text{Kgf/m}^2)$$

onde: v - velocidade do ar = 10m/s

ρ - massa específica do ar T, P = 1,177 Kg/m³

$$P_d = \frac{10^2 \times 1,177}{2 \cdot 9,8} = 6 \text{ Kgf/m}^2 = 6 \text{ mmH}_2\text{O}$$

$$\text{Pressão total} = P_e + P_d = 267 \text{ mmH}_2\text{O}$$

Potência consumida pelo ventilador (N)

$$N = \frac{Q \cdot P_t}{60 \times 75 \times N} \quad (\text{cv})$$

Onde: Q = vazão de ar em m³/min.

P_t = pressão total em mmH₂O

N = Rendimento do ventilador

O ventilador utilizado será do tipo centrífugo de pás curvadas para trás. Para este tipo de ventilador o rendimento médio é de 60% (valor adotado)

$$N = \frac{552,8 \times 267}{60 \times 75 \times 0,6} = 54,7 \text{ CV}$$

VI- CONTROLE E REGULAGEM DA CALDEIRA

Nosso caso teremos o seguinte fatores a regular: pressão e temperatura do vapor, depressão do fogo e nível de água no tubulão. Dispomos também dos seguintes fatores de regulagem: descarga de água introduzida na caldeira, descarga do combustível na fornalha, além das vazões de ar de combustão e de exaustão.

O número de fatores de regulagem sendo superior de uma unidade ao número dos fatores a regular, dispomos de um parâmetro arbitrário. Aproveita-se o ar de combustão para regular, isto é, impõe-se que a combustão se faça com o excesso de ar mínimo compatível com a combustão completa.

Faremos as seguintes regulagens:

- Regulagem da temperatura do vapor
- Regulagem no nível da água de alimentação
- Regulagem da pressão na fornalha pela ação do ventilador (registro) do sopro.

Cabe aqui ressaltar que o ar de alimentação que provocará a pressão na fornalha e induzida através dos maçaricos, estando assim relacionada com o excesso de ar para uma queima ótima. Esta pressão é regulada deste modo por um registro no duto a jusante do ventilador além da abertura dos maçaricos.

As capacidades de acumulação que permitem isolar estas regulagens são por exemplo, para o primeiro item, a massa de água contida na caldeira que age por sua massa e por sua capacidade calorífica.

A- REGULAGEM DA ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO

A função principal da regulação de alimentação da caldeira é fornecer água a vaporizar sob nível constante ou variável com a carga. Além disso esta regulação tem também algumas outras tarefas muito importantes:

- Uma função de proteção, em primeiro lugar, para evitar todo o dano ao feixe de tubos e do tubulão no caso de falta de água. A temperatura de um tubo não refrigerado pela água cresce muito rapidamente. É, pois, um imperativo de segurança.
- Uma função de estabilidade geral da instalação, às variações da vazão de água de alimentação tendo reações sobre todo o

circuito, em particular no caso nosso, com o pré-aquecedor do ar de admissão.

O tipo de regulagem feito será o de três elementos.

Este sistema de regulagem é composto de:

- Medidor de vazão da água de alimentação (FR-01)
- Medidor de vazão de vapor (FR-02)
- Registrador de nível do tubulão (LR-01)
- (regulador) válvula de controle da água de alimentação (CV-01).

A idéia de regulação de três elementos é a seguinte:

Para a regulagem em cadeia aberta, se procura realizar, a todo instante, em regime estável ~~existe~~ a igualdade das vazões de água e vapor, mas as variações das características da instalação arriscam a falsificar a regulagem inicial desta regulagem aberta. Por isso não se utiliza uma regulação de vazão de água cujo ponto de regulagem seria fixado apenas pela vazão de vapor. Ou ainda, medir a diferença destas duas vazões e procurar anulá-la a todo instante pela ação na válvula de água por intermédio de uma ação proporcional (relé) e integral.

Se esta igualdade fosse rigorosamente conservada a todo instante, e todas as vazões de entrada e saída efetivamente contidas nas duas medidas, a massa de água e de vapor na caldeira (e não o nível) seriam constantes. Na realidade estas duas hipóteses são um pouco fantasiosas e a massa total na caldeira, é controlada pelo nível.

Assim, a regulação vazão de água x vazão de vapor, não é suficiente, e nós lhe adicionaremos uma regulação proporcional de nível de que convirá modificar provisoriamente o ponto de regulagem do compensador água x vapor para retomar os desvios de nível. Contudo, a quase totalidade de regulação será feita pela cadeia água x vapor.

Poder-se-ia também considerar uma regulação proporcional e integral do nível cujo valor de regulagem é reajustado pela diferença água-vapor de modo a diminuir a influência da dilatação e melhorar seus resultados em períodos de variação.

As regulagens relativas das sensibilidades do nível e a diferença água-vapor permitem dar a preponderância a um ou outro destes dois fatores.

E esta regulagem será estática?

A ação integral manterá nula, para todo o regime estabelecido, a quantidade:

$$KN = q (V - E)$$

onde: N = desvio de nível

V = vazão do vapor

E = vazão de água

K, q = constantes

Se para conservar um nível constante, é necessário efetivamente $V = E$, para todas as cargas o nível será fixo, e é regulagem estática.

Mas pelo contrário, por uma série de purgas, variáveis, de descargas das válvulas de segurança, de injeções de água ou de todo erro de medida variável, a diferença $V - E$, varia de modo errático com o tempo ou com a carga e a regulagem não será estática.

Se a diferença $V - E$ é independente do tempo, mas constante ou proporcional à carga pode-se levar em conta na regulagem, a relação de impulsos de água e vapor e restabelecer uma característica estática.

Se pelo contrário, $V - E$, depende do tempo pode-se então adicionar um relécompensador entre o nível e o relé diferencial de modo a restabelecer a característica estática em todos os casos.

Além dos medidores já citados o tubulão possui os seguintes itens para o controle do nível da água:

- uma chave de nível baixo
- uma chave de nível extra baixo
- uma chave de nível alto
- um visor de nível com jogo de espelhos, que permite a leitura do operador sem necessitar subir na caldeira.
- Três visores de nível normal
- um alarme sonoro de nível baixo

B-) REGULAGEM DAS CONDIÇÕES DE SAÍDA DO VAPOR

O controle do vapor na saída do tubulão é feita através do regulador de temperatura, que consiste basicamente em uma ramificação da tubulação da água de alimentação cuja vazão é controlada pela válvula de controle (CV-03) acionada pelos termostatos colocados

cados no tubulão superior.

A regulação é proporcional e integral feita a partir do indicador de temperatura ligado a um relé piloto. Um relé compensador vem em seguida. O sinal de saída comanda a válvula após atravessar um relé de comando.

C-) REGULAGEM DA PRESSÃO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO

A caldeira de CO trabalha com uma pressão levemente positiva. Esta pressão é conseguida através do insuflamento do ar através dos queimadores, e do gás de combustão.

A vazão desse ar e pressão é regulada por um registro a juzante do ventilador. Deste modo percorremos a curva do ventilador, e teremos uma gama de vazões e pressões. Este registro é controlado por 3 fatores:

- vazão do gás de CO
- vazão do óleo combustível
- excesso de ar.

O excesso de ar controlado manualmente para uma queima ótima através dos queimadores.

Uma vez fixado o excesso de ar, a quantidade de ar insuflado dentro da fornalha pelos queimadores depende das vazões de óleo e gás "CO".

Assim através de uma regulação de três elementos com os dados dos medidores de vazão do gás de "CO" e do óleo combustível e do indicador de pressão da fornalha temos a regulação da pressão.

- 1 - Pera, Hildo. Geradores de Vapor de Água (Caldeiras).
São Paulo, Gremio Politécnico, 1966.
- 2 - The Babcock & Wilcox Company. Steam/Its Generation and USE.
39 Ed. New York, Babcock & Wilcox Company, 1978.
- 3 - Shields, Carl D. Boilers: Types, Characteristics and Functions.
New York, Mc. Graw-Hill, 1961.
- 4 - Instituto Brasileiro do Petróleo. Curso de informação sobre
Combustíveis e Combustão. Rio de Janeiro, IBP, 1984
- 5 - Silva, Remi Benedicto. Manual de Termodinâmica e Transmissão
de Calor. 6 Ed. São Paulo, Gremio Politécnico, 1980.
- 6 - Dubbel, Manual do Engenheiro Mecânico.