

Projeto de Formatura

Tema: Aumento da eficiência de um G.V.  
de performance conhecida

Aluno: Ricardo Hiroyuki Hayano N.USP 1556834  
Eng. Mecânica - Energia e Fluidos

Orientador: Prof. Hildo Pera

TF.  
1992

## íNDICE

Item	Página
I. Introdução	01
II. Justificação do Projeto	03
III. Dados do Projeto	04
IV. Memorial de Cálculo	05
V. Bibliografia	38
Anexo	

## I. INTRODUÇÃO

A eficiência de um gerador de vapor é um parâmetro que mostra a relação entre a quantidade de calor aproveitada na produção de vapor, e a quantidade total de calor fornecida. A partir deste valor pode-se determinar as perdas do equipamento.

Os principais tipos de perdas são:

- Perdas de incombustos;
- Perdas de calor irradiado;
- Perdas de calor sensível;
- Perdas diversas;

Na primeira categoria estão enquadradas as perdas de calor devido a matéria de combustível recolhida nos cinzeiros, ao carbono contido na fuligem carregada pelos gases de combustão e aos incombustos gasosos.

O tipo de perda seguinte representa o calor dissipado por irradiação através de aberturas, por exemplo bocas de alimentação de combustível, ou perdas por irradiação através do invólucro do gerador de vapor.

O terceiro tipo de perda ocorre através do calor sensível contido nas cinzas, calor sensível do ar falso que penetra através de aberturas próprias de operação, frestas ou rachaduras existentes no invólucro, e o calor sensível contido nos gases de combustão que se desprendem pela chaminé.

Classificam-se como perdas diversas ao calor perdido no resfriamento de caldeiras após interrupções prolongadas, ao calor perdido com água na forma de vapor que se desprende pela chaminé.

Este projeto tem como objetivo aumentar a eficiência térmica de um gerador de vapor em aproximadamente 7%, conhecida as condições de operação e a performance nestas condições.

## II. JUSTIFICAÇÃO DO PROJETO

A eficiência térmica é um dos parâmetros de maior importância para os geradores de vapor, pois relaciona a quantidade de vapor produzida com a quantidade de combustível consumida.

O vapor é utilizado em inúmeras aplicações industriais, e portanto, a eficiência maior ou menor do equipamento representa um consumo maior ou menor de combustível. Deste modo tem-se um custo maior ou menor na produção.

Atualmente, observa-se grande disputa entre os produtos pelo mercado consumidor. Um dos principais pontos em disputa é o custo do produto, desta forma um dos objetivos dos empresários é reduzir ao máximo os custos envolvidos na produção. Como o gerador de vapor participa dos custos da produção é de grande interesse que o equipamento tenha o maior rendimento possível.

Uma estimativa inicial indica que o aumento da eficiência em 7% do gerador de vapor em estudo, representa uma economia de combustível em torno de US\$ 200.000/ano, o que faz com o tema abordado por este trabalho seja relevante.

## III. DADOS DO PROJETO

- Produção de vapor:	15 tv/h
- Pressão do vapor:	14 kgf/cm <sup>2</sup>
- Combustível:	óleo 1A
- Excesso de ar:	14 %
- PCI do combustível:	9800 kcal/kg
- Rendimento do G.V.:	85 %
- Temperatura do ar ambiente:	25 °C
- Temperatura da água de alimentação:	25 °C
- Qualidade do vapor:	saturado

## IV. MEMORIAL DE CALCULO

## 1 - Composição do combustível (óleo 1A):

C	.....	85,89%
H <sub>2</sub>	.....	11,66%
S	.....	2,40%
W	.....	0,05%

2 - Volumes de O<sub>2</sub> e ar necessários

$$V_{O_2}^t = 1,864.C + 5,56.H + 0,697.S$$

$$V_{O_2}^t = 1,864 \times 0,8589 + 5,56 \times 0,1166 + 0,697 \times 0,024$$

$$V_{O_2}^t = 2,266 \text{ Nm}^3/\text{kg comb.} \quad (\text{Teórico})$$

$$V_{ar}^t = V_{O_2}^t \cdot 100/21 = 10,791 \text{ Nm}^3 \text{ ar/kg comb.} \quad (\text{Teórico})$$

excesso de ar 14% ==> n=1,14

$$V_{ar}^r = n \cdot V_{ar}^t = 12,302 \text{ Nm}^3 \text{ ar/kg comb.} \quad (\text{Real})$$

## 3 - Volume dos gases de combustão

$$V_g^{tu} = 1,8535.C + 0,693.S + 0,79.V_{ar} + (9.H + W).1,24$$

$$V_g^{tu} = 1,8535 \times 0,8589 + 0,693 \times 0,024 + 0,79 \times 10,791 + (9 \times 0,1166 + 0,005) \times 1,24$$

$$V_g^{tu} = 11,435 \text{ Nm}^3 \text{ gases/kg combustível} \quad (\text{Teórico})$$

$$V_g^{ru} = V_g^{tu} + (n-1).V_{ar}$$

$$V_g^{ru} = 11,435 + (1,14 - 1) \times 10,791$$

$$V_g^{ru} = 12,946 \text{ Nm}^3 \text{ gases/kg combustível} \quad (\text{Real})$$

## 4 - Massa de ar

$$G_{ar}^t = 11,582.C + 34,52.(H - O/8) + 4,34.S$$

$$G_{ar}^t = 11,582 \times 0,8589 + 34,52 \times 0,1166 + 4,34 \times 0,024$$

$$G_{ar}^t = 14,077 \text{ kg ar/kg combustível} \quad (\text{Teórico})$$

$$G_{ar}^{ru} = n.G_{ar}^t$$

$$G_{ar}^{ru} = 1,14 \times 14,077$$

$$G_{ar}^{ru} = 16,048 \text{ kg ar/kg combustível} \quad (\text{Real})$$

## 5 - Massa dos gases de combustão

$$Gg^{tu} = 3,664.C + 8,94.H + W + 1,966.S + 0,77.Gar^t$$

$$Gg^{tu} = 3,664 \times 0 \times 8589 + 8,94 \times 0,1166 + 0,005 + 1,966 \times 0,024 + 0,77 \times 14,077$$

$$Gg^{tu} = 15,081 \text{ kg gás/kg combustível} \quad (\text{Teórico})$$

$$Gg^{ru} = Gg^{tu} + (n-1).Gar^t$$

$$Gg^{ru} = 15,081 + (1,14 - 1) \times 14,077$$

$$Gg^{ru} = 17,052 \text{ kg gás/kg combustível} \quad (\text{Real})$$

## 6 - Cálculo da superfície projetada

A partir do desenho de conjunto do Gerador de Vapor calculou-se a superfície projetada do G.V.

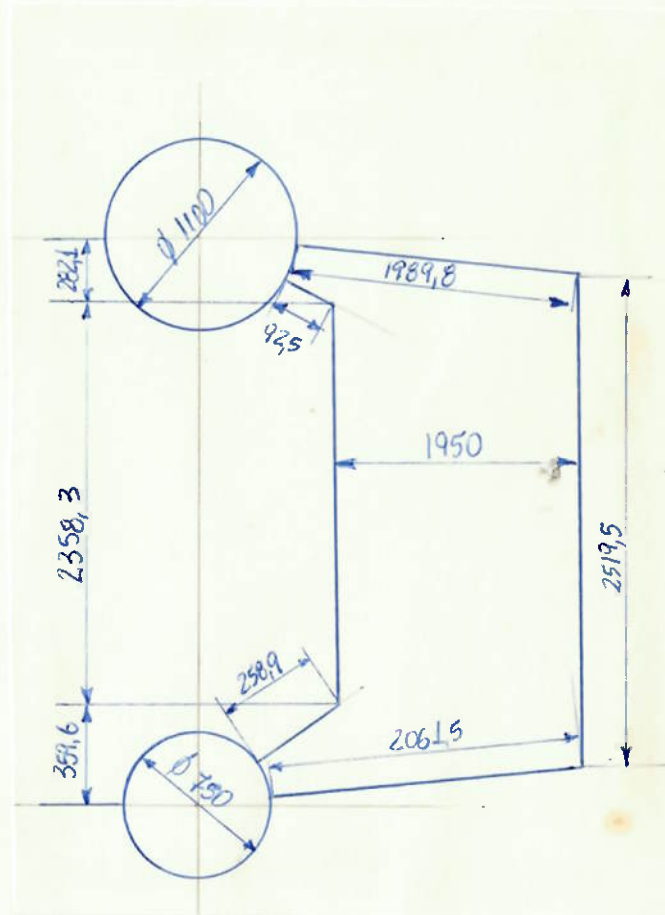
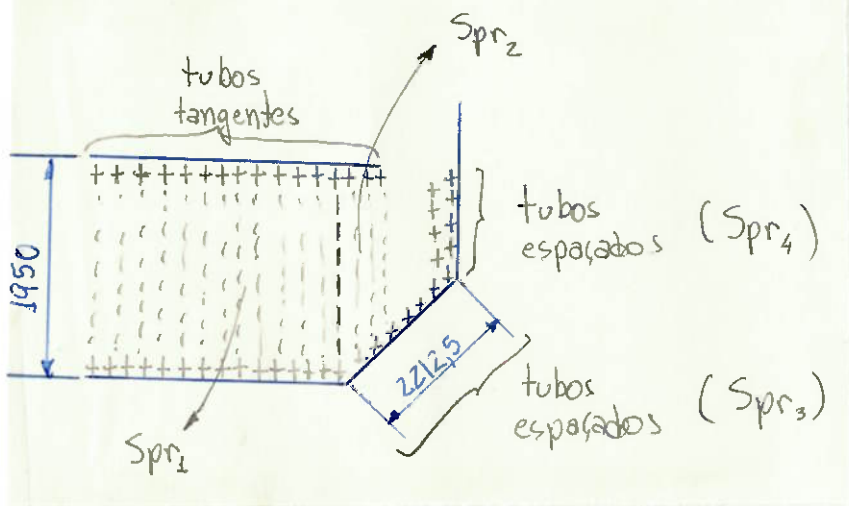


Figura 1

$$Spr_1 = (92,5 + 2358,3 + 258,9 + 2061,5 + 2519,5 + 1989,8) \times 2275 \times 10^{-6}$$

$$Spr_1 = 21,11 \text{ m}^2 \quad (\text{tubos tangentes})$$

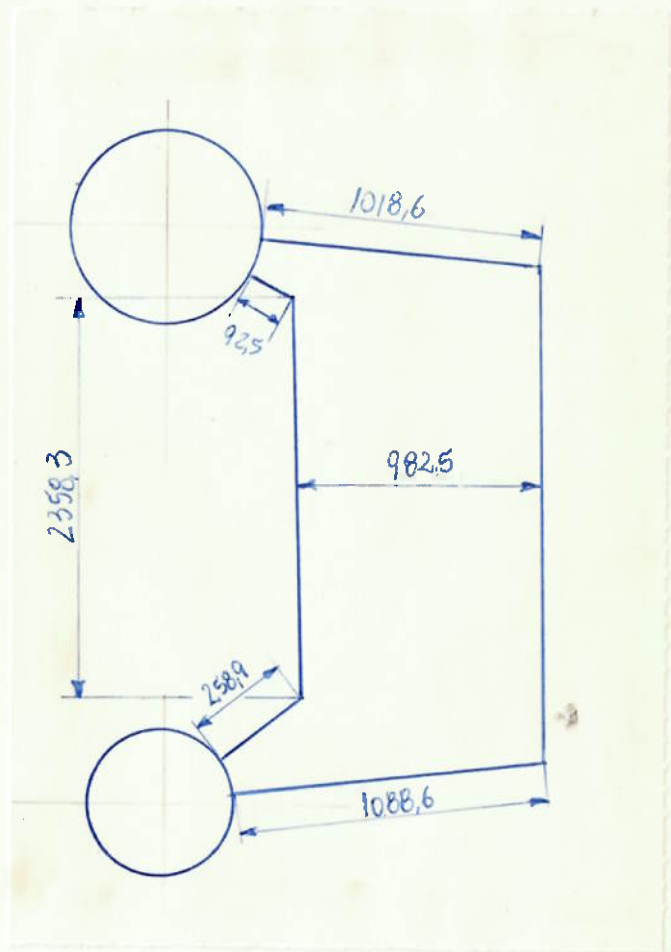
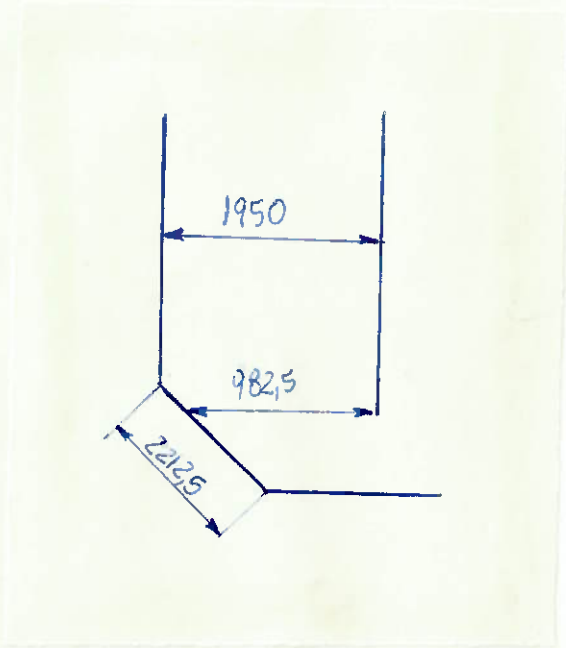


Figura 2

$$S_{pr} = (92,5 + 2358,3 + 258,9) \times 1005 \times 10^{-6} + 1005 \times 10^{-6} \times (2061,5 + 1088,6) / 2 + 1005 \times 10^{-6} \times (1989,8 + 1018,6) / 2$$

$$S_{pr} = 2,723 + 1,583 + 1,512 = 5,82 \text{ m}^2 \text{ (tubos tangentes)}$$

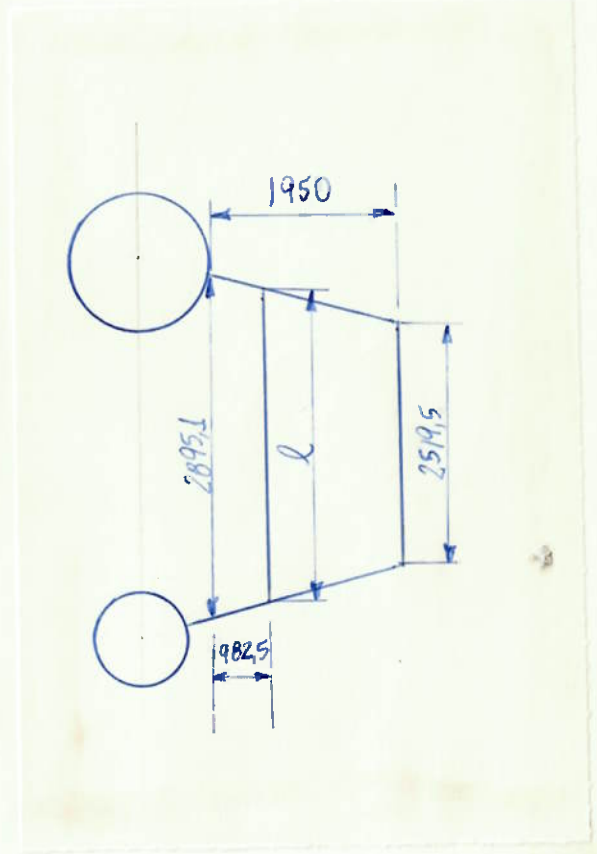
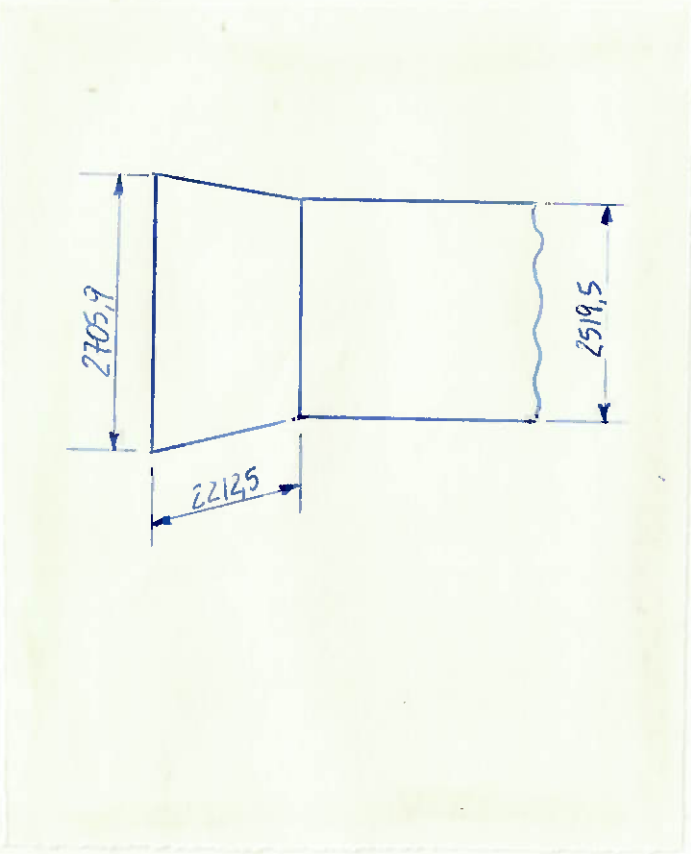


Figura 3

$$\frac{2895,1 - 2519,5}{1950} = \frac{2895,1 - L}{982,5} \implies L = 2705,9 \text{ m}$$

$$Spr_u = \left( \frac{2519,5 + 2705,9}{1950} \right) \times 2212,5 \times 10^{-4}$$

$$Spr_u = 5,78 \text{ m}^2 \quad (\text{tubos espaçados})$$

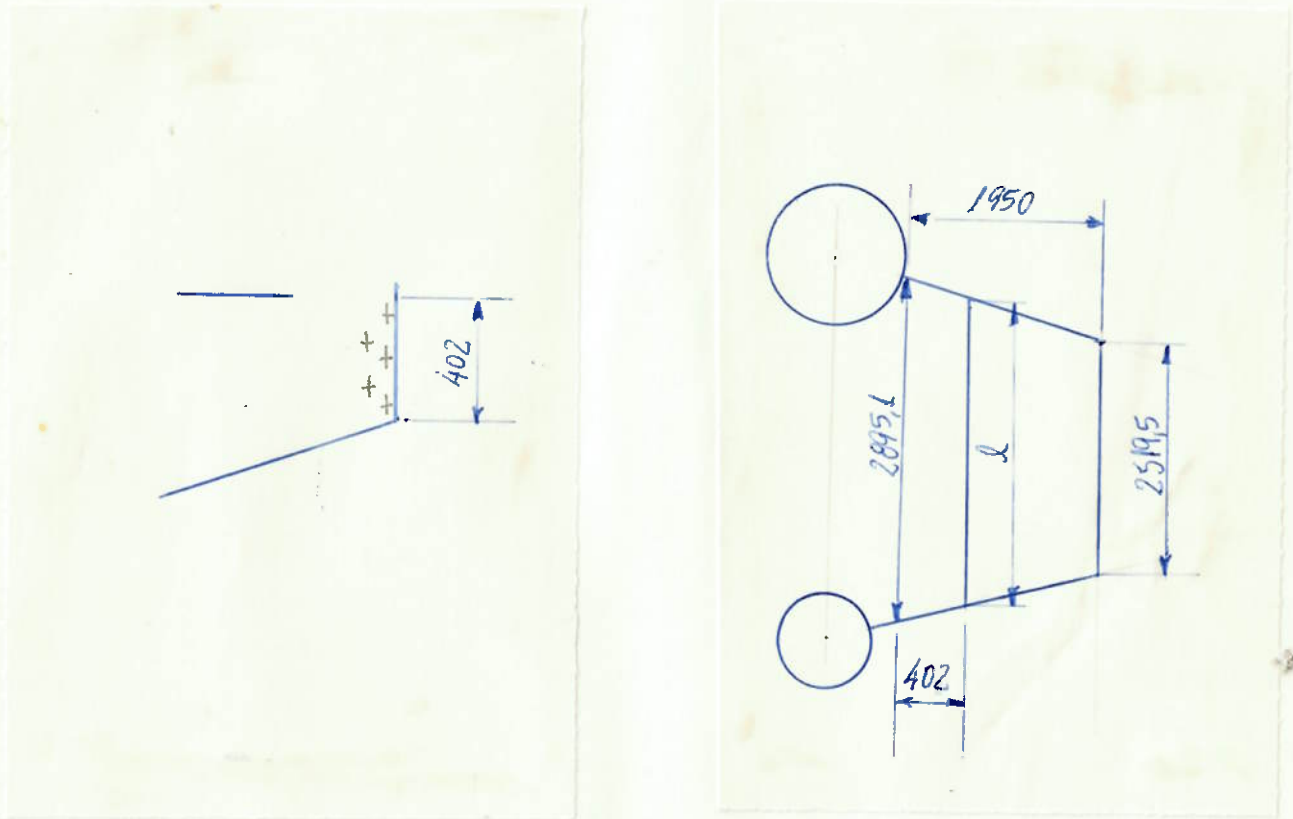


Figura 4

$$\frac{2895,1 - 2519,5}{1950} = \frac{2895,1 - L}{402} \implies L = 2817,7 \text{ m}$$

$$S_{pr} = \left( \frac{2895,1 + 2817,7}{2} \right) \times 402 \times 10^{-6}$$

$$S_{pr} = 1,15 \text{ m}^2 \quad (\text{tubos espaços})$$

## 7 - Cálculo da superfície irradiada

A partir dos valores obtidos anteriormente e o do ábaco 6.3.1 tem-se:

$$S_{ir_1} = S_{pr_1} = 2,11 \text{ m}^2 \quad (\text{tubos tangentes})$$

$$S_{ir_2} = S_{pr_2} = 5,82 \text{ m}^2 \quad (\text{tubos tangentes})$$

$$S_{ir_3} = 0,885 \times 5,78 = 5,12 \text{ m}^2 \quad (\text{tubos espaçados, } t/d=1,44)$$

$$S_{ir_4} = 0,92 \times 1,15 = 1,06 \text{ m}^2 \quad (\text{tubos espaçados, } t/d=2,09)$$

$$S_{ir_{total}} = S_{ir_1} + S_{ir_2} + S_{ir_3} + S_{ir_4} = 33,11 \text{ m}^2$$

## 8 - Balanço Térmico

## 8.1 - Calor total introduzido na câmara de combustão

$$Q_T = Q_C + Q_{ar} \quad (\text{calor total})$$

$$Q_C = B.PCI = 1154,8 \times 9800 = 11317040 \text{ kcal/h} \quad (\text{rend. } 85\%)$$

$$Q_{ar} = 0$$

$$Q_T = 11317040 \text{ kcal/h} \quad (\text{Calor total})$$

## 8.2 - Entalpia dos gases de combustão

$$h_g = \frac{Q_T}{V_{gru}} = \frac{11317040}{1154,8 \times 12,946} = 757 \text{ kcal/Nm}^3$$

## 8.3 - Superfície reduzida

$$S_{red} = \frac{1000 \cdot C_{1,5,r}}{4 \cdot V_{gru}} = \frac{1000 \times 4,5 \times 33,11}{4 \times 12,946 \times 1154,8} = 2,49 \text{ m}^2$$

## 8.4 - Entalpia dos gases na entrada do feixe de convecção

A partir do gráfico A 6.3.3, [1],  $S_{red}$  e  $h_g$  determinados anteriormente temos:

$$T_r = 1110 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{temperatura remanescente})$$

Portanto, a entalpia dos gases na entrada do feixe de convecção segundo o gráfico A 3.3.8 [1] é:

$$h_g = 402 \text{ kcal/Nm}^3 \quad (\text{na entrada do feixe})$$

## 8.5 - Calor absorvido na câmara de combustão

$$Q_{cc} = V_{gru} \cdot (h_e - h_s) = 1154,8 \times 12,946 \times (757 - 402)$$

$$Q_{cc} = 5307264 \text{ kcal/h}$$

## 8.6 - Calor absorvido pelo feixe de convecção

$$Q_{fc} = Q_{agua} - Q_{cc}$$

$$Q_{agua} = D.(h_v - h_a) = 15 \times 10^3 \times (666,3 - 25,02)$$

$$Q_{agua} = 9619200 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{fc} = 9619200 - 5307264 = 4311936 \text{ kcal/h}$$

## 8.7 - Entalpia dos gases após o feixe de convecção

$$h_g = \frac{Q_T - Q_{cc} - Q_{fc}}{V_{gru}} = \frac{1697840}{1154,8 \times 12,946}$$

$$h_g = 114 \text{ kcal/Nm}^3 \implies T_s = 335 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{gráfico A 3.3.8})$$

## 8.8 - Resumo das trocas de calor (câmara de combustão)

CÂMARA DE COMBUSTÃO			ENTRADA		SAÍDA	
CALOR (kcal/h)			h <sub>g</sub>	T <sub>g</sub>	h <sub>g</sub>	T <sub>g</sub>
Entrou	Absorvido	Saldo				
11317040	5307264	6009776	757	1918	402	1110

## 8.9 - Resumo das trocas de calor (feixe de convecção)

FEIXE DE CONVECÇÃO						
CALOR (kcal/h)			ENTRADA		SAIDA	
Entrou	Absorvido	Saldo	hg	Tg	hg	Tg
6009776	4311936	1697840	402	1110	114	335

Obs.: hg em kcal/Nm<sup>3</sup>  
Tg em °C

## 9 - Cálculo do novo consumo de combustível

### 9.1 - Perda de calor sensível pelos gases de combustão

$$P_g = \frac{V_g^{ru} \cdot C_p \cdot (T_e - T_s)}{PCI}$$

$$P_g = \frac{12,946 \times 0,33 \times (335 - 25)}{9800} = 0,135$$

$$\Rightarrow P_g = 13,5\%$$

### 9.2 - Cálculo do novo consumo de combustível

O projeto tem como objetivo aumentar o rendimento em 7%, isto equivale a reduzir a perda de calor sensível pelos gases de combustão. Com o aumento do rendimento, o consumo passa a ser:

$$B = \frac{D \cdot (h_v - h_a)}{N \cdot PCI} = \frac{15 \times 10^3 \times (666,30 - 25,02)}{0,92 \times 9800}$$

$$B = 1066,9 \text{ kg de combustível/h}$$

Este aumento do rendimento pode ser obtido a partir do emprego de um pré-aquecedor de ar ou economizador.

## 10 - Pré-aquecedor de ar

Com a utilização do pré-aquecedor e com a redução do consumo de combustível deve-se realizar novo balanço térmico para determinar as temperaturas dos gases dentro do gerador de vapor.

## 10.1 - Superfície reduzida

$$S_{red} = \frac{1000 \cdot C_i \cdot S_{ir}}{4 \cdot V_{g^{m^3}}}} = \frac{1000 \times 4,5 \times 33,11}{4 \times 12,946 \times 1066,9} = 2,70 \text{ m}^2$$

## 10.2 - Calor do ar pré-aquecido

O calor introduzido na câmara de combustão deve ser o mesmo, portanto:

$$Q_r = B \cdot PCI + Q_{ar}$$

$$11317040 = 1066,9 \times 9800 + Q_{ar}$$

$$Q_{ar} = 861420 \text{ kcal/h}$$

Repetindo o balanço térmico de forma idêntica ao realizado anteriormente (item 8), monta-se as tabelas mostradas a seguir.

## Resumo das trocas de calor

CÂMARA DE COMBUSTÃO							
CALOR (kcal/h)			ENTRADA		SAIDA		
Entrou	Absorvido	Saldo	hg	Tg	hg	Tg	
11317040	5511023	5806017	819	2024	420	1125	

FEIXE DE CONVECÇÃO							
CALOR (kcal/h)			ENTRADA		SAIDA		
Entrou	Absorvido	Saldo	hg	Tg	hg	Tg	
5806017	4108177	1697840	420	1125	123	358	

PRÉ AQUECEDOR DE AR							
CALOR (kcal/h)			ENTRADA		SAIDA		
Entrou	Absorvido	Saldo	hg	Tg	hg	Tg	
1697840	861420	836420	123	358	61	180	

Obs.: hg em kcal/Nm<sup>3</sup>  
Tg em °C

### 10.3 - Cálculo da temperatura do ar pré-aquecido

$$Q_{ar} = \dot{V}_{ar} \cdot C_{p_{ar}} \cdot (T_{ar} - T_e)$$

$$861420 = 1066,9 \times 12,302 \times 0,31 \times (T_{ar} - 25)$$

$$T_e = 25 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (\text{Temperatura do ar ambiente})$$

$$\Rightarrow T_{ar} = 234 \text{ } ^\circ\text{C}$$

## 11 - Economizador

Analisando o caso do gerador de vapor com economizador tem-se que o calor retirado dos gases de combustão deverá ser igual ao trocado no pré-aquecedor de ar, pois o rendimento deve ser igual em ambos os casos.

$$Q_{eco} = 861420 \text{ kcal/h}$$

### 11.1 - Superfície reduzida

A superfície reduzida da câmara de combustão do GV deverá ser igual ao do caso com pré-aquecedor, pois o consumo de combustível e portanto o volume dos gases de combustão são iguais em ambos os casos.

$$S_{red} = 2,70 \text{ m}^2$$

## 11.2 - Cálculo da temperatura da água de alimentação

Repetindo o balanço térmico realizado anteriormente, temos:

CAMARA DE COMBUSTÃO							
CALOR (kcal/h)			ENTRADA		SAIDA		
Entrou	Absorvido	Saldo	hg	Tg	hg	Tg	
10455620	4861855	5593765	757	1918	405	1090	

FEIXE DE CONVECÇÃO							
CALOR (kcal/h)			ENTRADA		SAIDA		
Entrou	Absorvido	Saldo	hg	Tg	hg	Tg	
5593765	3895925	1697840	405	1090	123	358	

ECONOMIZADOR							
CALOR (kcal/h)			ENTRADA		SAIDA		
Entrou	Absorvido	Saldo	hg	Tg	hg	Tg	
1697840	861420	836420	123	358	61	180	

Obs.: hg em kcal/Nm<sup>3</sup>  
Tg em °C

$$Q_{eco} = D.(h_a - h_e)$$

$$h_e = 25,02 \text{ kcal/kg} \quad (\text{entalpia da água a } 25 \text{ °C})$$

$$861420 = 15 \times 10^3 \times (h_a - 25,02)$$

$$h_a = 82,45 \text{ kcal/kg} \quad \Rightarrow T_a = 82,5 \text{ °C}$$

Portanto, deve-se aquecer a água de alimentação de 25 °C até 82,5 °C, ou elevar a temperatura do ar de 25 °C para 234 °C utilizando o calor contido nos gases de combustão a fim de aumentar o rendimento do GV em 7%.

Determinado a quantidade de calor trocado entre os gases de combustão e o ar ou entre os gases e a água, a etapa a seguir se resume em estimar os coeficientes de troca de calor e a superfície de troca de calor. Deste modo, pode-se calcular o número e o comprimento dos tubos do trocador de calor.

## 12 - Determinação da superfície de troca de calor (Pré - aquecedor)

### 12.1 - Cálculo do coeficiente convecção (Lado Gás)

Dos itens 3 e 5 tem-se:

$$- Gg^{ru} = 17,052 \text{ kg gás/kg combustível}$$

$$- Vg^{ru} = 12,946 \text{ Nm}^3/\text{kg combustível}$$

$$\text{dens}_o = \frac{Gg^{ru}}{Vg^{ru}} = \frac{17,052}{12,946} = 1,317 \text{ kg/Nm}^3 \quad (\text{CNPT})$$

$$P = \text{dens} \cdot R \cdot T \quad \Rightarrow \quad \frac{\text{dens}_o}{\text{dens}} = \frac{T}{T_o} \quad (\text{pressão cte})$$

$$\text{para } T=180^{\circ}\text{C} \quad \Rightarrow \quad \text{dens} = 0,7937 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{para } T=358^{\circ}\text{C} \quad \Rightarrow \quad \text{dens} = 0,5698 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{dens}_m = \frac{0,7937 + 0,5698}{2} = 0,682 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{dens}_m = 0,682 \times 10^{-3} \text{ t/m}^3 \quad (\text{densidade média do gás})$$

Admitindo que a velocidade dos gases no pré-aquecedor seja 12m/s, temos:

$$V = 12 \text{ m/s} = 12 \times 3600 \text{ m/h} = 4,32 \times 10^4 \text{ m/h}$$

$$G = \text{dens}_m \cdot V = 0,682 \times 10^{-3} \times 4,32 \times 10^4 = 29,46 \text{ t/m}^2 \cdot \text{h}$$

Supondo que os tubos do pré-aquecedor tenham diâmetro de 2 pol. ou seja  $d=51\text{mm}$ , tem-se:

$$G \cdot d = 29,46 \times 51 \times 10^{-3} = 1,25 \text{ t/m} \cdot \text{h}$$

A partir do ábaco A.6.6.1 obtém-se:

$$H = 0,96 \text{ kcal/t}^{\circ}\text{C}$$

Substituindo os valores de  $h$  e  $G$  na equação abaixo determina-se o coeficiente de convecção do lado gás.

$$h_g = H \cdot G = 0,96 \times 29,46 = 28,28 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$$

## 12.2 - Cálculo do coeficiente de convecção (Lado Ar)

$$\dot{G}_{ar} = 16,048 \text{ kg ar/kg combustível}$$

$$\dot{V}_{ar} = 12,302 \text{ Nm}^3 \text{ ar/kg combustível}$$

$$\text{dens}_o = \frac{\dot{G}_{ar}}{\dot{V}_{ar}} = \frac{16,048}{12,302} = 1,3045 \text{ Kg ar/Nm}^3 \quad (\text{CNPT})$$

$$P = \text{dens} \cdot R \cdot T \quad \Rightarrow \quad \frac{\text{dens}_o}{\text{dens}} = \frac{T}{T_o} \quad (\text{pressão cte})$$

$$\text{para } T=25^\circ\text{C} \quad \Rightarrow \quad \text{dens} = 1,1950 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{para } T=234^\circ\text{C} \quad \Rightarrow \quad \text{dens} = 0,7024 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{dens}_m = \frac{1,1950 + 0,7024}{2} = 0,949 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{dens}_m = 0,949 \times 10^{-3} \text{ t/m}^3 \quad (\text{densidade média do ar})$$

Supondo que o ar escoe com velocidade próxima a 12m/s, temos:

$$G = \text{dens}_m \cdot V = 0,949 \times 10^{-3} \times 4,32 \times 10^4 = 40,98 \text{ t/m}^2 \cdot \text{h}$$

$$G \cdot d = 40,98 \times 51 \times 10^{-3} = 2,09$$

$$T_m = \frac{234 + 25}{2} = 129^\circ\text{C}$$

$$\text{Do ábaco 6.6.12 tem-se : } X = 1,30 \text{ kcal/t} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\text{Do ábaco 6.6.11 tem-se : } Re = 23,5 \times 10^3$$

Supondo que o feixe do pré-aquecedor tenha a seguinte configuração:

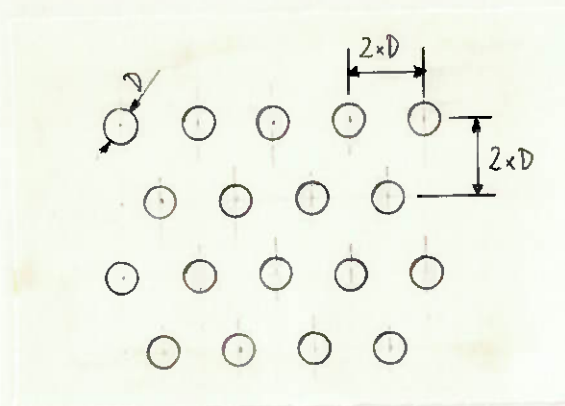


Figura 5

Portanto,

$f_a = 0,996$       ábaco A.6.6.9  
 $f_b = 1,0$       número de fileiras > 10  
 $Z = 0,97$       ábaco A.6.6.3

$$h_{ar} = f_a \cdot f_b \cdot X \cdot Z \cdot G = 0,996 \times 1,0 \times 1,3 \times 0,97 \times 40,98$$

$$h_{ar} = 51,47 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

### 12.3 - Cálculo do coeficiente de troca de calor (total)

Desprezando-se a resistência ao escoamento de calor através da parede do tubo, temos:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_{ar}} + \frac{1}{h_g}} = \frac{1}{\frac{1}{51,47} + \frac{1}{28,28}}$$

$$K = 18,25 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

## 12.4 - Superfície de troca de calor

A superfície de troca de calor é:

$$S = \frac{Q}{K \cdot T}$$

$$T_1 = T_{\text{gas}}^* - T_{\text{ar}}^* = 358 - 234 = 124^\circ\text{C}$$

$$T_2 = T_{\text{gas}}^* - T_{\text{ar}}^* = 180 - 25 = 155^\circ\text{C}$$

$$T = \frac{T_1 - T_2}{\ln(T_1/T_2)} = \frac{124 - 155}{\ln(124/155)} = 138,9^\circ\text{C}$$

$$S = \frac{861420}{18,25 \times 138,9} = 340 \text{ m}^2$$

## 13 - Determinação da superfície de troca de calor (Economizador)

## 13.1 - Cálculo do coeficiente de convecção (Lado Gás)

$$G_g^w = 17,052 \text{ kg gases/kg combustível}$$

$$V_g^w = 12,946 \text{ Nm}^3 \text{ gás/kg combustível}$$

$$\text{dens}_o = \frac{G_{gru}}{V_{gru}} = \frac{17,052}{12,946} = 1,317 \text{ Kg gás/Nm}^3 \quad (\text{CNPT})$$

$$P = \text{dens} \cdot R \cdot T \quad \Rightarrow \quad \frac{\text{dens}_o}{\text{dens}} = \frac{T}{T_o} \quad (\text{pressão cte})$$

$$\text{para } T=180^\circ\text{C} \quad \Rightarrow \quad \text{dens} = 0,7937 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{para } T=358^\circ\text{C} \quad \Rightarrow \quad \text{dens} = 0,5698 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{dens}_m = \frac{0,7937 + 0,5698}{2} = 0,682 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{dens}_m = 0,682 \times 10^{-3} \text{ t/m}^3 \quad (\text{densidade média do ar})$$

Admitindo a velocidade dos gases igual a 12m/s,  
temos:

$$G = \text{dens}_m \cdot V = 0,682 \times 10^{-3} \times 12 \times 3600$$

$$G = 29,46 \text{ t/m}^2 \cdot \text{h}$$

Assumindo o diâmetro dos tubos igual a 51mm, segue  
que:

$$G \cdot d = 29,46 \times 51 \times 10^{-3} = 1,50$$

$$T_m = \frac{180 + 358}{2} = 269^\circ\text{C}$$

Portanto,

$$X = 2,17 \quad \text{ábaco A.6.6.12}$$

$$Z = 0,946 \quad \text{ábaco A.6.6.13}$$

$$\text{Re} = 14,2 \times 10^3 \quad \text{ábaco A.6.6.11}$$

Admitindo que os tubos tenham distribuição paralela com  $e_1/d = e_2/d = 2,23$ . Assim,

$$f_a = 1,006 \quad \text{ábaco A.6.6.6}$$

Assumindo  $f_b=1,0$ , ou seja, número de fileiras de tubos maior que 10, temos:

$$h_g = f_a \cdot f_b \cdot X \cdot Z \cdot G = 1,006 \times 1 \times 2,17 \times 0,946 \times 29,46$$

$$h_g = 60,82 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

### 13.2 - Cálculo do coeficiente de troca de calor (total)

Como a resistência à transmissão do calor é muito menor através do metal e da água, consideraremos apenas a resistência no lado gás. Portanto,

$$K = h_g = 60,82 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

### 13.3 - Superfície de troca de calor

$$S = \frac{Q}{K \cdot T}$$

$$T_1 = T_{\text{gas}} - T_{\text{ág}} = 358 - 82,5 = 275,5^\circ\text{C}$$

$$T_2 = T_{\text{gas}}^* - T_{\text{ag}}^* = 180 - 25 = 155^\circ\text{C}$$

$$T = \frac{T_1 - T_2}{\ln(T_1 / T_2)} = \frac{275,5 - 155}{\ln(275,5/155)} = 209,5^\circ\text{C}$$

$$S = \frac{861420}{60,82 \times 209,5} = 67,6 \text{ m}^2$$

#### 14 - Características Geométricas do Pré-aquecedor

##### 14.1 - Deteminação do número de tubos

$$\text{Área de escoamento dos gases} = 0,618 \text{ m}^2$$

$$\text{Área do tubo} = \pi \times (51 \times 10^{-3})^2 / 4 = 2,043 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$n = 0,618 / (2,043 \times 10^{-3}) = 303 \text{ tubos}$$

##### 14.2 - Comprimento dos tubos

Admitindo-se que os tubos estejam dispostos da seguinte forma, temos:

$$\begin{array}{r} 12 \text{ fileiras com } 12 \text{ tubos cada} \Rightarrow 12 \times 12 = 144 \text{ tubos} \\ 12 \text{ fileiras com } 13 \text{ tubos cada} \Rightarrow 12 \times 13 = 156 \text{ tubos} \\ \hline 300 \text{ tubos} \end{array}$$

$$\text{Comprimento} = \frac{\text{Área de troca de calor}}{\text{Área lateral dos tubos/m}}$$

$$L = \frac{340}{300 \times \pi \times 51 \times 10^{-3}} = 7,08 \text{ m}$$

Note que este comprimento é aproximadamente igual a altura do pré-aquecedor, portanto para evitar problemas com o transporte do equipamento, será projetado um equipamento com duas câmaras para troca de calor, figura abaixo.

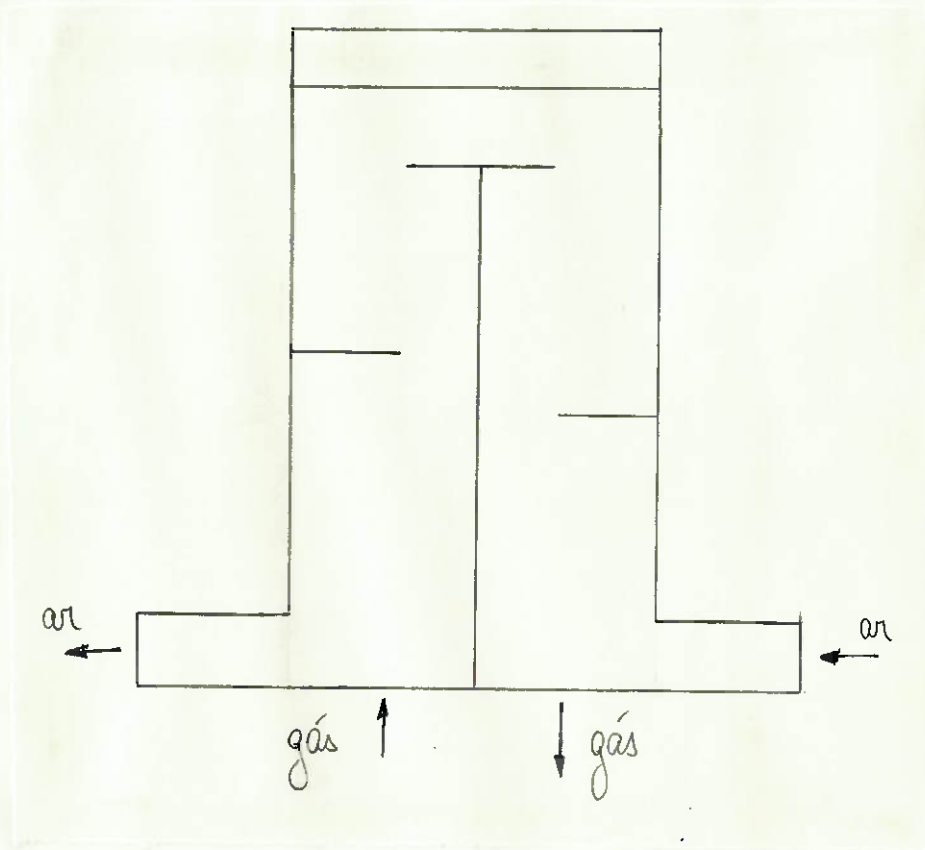


Figura 6

Com a utilização de duas câmaras há necessidade do cálculo do número de tubos para cada lado, pois as temperaturas médias dos gases são diferentes nas duas

câmaras. Assim, as densidades médias dos gases também são diferentes, e portanto o número de tubos também, já que a vazão em massa de gás é constante.

#### 14.3 - Cálculo das áreas de escoamento do gás (lado A e B)

$$\text{Temperatura média do pré: } (358 + 180)/2 = 269^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Temperatura média lado A: } (269 + 358)/2 = 313,5^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Temperatura média lado B: } (269 + 180)/2 = 224,5^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Densidade média lado A} = 0,613 \text{ kg gás/m}^3$$

$$\text{Densidade média lado B} = 0,723 \text{ kg gás/m}^3$$

$$\text{vazão em massa do gás} = \dot{G}_g \times B = 17,052 \times 1066,9/3600$$

$$\text{vazão em massa do gás} = 5,054 \text{ kg gás/s}$$

$$\text{vazão em massa do gás} = \text{dens}_m \times V_m \times \text{Área}$$

$$\text{velocidade do gás} = 12 \text{ m/s} \quad (\text{lado A e B})$$

$$\text{Área lado A} = \frac{5,054}{0,613 \times 12} = 0,687 \text{ m}^2$$

$$\text{Área lado B} = \frac{5,054}{0,723 \times 12} = 0,583 \text{ m}^2$$

## 14.4 - Cálculo do número de tubos (lado A e B)

A partir das áreas calculadas no item anterior, temos:

$$n = \frac{\text{área de escoamento do gás}}{\text{área do tubo}}$$

$$\text{área do tubo} = 2,043 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$n_A = \frac{0,687}{2,043 \times 10^{-3}} = 337 \text{ tubos} \quad (\text{Lado A})$$

$$n_B = \frac{0,583}{2,043 \times 10^{-3}} = 286 \text{ tubos} \quad (\text{Lado B})$$

## 14.5 - Comprimento dos tubos

$$L = \frac{\text{Área de troca de calor}}{\text{Área lateral dos tubos/m}}$$

$$\text{Área de troca de calor} = 340 \text{ m}^2$$

$$\text{Área lateral dos tubos/m} = \pi \times d \times (n_A + n_B)$$

$$L = \frac{340}{\pi \times 51 \times 10^{-3} \times (337 + 286)} = 3,41 \text{ m}$$

## 14.6 - Distribuição dos tubos

Lado A (337 tubos) :

11 fileiras com 14 tubos = 154 tubos

12 fileiras com 15 tubos = 180 tubos

-----  
334 tubos

Lado B (286 tubos) :

9 fileiras com 15 tubos = 135 tubos

10 fileiras com 15 tubos = 150 tubos

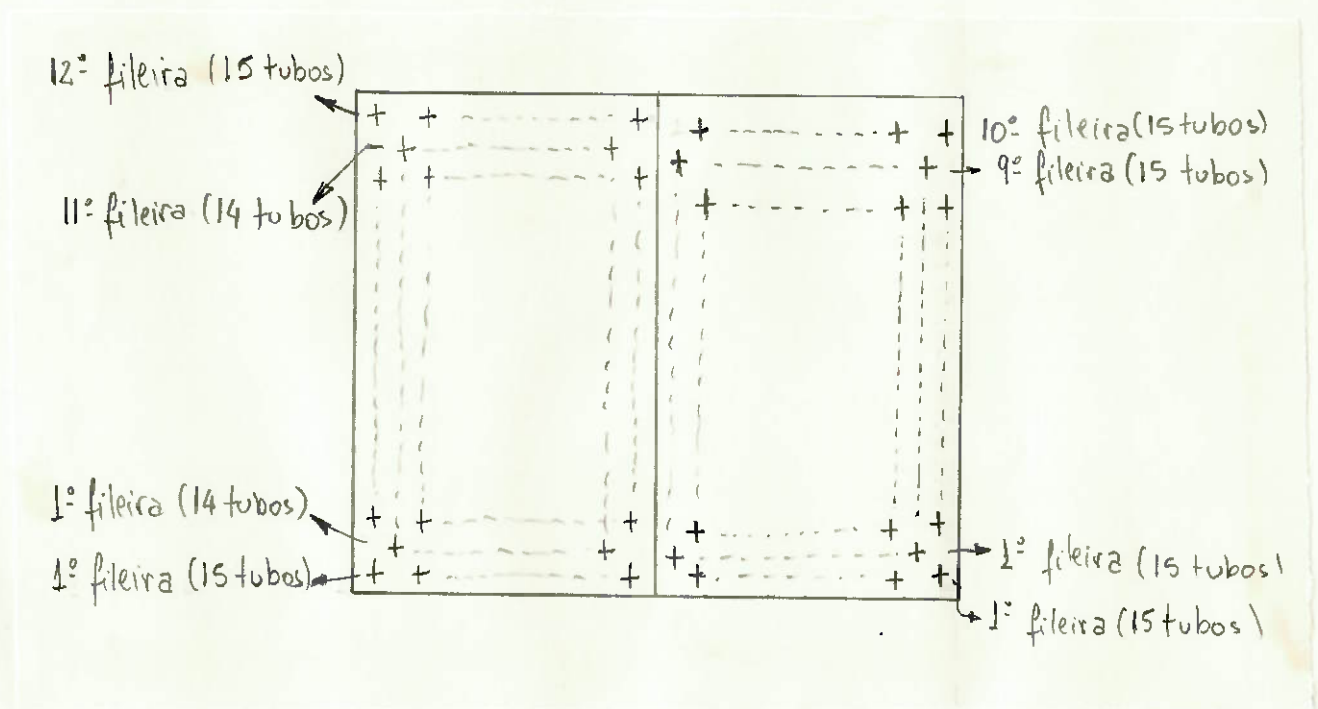
-----  
285 tubos

Figura 7

## 14.7 Distância entre as chincanas

Admitindo distribuição linear da temperatura em ambos os lados do pré-aquecedor, podemos calcular a temperatura, e portanto, a densidade dos gases em determinadas secções do equipamento. Impondo que a velocidade do ar se mantenha constante e igual 12 m/s, determina-se a área de escoamento do ar e deste modo a distância entre as chincanas.

Lado A

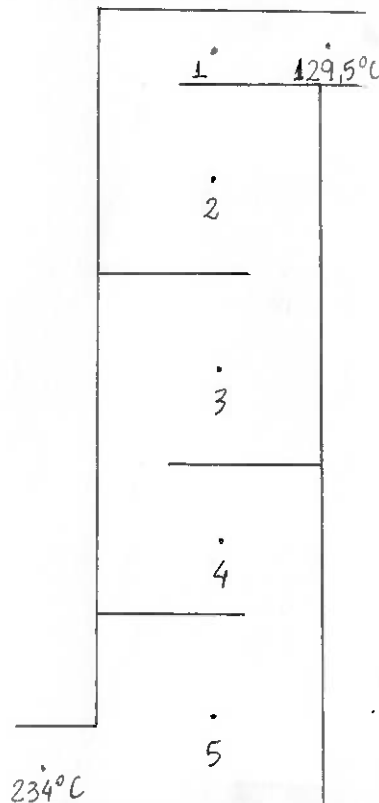


Figura 8

Ponto	T (°C)	dens (kg/m³)	A (m²)	h (m)
1	139,95	0,862	0,460	0,60
2	160,85	0,821	0,483	0,63
3	181,75	0,783	0,507	0,67
4	202,67	0,749	0,530	0,71
5	223,55	0,717	0,553	0,75

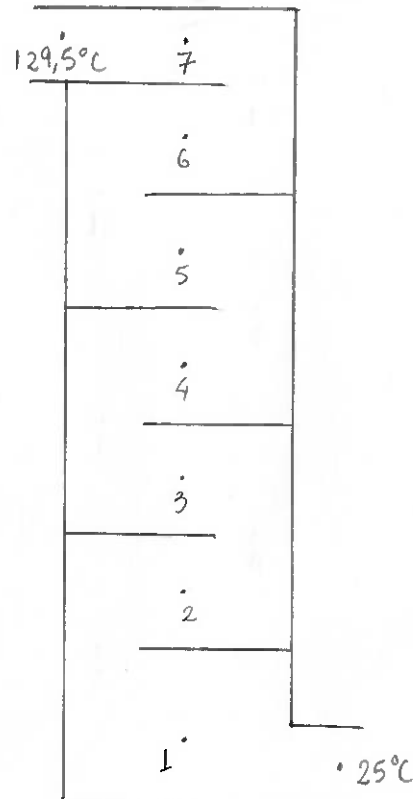


Figura 9

Ponto	T (°C)	dens (kg/m³)	A (m²)	h (m)
1	32,46	1,166	0,340	0,43
2	47,39	1,112	0,357	0,45
3	62,32	1,062	0,374	0,47
4	77,25	1,017	0,390	0,49
5	92,18	0,975	0,407	0,51
6	107,11	0,937	0,423	0,53
7	122,04	0,901	0,440	0,56

## 15 - Características Geométricas do Economizador

### 15.1 - Área de escoamento da água

Tubo utilizado: diam. interno = 32 mm  
diam. externo = 38 mm

Vazão em massa de vapor = 15 t/h

Densidade da água = 982 kg/m<sup>3</sup>

Velocidade de escoamento da água = 0,9 m/s

$$\text{Área de escoamento} = \frac{15 \times 10^3}{982 \times 3600 \times 0,9} = 4,714 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

### 15.2 - Número de tubos

$$\text{Área do tubo} = \pi (32 \times 10^{-3})^2 / 4 = 8,042 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$n = \frac{\text{Área de escoamento da água}}{\text{Área do tubo}} = \frac{4,714 \times 10^{-3}}{8,042 \times 10^{-3}}$$

$$n = 6 \text{ tubos}$$

## 15.3 - Área de escoamento dos gases

Densidade média dos gases =  $0,663 \text{ kg/m}^3$

Velocidade de escoamento dos gases =  $12 \text{ m/s}$

Vazão em massa dos gases =  $G_g \times B =$

$$\text{Área} = \frac{5,054}{0,663 \times 12} = 0,635 \text{ m}^2$$

## 15.4 - Número de passes e conjuntos

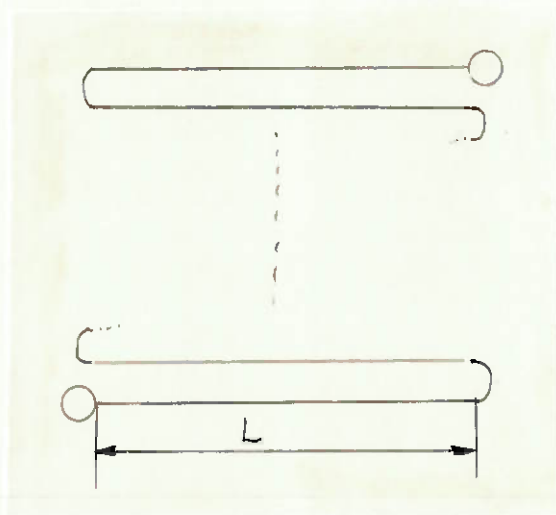


Figura 10

Admitindo  $L = 1,35\text{m}$

$$n_{\text{pass}} = \frac{\text{Área de escoamento dos gases}}{L \times \text{diam. externo}}$$

$$n_{\text{pass}} = \frac{0,635}{1,35 \times 38 \times 10^{-3}} = 10 \text{ passes}$$

$$\text{Área do conj.} = (n_{\text{g tubos}}) \times L \times (n_{\text{pass}}) \times \pi \times (\text{diam. externo})$$

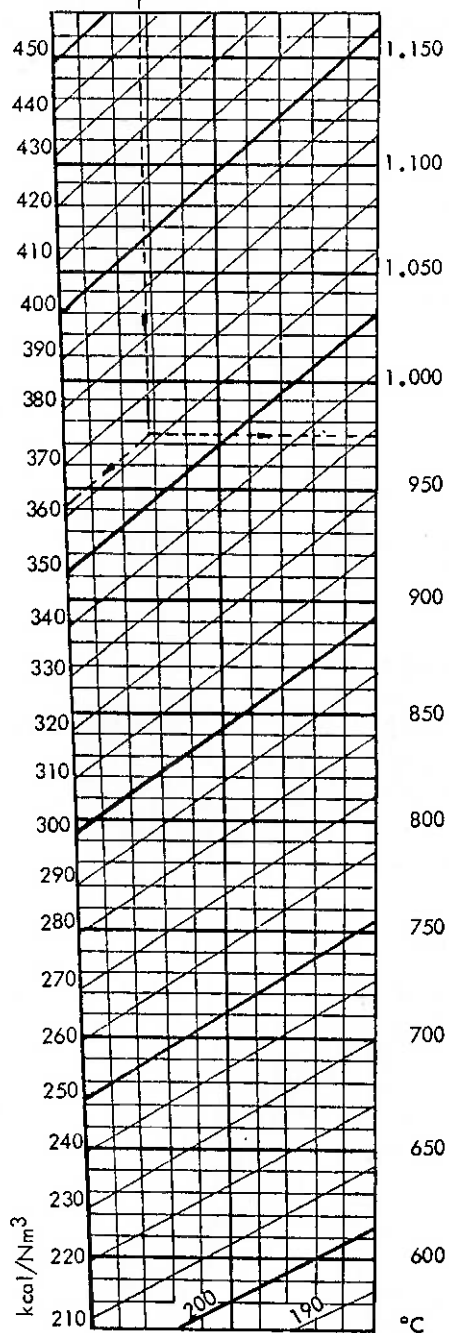
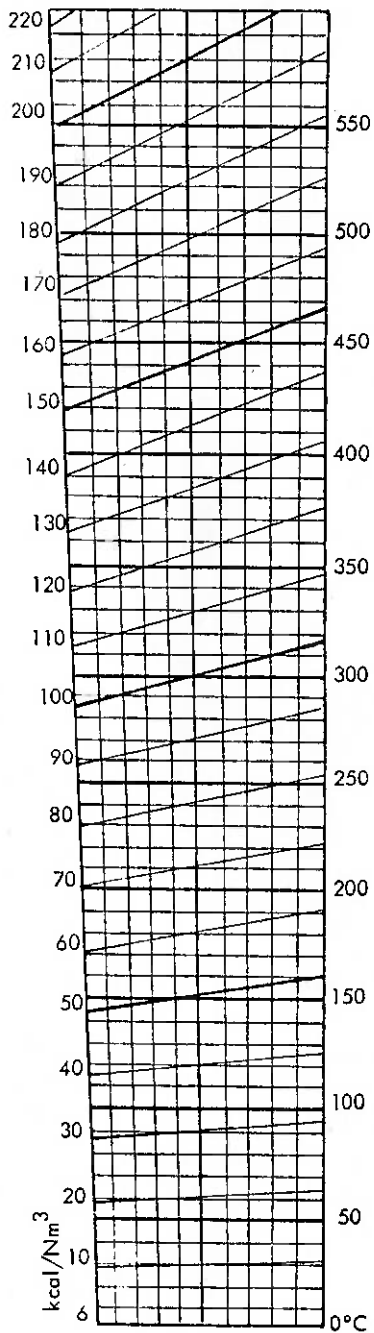
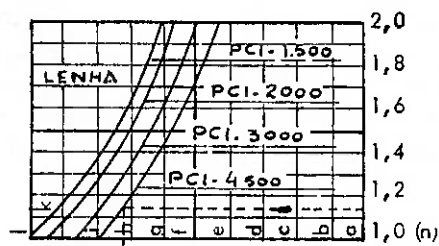
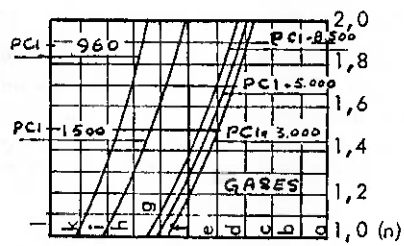
$$\text{Área do conj.} = 6 \times 1,35 \times 10 \times \pi \times 38 \times 10^{-3} = 9,67 \text{ m}^2$$

$$n_{\text{conj}} = \frac{\text{área de troca de calor}}{\text{área do conjunto}} = \frac{67,6}{9,67} = 7 \text{ conjuntos}$$

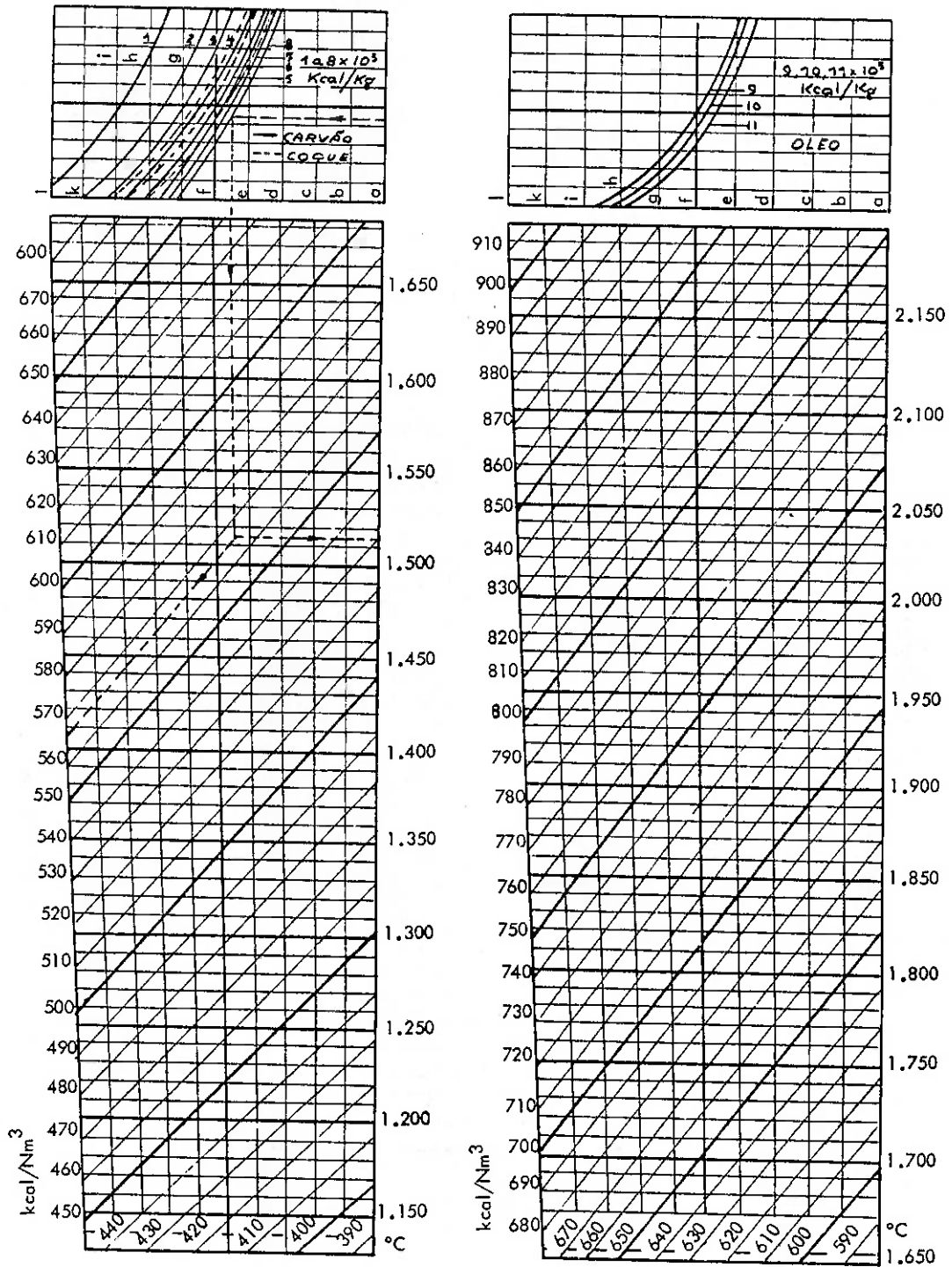
## V. BIBLIOGRAFIA

- [1] Pera, Hildo - Geradores de Vapor ; Depto de Engenharia Mecânica, EPUSP.
- [2] Holman, Jack Philip - Transferência de Calor.
- [3] Van Wylen, Gordon J.; Sonntag, Richard E. - Fundamentos da Termodinâmica Clássica.
- [4] Incropera, Frank P.; Witt, David P. De - Introduction to Heat Transfer.
- [5] Silva, Remy Benedicto - Gerador de Vapor de água ; Depto de Engenharia Mecânica, EPUSP.

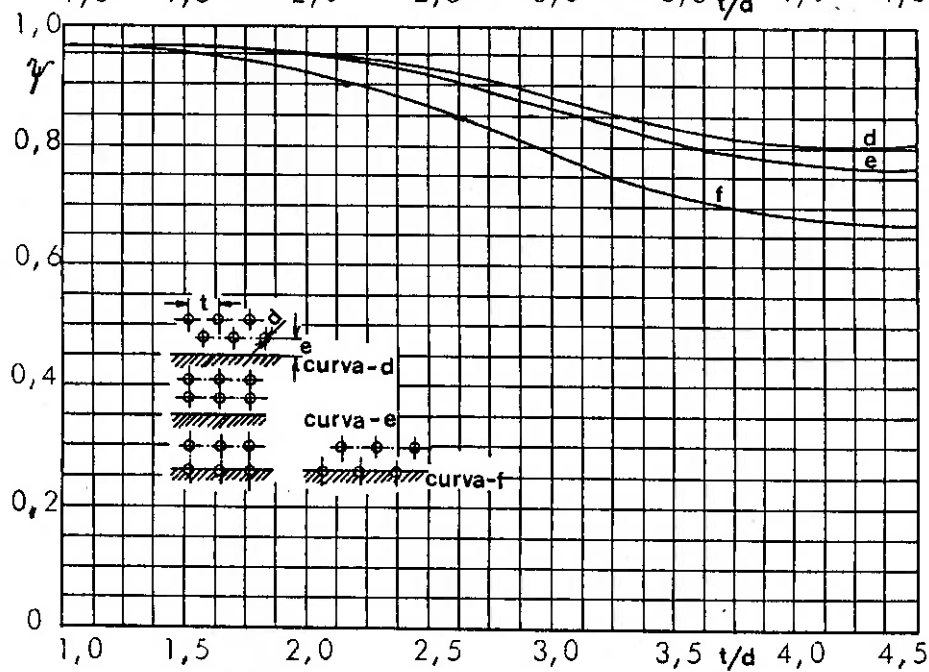
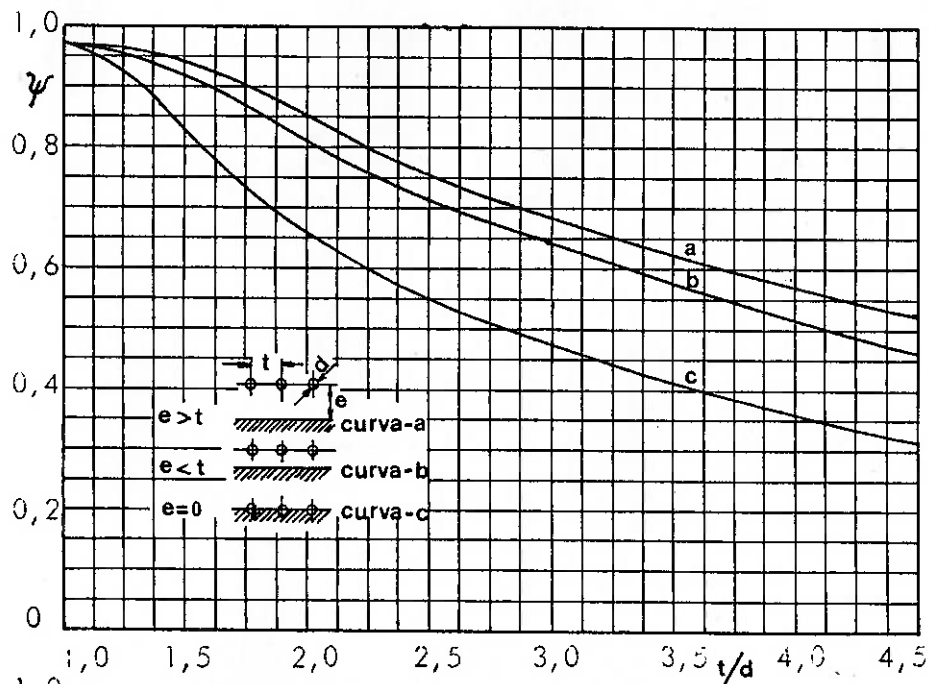
A N E X O



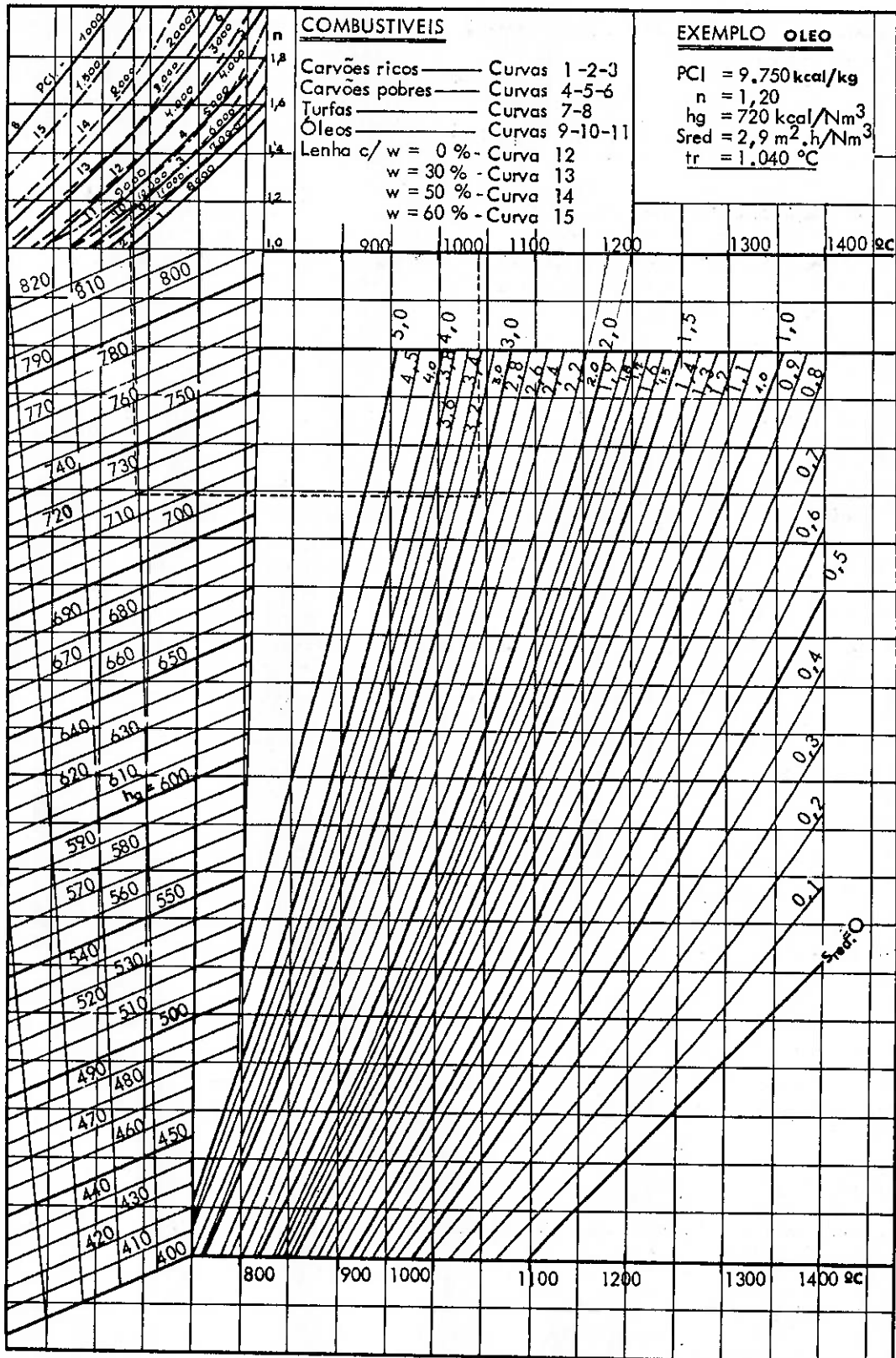
Ábaco A 3.3.8 - Entalpia dos Gases em  $\text{kcal/Nm}^3$



Ábaco A 3.3.8 - Entalpia dos Gases em kcal/Nm<sup>3</sup>



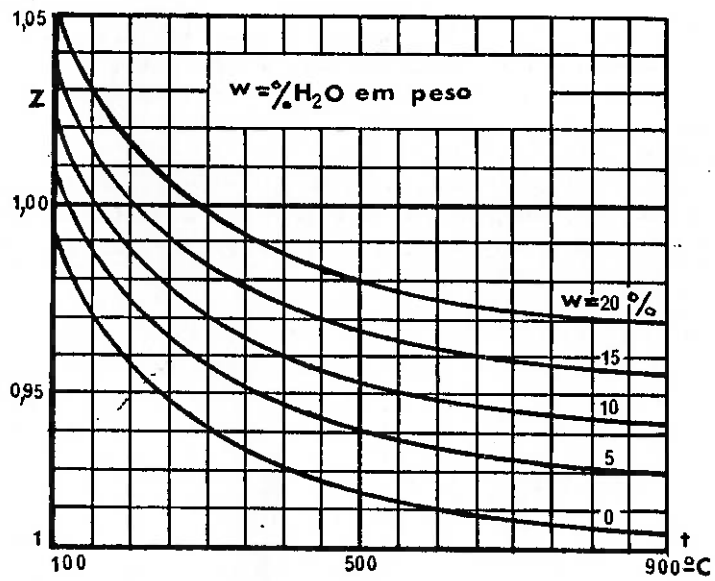
Ábaco A 6.3.1 - Determinação do Fator de Distribuição  $\psi$   
 nas Paredes das Câmaras de Combustão



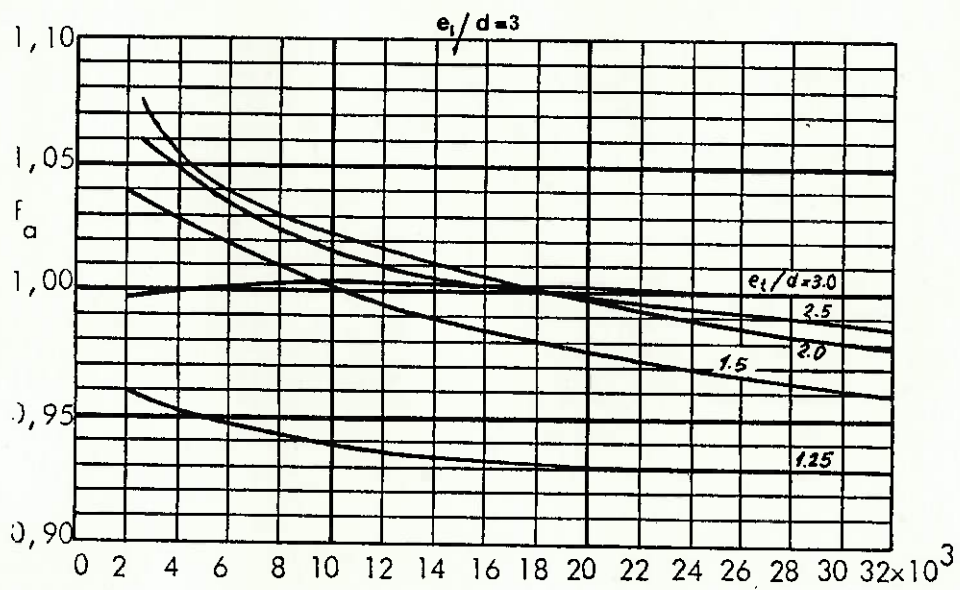
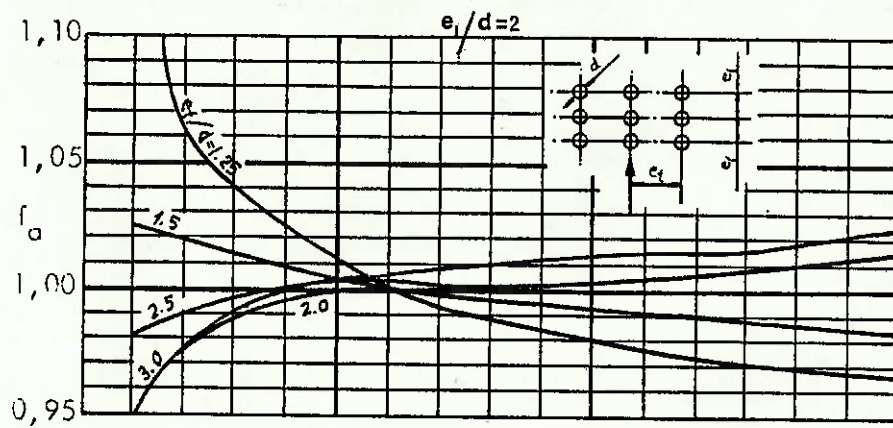
Ábaco A 6.3.3 - Determinação da Temperatura Remanescente

Nº de Fileiras	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$f_b$	0,7	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,97	0,98	0,99

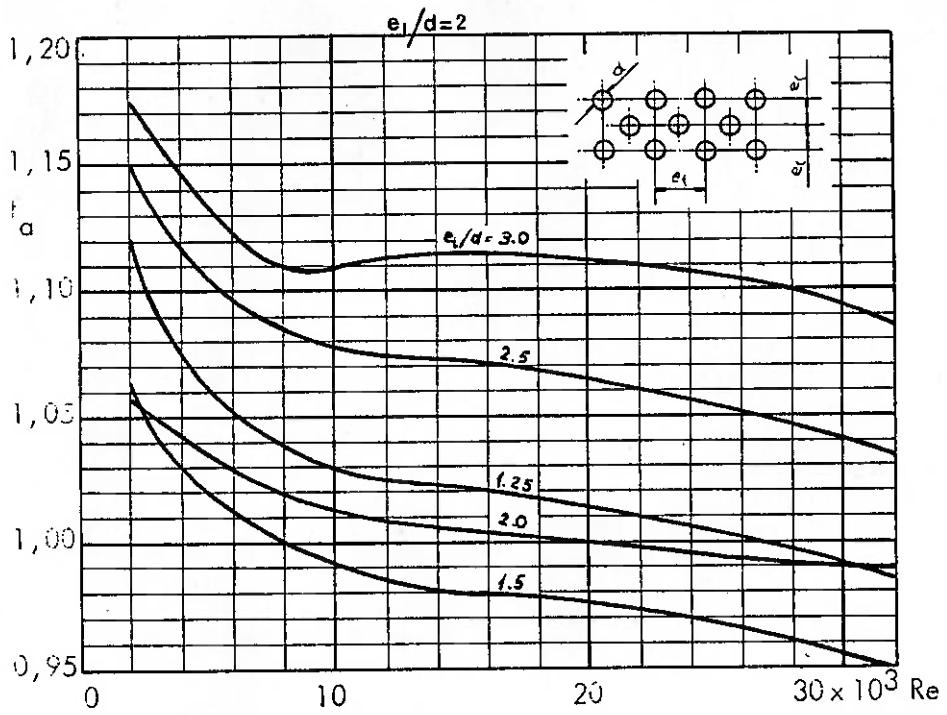
Tabela T 6.6.1 - Fator de Disposição



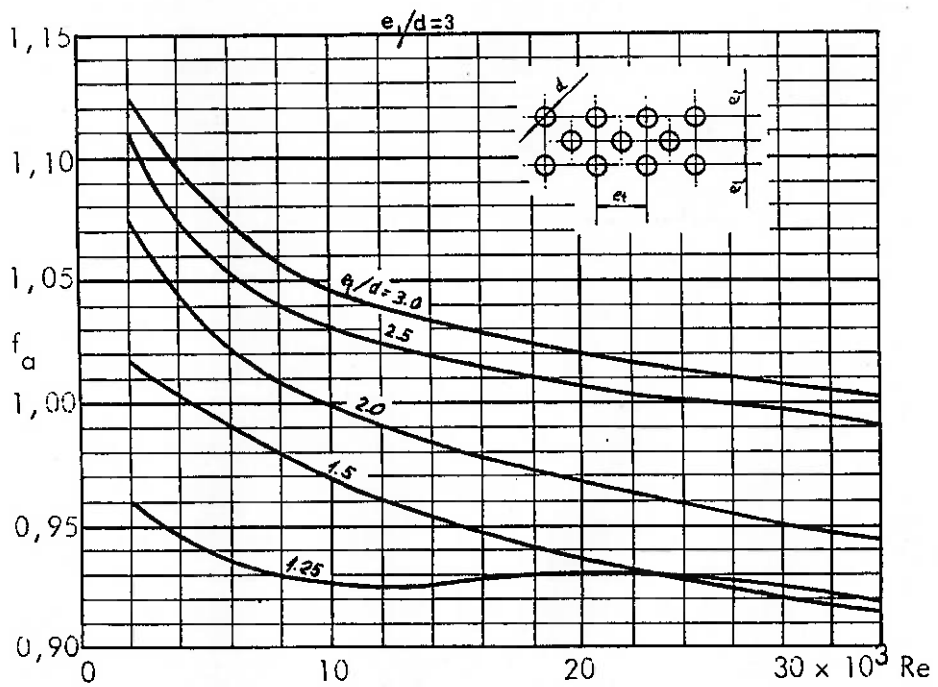
Ábaco A 6.6.3 - Fator Z



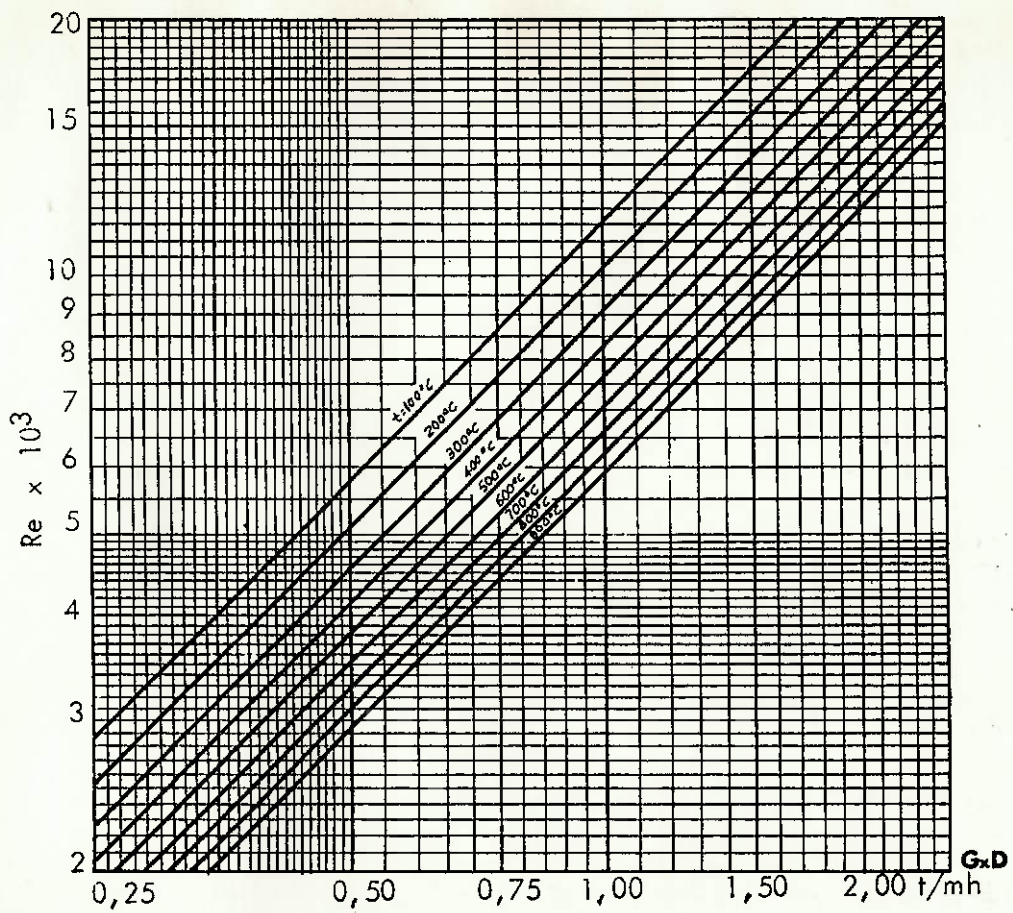
Ábaco A 6.6.6 - Fator  $f_a$



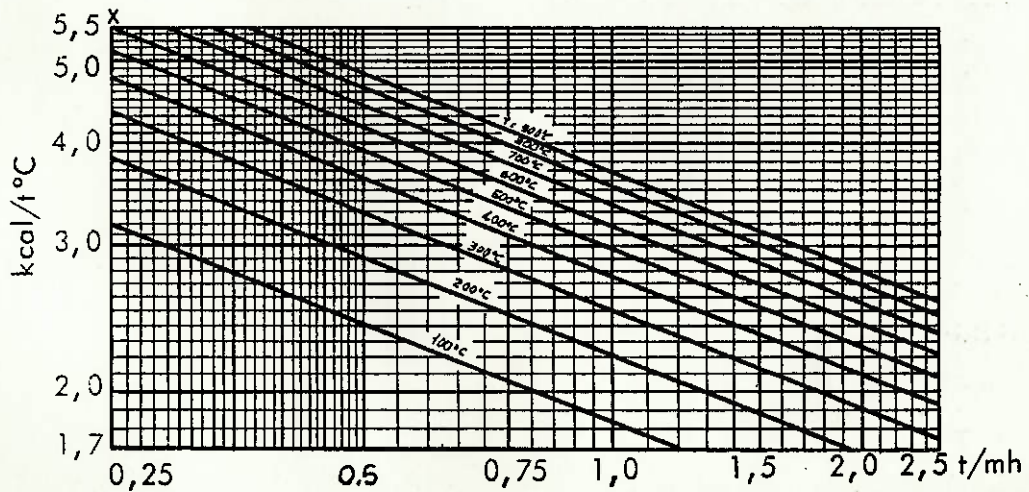
Ábaco A 6.6.9 - Fator  $f_a$



Ábaco A 6.6.10 - Fator  $f_a$



Ábaco A 6.6.11 - Número de  $Re$  Função do Produto  $Gd$  e da Temperatura



Ábaco A 6.6.12 - Fator  $x$