

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

Departamento de Engenharia Mecânica

Trabalho de Formatura

10,00

" PROJETO DE UM GERADOR DE VAPOR PARA QUEIMA DE LENHA PICADA "

Autor : HENRIQUE ROBERTO GROSZMANN

Orientador: Eng. HILDO PERA

1980

INTRODUÇÃO

Na busca da redução da dependência energética do petróleo importado, o Modelo Energético Brasileiro, a par do petróleo nacional, do carvão nacional, do álcool etílico, do xisto oleigêneo e da energia elétrica, prevê a diversificação das fontes energéticas internas, incentivando, sempre que possível, a utilização de fontes alternativas regionais tais como o aproveitamento energético da biomassa, através da utilização da lenha por exemplo, evitando, ao máximo, o transporte da energia, que deverá ser cada vez mais dispendioso.

Dentro deste contexto, cumpre desenvolver equipamentos apropriados a utilização da lenha como fonte de energia; objetivo este que consubstancia o presente trabalho.

ÍNDICE

1 - Características.....	1
2 - Determinação do poder calorífico inferior do combustível.	2
3 - Determinação da quantidade de calor a ser fornecido para a água.....	3
4 - Determinação do consumo de combustível.....	3
5 - Determinação dos volumes dos fluídos.....	4
6 - Determinação do calor total introduzido na fornalha.....	4
7 - Determinação do volume da câmara de combustão.....	5
8 - Selecionamento do tipo de suporte para queima do combustível.....	5
9 - Dimensionamento do suporte para queima do combustível....	6
10 - Dimensões da fornalha.....	6
11 - Determinação da temperatura de equilíbrio na câmara de combustão.....	9
12 - Determinação do calor dos gases após a câmara de combustão	10
13 - Balanço térmico.....	11
14 - Determinação das temperaturas na saída do feixe e na chaminé.....	12
15 - Determinação do feixe de convecção.....	12
16 - Determinação do pré-aquecedor de ar.....	16
17 - Determinação da espessura do tambor.....	18
18 - Determinação do comprimento do tambor.....	18

1 - Características

descarga 20.000 kg/h
pressão de descarga 12 kgf/cm²
qualidade do vapor saturado sêco
combustível lenha picada
temperatura de alimentação da água 80°C
rendimento do gerador de vapor 85%

2 - Determinação do poder calorífico inferior do combustível

a análise imediata da lenha seca é aproximadamente:

C	47,5%
H ₂	6,0%
O ₂	44,0%
N ₂	1,0%
Cinzas	1,5%

100,0%

adotando-se uma unidade de 30%, sua composição será:

C	33,3%
H ₂	4,2%
O ₂	30,8%
N ₂	0,7%
Cinzas	1,0%
W	30,0%

100,0%

o poder calorífico inferior é determinado como se segue:

$$pci = 8100.c + 33960(h - o/8) + 2214.s - 600.(w + 9.h)$$

$$pci = 8100.0,333 + 33960(0,042 - 0,308/8) - 600(0,30 + 9.0,042)$$

$$pci = 2697,3 + 118,86 - 406,8 = 2409,36 \text{ kcal/kg}$$

adotaremos,

$$pci = 2409 \text{ kcal/kg}$$

3 - Determinação da quantidade de calor a ser fornecido para a água

$$Q_u = m. (h_s - h_e)$$

Q_u - quantidade de calor cedido para a água (kcal/h)

h_s - entalpia de saída do vapor (kcal/kg)

h_e - entalpia de entrada da água (kcal/kg)

m - vazão em massa de água (kg/h)

$$T_s = 187^{\circ}\text{C}$$

$$p_s = 12 \text{ kgf/cm}^2 \dots\dots\dots h_s = 665 \text{ kcal/kg}$$

$$T_e = 80^{\circ}\text{C}$$

$$p_e = 1 \text{ kgf/cm}^2 \dots\dots\dots h_e = 80 \text{ kcal/kg}$$

$$Q_u = 20000. (665 - 80) = 11700000 \text{ kcal/h}$$

4 - Determinação do consumo de combustível

$$B = \frac{Q_u}{pci.n}$$

B - consumo de combustível (kg/h)

pci - poder calorífico inferior do combustível (kcal/kg)

n - rendimento do gerador de vapor

$$B = \frac{11700000}{2409.0,85} = 5714 \text{ kg/h}$$

5 - Determinação dos volumes dos fluídos

o volume de ar teórico pode ser calculado como se segue:

$$\text{Var}^{\epsilon} = 8,876.c + 26,443.h + 3,32.s - 3,332.o$$

$$\text{Var}^{\epsilon} = 8,876.0,333 + 26,443.0,042 - 3,332.0,308$$

$$\text{Var}^{\epsilon} = 2,956 + 1,111 - 1,026 = 3,041 \text{ Nm}^3/\text{kg comb.}$$

adotando-se um excesso de ar de 30%, temos

$$\text{Var}^r = m.\text{Var}^{\epsilon} = 1,3.3,041 = 3,95 \text{ Nm}^3/\text{kg comb.}$$

a vazão de ar será:

$$\dot{\text{Var}} = \text{Var}^r.B = 3,95.5714 = 22570 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

o volume dos gases de combustão é calculado como segue :

$$\text{Vg}^{\epsilon} = 1,8535c + 0,693s + 0,8n + 0,79\text{Var} + (9h + w)1,24$$

$$\text{Vg}^{\epsilon} = 1,8535.0,333 + 0,8.0,07 + 0,79.3,04 + (9.0,042 + 0,30).1,24$$

$$\text{Vg}^{\epsilon} = 0,617 + 0,056 + 2,402 + 0,841 = 3,916 \text{ Nm}^3/\text{kg comb.}$$

o volume real dos gases de combustão será,

$$\text{Vg}^r = \text{Vg}^{\epsilon} + (m - 1).\text{Var}^{\epsilon} = 3,916 + (1,3 - 1).3,04 = 4,83 \text{ Nm}^3/\text{kg comb.}$$

a vazão dos gases de combustão será:

$$\dot{\text{Vg}} = \text{Vg}^r.B = 4,83.5714 = 27589 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

6 - Determinação do calor total introduzido na fornalha

$$Q_t = Q_1 + Q_2$$

Q_t - calor total

(kcal/h)

Q1 - calor liberado pela combustão da lenha picada (kcal/h)

Q2 - calor contido no ar de combustão (kcal/h)

$$Q1 = pci.B = 2409.5714 = 13765026 \text{ kcal/h}$$

como a eficiência da caldeira deve ser de 85% é necessário o uso de um pré-aquecedor de ar de combustão.

o ar entrara na câmara de combustão com uma temperatura de 150°C.

$$Q2 = Var.cp.Tar = 22570.0,31.150 = 1049505 \text{ kcal/h}$$

$$Qt = 13765026 + 1049505 = 14814531 \text{ kcal/h}$$

7 - Determinação do volume da câmara de combustão

$$Vcc = \frac{Qt}{Ce}$$

Vcc - volume da câmara de combustão (m³)

Qt - calor total introduzido na camara (kcal/h)

Ce - carga específica da câmara (kcal/h.m³)

para carga específica, adotaremos o valor de:

$$Ce = 150000 \text{ kcal/h.m}^3$$

$$Vcc = \frac{14814531}{150000} = 98,7 \text{ m}^3$$

8 - Selecionamento do tipo de suporte para queima do combustível

o tipo de suporte para queima do combustível, selecionado foi a grelha inclinada com resfriamento (ângulo de inclinação de 37°) por apresentar uma performance superior a uma do tipo celular; apesar das vantagens que esta apresenta, tais como baixo custo de instalação, construção e montagem simples, e fácil manutenção.

9 - Dimensionamento do suporte para queima do combustível

$$S_g = \frac{Q_t}{k}$$

S_g - área do suporte (m^2)

Q_t - calor total introduzido na fornalha (kcal/h)

k - carga específica da grelha (kcal/h. $\dot{m}$)

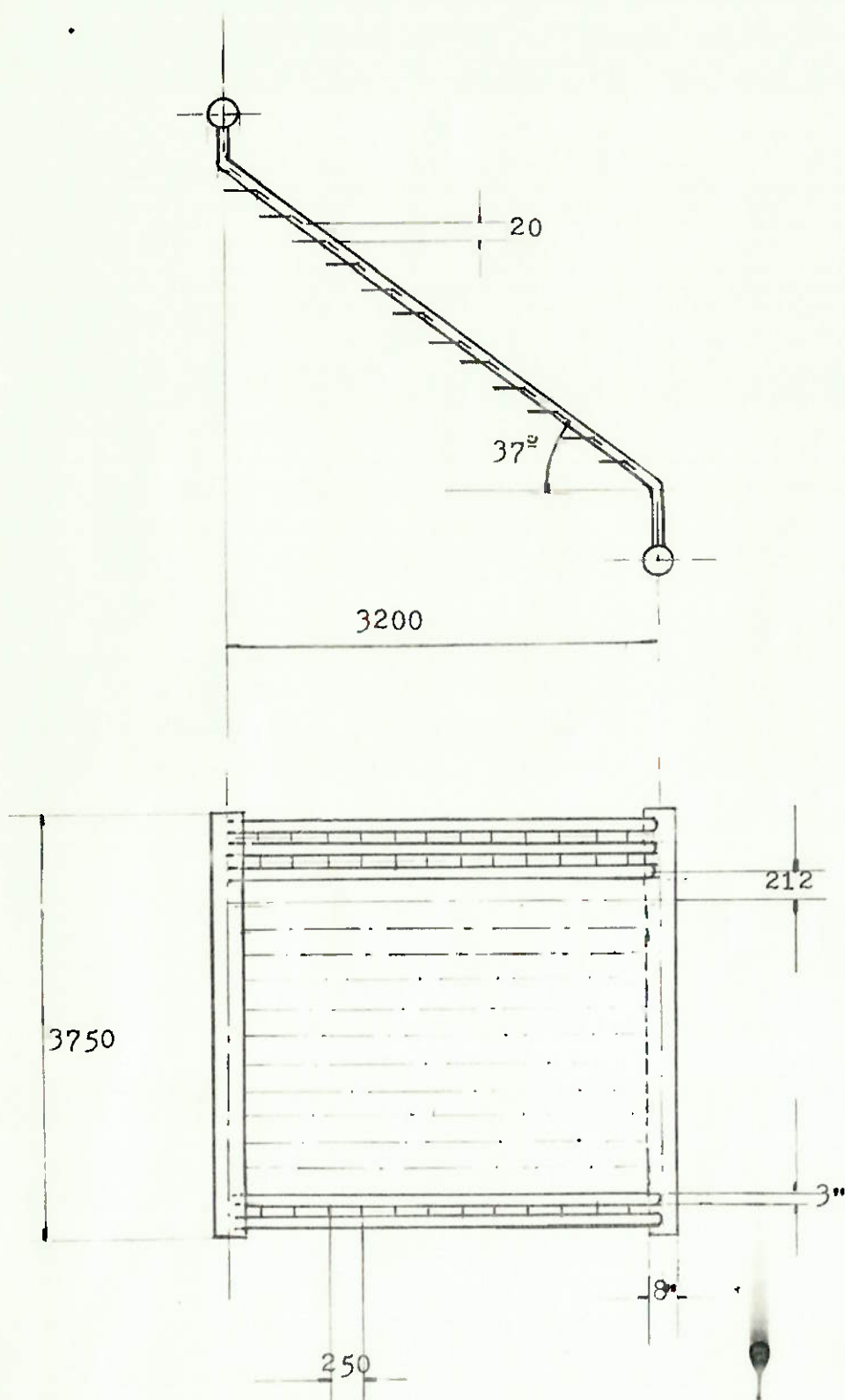
$$S_g = \frac{14814531}{1250000} = 11,85 \text{ m}^2$$

na figura 1 - Detalhamento do suporte para queima do combustível, podemos observar as principais características do suporte selecionado.

10- Dimensões da fornalha

para a queima da lenha picada a altura da câmara de combustão deve pelo menos possuir 6 metros de altura, devido a formação de chama longa na combustão.

a área da fornalha será:



medidas em mm

figura 1 - Detalhamento do suporte para queima do combustível.

$$A = \frac{V_{cc}}{h}$$

V_{cc} - volume da câmara de combustão, do item 7, = $98,7 \text{ m}^3$.

h - adotaremos, = 6 m.

$$A = \frac{98,7}{6} = 16,45 \text{ m}^2$$

logo adotaremos, a câmara de combustão com as dimensões de $4,1 \times 4,1 \times 6,0 \text{ m}$.

para a câmara de combustão foram adotados tubos de 3" aletados com um passo (p) de 100mm, resultando uma disposição como mostra na figura 2 - Disposição dos tubos na câmara de combustão. O raio de curvatura mínimo para esses tubos é de 300mm e deve ser respeitado.

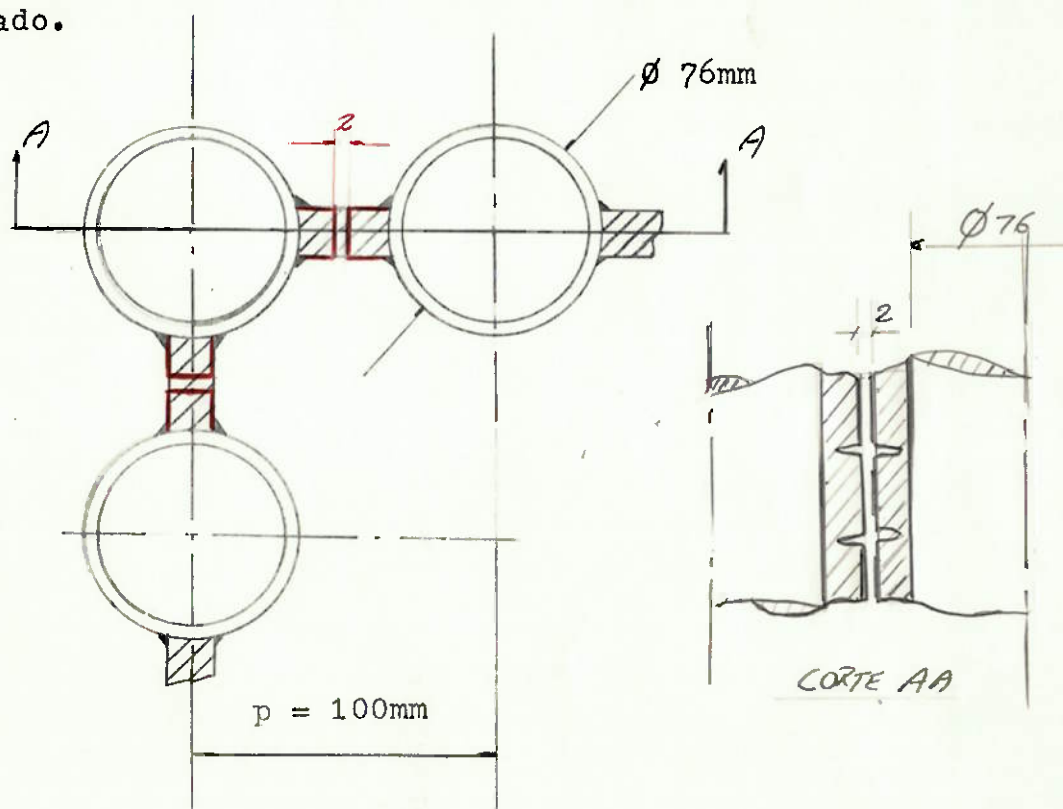


figura 2 - Disposição dos tubos na câmara de combustão

11- Determinação da temperatura de equilíbrio na câmara de combustão

- cálculo da área projetada.

com base no desenho da caldeira, em anexo, temos:

$A_{pl} = 23,0 \text{ m}^2$ - área da parede lateral

$A_{pf} = 45,0 \text{ m}^2$ - área da parede frontal

$A_{pdf} = 39,5 \text{ m}^2$ - área da parede do fundo

$$A_t = 2.A_{pl} + A_{pf} + A_{pdf} = 2.23,0 + 45,0 + 39,5 = 130,5 \text{ m}^2$$

$A_t = 130,5 \text{ m}^2$ - área projetada total

- cálculo da superfície reduzida e irradiada.

S_{irr} - superfície irradiada

$$S_{irr} = \psi_1 2.A_{pl} + \psi_2 A_{pf} + \psi_3 A_{pdf}$$

$$\psi_1 = \psi_2 = \psi_3 = 1,0 \quad (\text{tubos aletados, ver ábaco 1})$$

$$S_{irr} = 1,0.130,5 = 130,5 \text{ m}^2$$

S_{red} - superfície reduzida

$$S_{red} = \frac{1000.C.S_{irr}}{4.V_g}$$

C - coeficiente de irradiação (ver ábaco 2)

$\dot{V}_g$ - volume real dos gases de combustão, ver item 5. (Nm/h)

$$S_{red} = \frac{1000.3,5.130,5}{4.27589} = 4,14 \text{ m}^2$$

- cálculo da temperatura de equilíbrio na câmara de combustão.

com:

$$pci = 2409 \text{ kcal/kg}$$

$$m = 1,30$$

$$S_{red} = 4,14 \text{ m}^2$$

e, h_g - conteúdo térmico específico dos gases de combustão

$$h_g = \frac{Q_t}{V_g} = \frac{14814531}{27589} = 537 \text{ kcal/Nm}^3$$

do ábaco 3, obtemos:

$$T_e = 825^\circ\text{C} \text{ (temperatura de equilíbrio)}$$

12- Determinação do calor dos gases após a câmara de combustão.

com a temperatura de equilíbrio (T_e) na câmara de combustão, o pci do combustível e o excesso de ar, obtemos a entalpia dos gases após a câmara de combustão por intermédio do ábaco 4.

$$h_{df} - \text{entalpia dos gases após a fornalha} \quad (\text{kcal/Nm}^3)$$

$$h_{df} = 300 \text{ kcal/Nm}^3$$

$$Q_{df} - \text{calor dos gases após a fornalha} \quad (\text{kcal/h})$$

$$Q_{df} = h_{df} \cdot V_g = 300.27589 = 8276700 \text{ kcal/h}$$

13- Balanço térmico.

Calor Total Qt	14814531		
Saldo após a fornalha		8276700	
Calor absorvido na fornalha			6537831
Saldo para troca no feixe			5162169
Saldo após o fei xe		3114531	
Calor fornecido ao pré-aquecedor			874587,50
Saldo para a cha miné		2239943,50	2239943,50
			14814531

onde o calor fornecido ao pré-aquecedor de ar, é:

$$Q_2 = \text{Var. cp. Tar} = 22570.0,31.125 = 874587,50 \text{ kcal/h}$$

- verificação do rendimento térmico do gerador,

$$n = 1 - \frac{\text{perdas}}{Q_t} = \frac{2239943,5}{14814531,00} = 1 - 0,151 = 0,849$$

$$n = 84,9\%$$

14- Determinação das temperaturas na saída do feixe e na chaminé

sf - saída do feixe

sch - saída da chaminé

$$h = \frac{Q_g}{V_g}$$

$$hsf = \frac{3114531}{27589} = 112,8 \text{ kcal/Nm}^3$$

do ábaco 4 obtém-se: $T_{sf} = 320^\circ \text{C}$

$$hsch = \frac{2239943,50}{27589} = 81,2 \text{ kcal/Nm}^3$$

do ábaco 4 obtém-se: $T_{sch} = 235^\circ \text{C}$

15- Determinação do feixe de convecção

- cálculo da velocidade dos gases através do feixe (ver figura 3)
e desenho da caldeira - chicanas.

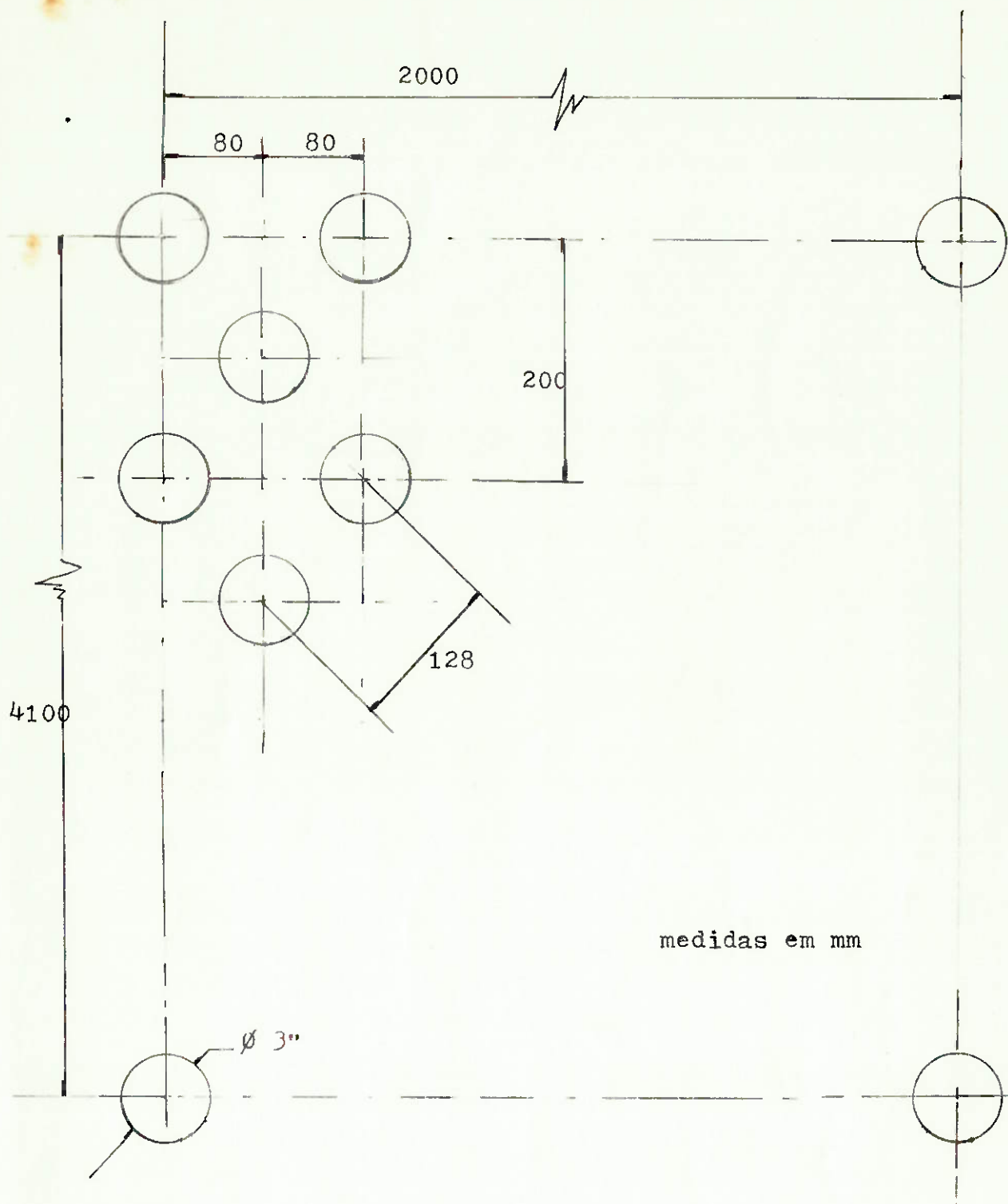


figura 3 - Disposição dos tubos no feixe de convecção.

a velocidade será dada por:

$$v_o = \frac{v \cdot St}{2 \cdot (S_d - D)}$$

onde,

St - passo transversal = 200 mm

Sd - passo diagonal = 128 mm

Sl - passo longitudinal = 80 mm

v - velocidade dos gases antes do feixe = $\frac{\dot{V}_g}{S}$

S - área de escoamento antes do feixe

$$S = 4,10.5,00.0,39 = 8,00 \text{ m}^2$$

$$v = \frac{27589}{3600.8,0} = 0,96 \text{ m/s}$$

$$v_o = \frac{0,96.200}{2.(128 - 76)} = 1,85 \text{ m/s}$$

cálculo do coeficiente de película do tubo (externo).

$$h_e = \frac{v_o^{0,654} . (4,3 + 2,5.T_m/1000). f}{D^{0,346}}$$

T_m - média aritmética da temperatura de entrada no feixe e da de saída do feixe.

$$T_m = \frac{825 + 320}{2} = 572,5^\circ\text{C}$$

f - fator que leva em consideração o número de fileiras = 1,4

$$h_e = \frac{1,85^{0,654} . (4,3 + 2,5.0,5725). 1,4}{0,076^{0,346}} = 29,26 \text{ kcal/m}^2.\text{h.}^\circ\text{C}$$

cálculo do coeficiente global de transmissão de calor (K)

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} + \frac{e}{k}}$$

h_e - coeficiente de película externo

h_i - coeficiente de película interno = $5000 \text{ kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{C}$

e - espessura do tubo = 3 mm

k - condutibilidade térmica do tubo = $40 \text{ kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{C}$

substituindo-se, vem:

$$K = 29,03 \text{ kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{C}$$

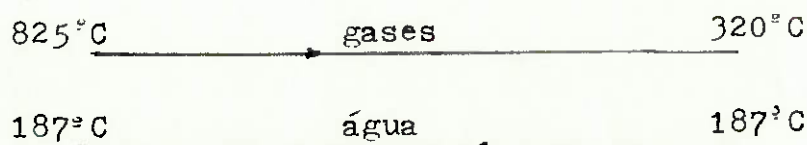
determinação da diferença logarítmica de temperatura.

$$T_{\log} = \frac{(T_e - T_s)}{\ln \frac{(T_e - T_a)}{(T_s - T_a)}}$$

T_s - temperatura de saída do feixe = 320°C

T_e - temperatura de entrada no feixe = 825°C

T_a - temperatura da água no interior dos tubos = 187°C



$$T_{\log} = \frac{(825 - 320)}{\ln \frac{(825 - 187)}{(320 - 187)}} = 322^\circ\text{C}$$

cálculo da área de troca de calor

$$A = \frac{Q_f}{K \cdot T_{\log}} = \frac{5162169}{29,03 \cdot 322} = 552,2 \text{ m}^2$$

Q_f - calor trocado no feixe

determinação do número de tubos do feixe de convecção,

S_m - superfície média de um tubo de convecção

$$S_m = 3,14 \cdot 0,076 \cdot 5,00 = 1,193 \text{ m}^2$$

logo, o feixe de convecção possuíra 468 tubos, cuja distribuição será a seguinte:

$$\begin{array}{rcl} 12 \text{ fileiras de } 19 \text{ tubos} & = & 228 \\ 12 \text{ fileiras de } 20 \text{ tubos} & = & 240 \\ \hline & & 468 \end{array}$$

16- Determinação do pré-aquecedor de ar.

determinação da diferença logarítmica de temperatura

$$T_{\log} = \frac{(\text{Ts}' - \text{Tea}) - (\text{Te}' - \text{Tsa})}{\ln \frac{(\text{Te}' - \text{Tsa})}{(\text{Ts}' - \text{Tea})}}$$

Te' - temperatura de entrada dos gases = 320°C

Ts' - temperatura de saída dos gases = 235°C

Tea - temperatura de entrada do ar = 25°C

Tsa - temperatura de saída do ar = 150°C

320°C → gases → 235°C (chamine')

150°C ← ar ← 25°C

$$T_{\log} = \frac{(235 - 25) - (320 - 150)}{\ln \frac{(235 - 25)}{(320 - 150)}} = 189,4^{\circ}\text{C}$$

K' - coeficiente global de transmissão de calor = 18 kcal/h.m².°C

cálculo da área de troca de calor:

$$A = \frac{Q_{pa}}{K' \cdot T_{\log}}$$

Q_{pa} - calor trocado no pré-aquecedor de ar = 874587,50 kcal/h

$$A = \frac{874587,50}{18 \cdot 189,4} = 256,5 \text{ m}^2$$

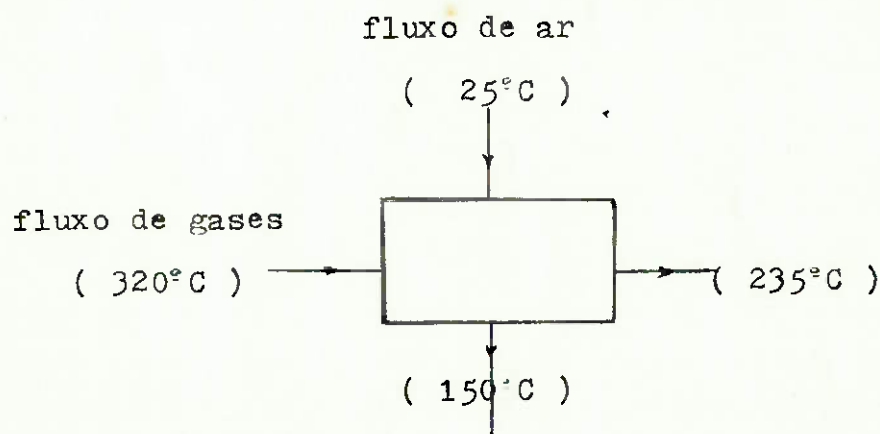


figura 4 - Representação do sistema .

17- Determinação da espessura do tambor

- material do tambor, *ASTM 515 grau 65*tensão admissível = *13,4* kgf/cm² (segurança 3 ao escoamento)pressão de dimensionamento = 14 kgf/cm²

$$e = \frac{p \cdot d}{2 \cdot \sigma \cdot E} = \frac{14 \cdot 120}{2 \cdot 13400,41} = 460 \text{ } \mu\text{m}$$

$$E = \frac{P_{\text{interna}} - P_{\text{ext}}}{P_{\text{interna}}} = \frac{128 - 16}{128} = 0,91$$

d - diâmetro interno = 1200 mm

18- Determinação do comprimento do tambor

Vct - volume da câmara do tambor (m³)vc - volume específico do vapor (m³/kg)G - constante que depende da qualidade da água (m³·h/m³)

m - massa de água (kg/h)

$$V_{ct} = \frac{m \cdot v_c}{G} = \frac{20000 \cdot 0,164}{1000} = 3,28 \text{ m}^3$$

com p=12 kgf/cm² e cBe = 0,25 (concentração de sólidos)
do ábaco 5, temos:

$$G = 1000 \text{ m}^3 \cdot \text{h/m}^3$$

considerando-se, Vct = Vtambor · 0,5

determina-se o comprimento do tambor, como sendo:

$$L = \frac{8 \cdot V_{ct}}{\pi \cdot d^2} = \frac{8 \cdot 3,28}{\pi \cdot 1,2^2} = 5,80 \text{ m}$$

ANEXOS

ábaco 1 - Determinação de ψ das superfícies irradiadas.

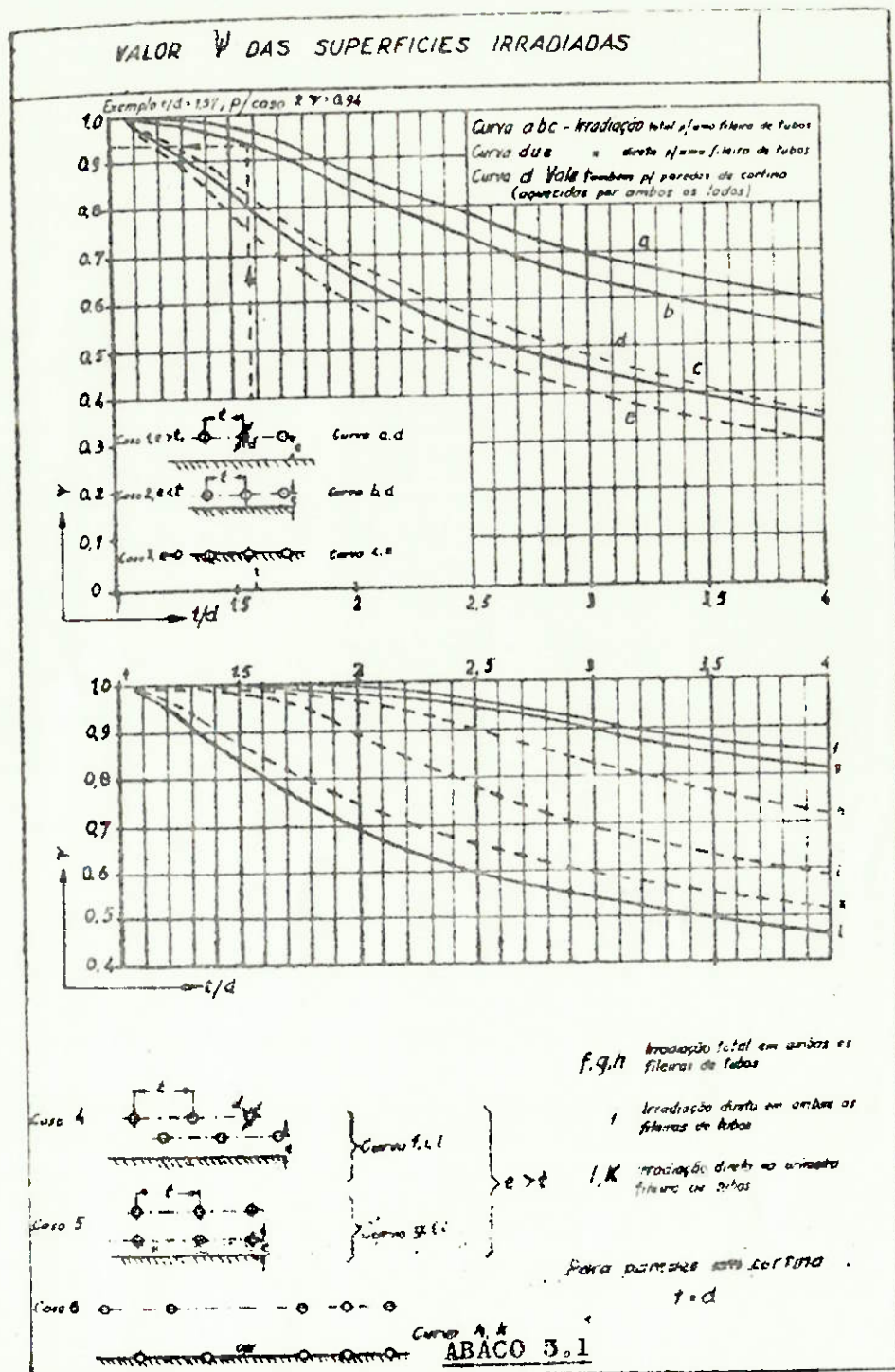
ábaco 2 - Determinação de C, coeficiente de irradiação .

ábaco 3 - Determinação da temperatura de equilíbrio da câmara de combustão.

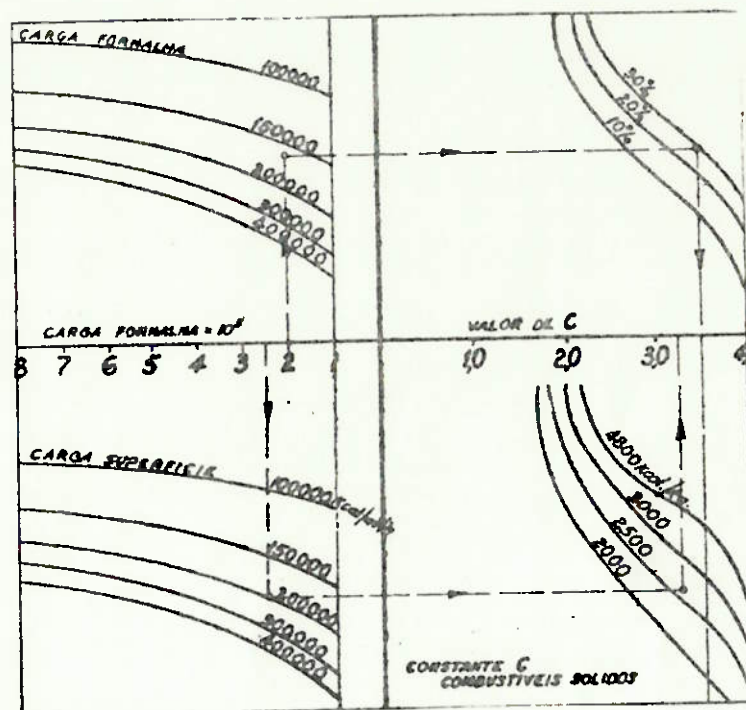
ábaco 4 - Determinação da entalpia de saída dos gases da câmara de combustão, temperatura na saída do feixe e na chaminé.

ábaco 5 - Determinação do comprimento do tambor.

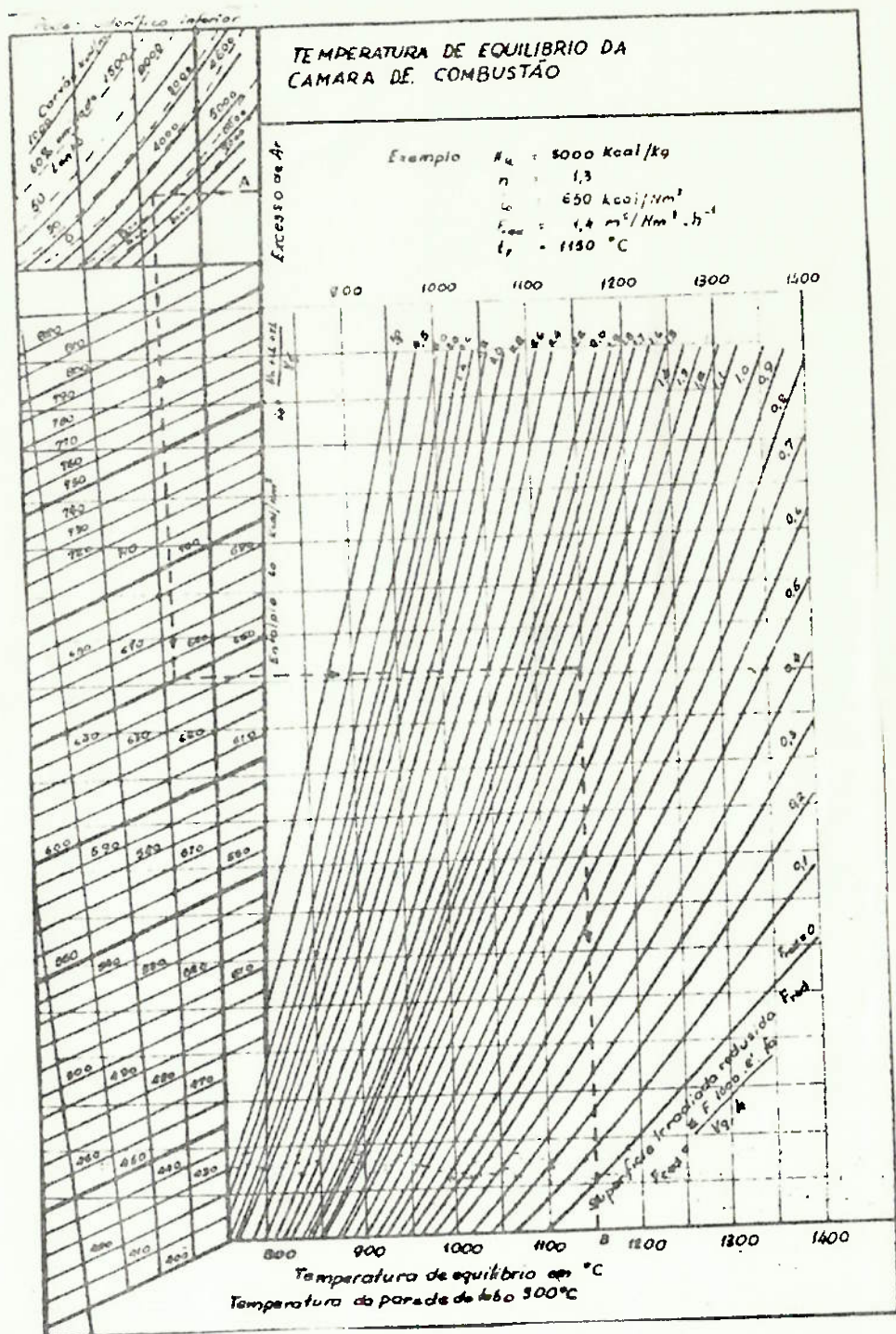
VALOR ψ DAS SUPERFÍCIES IRRADIADAS



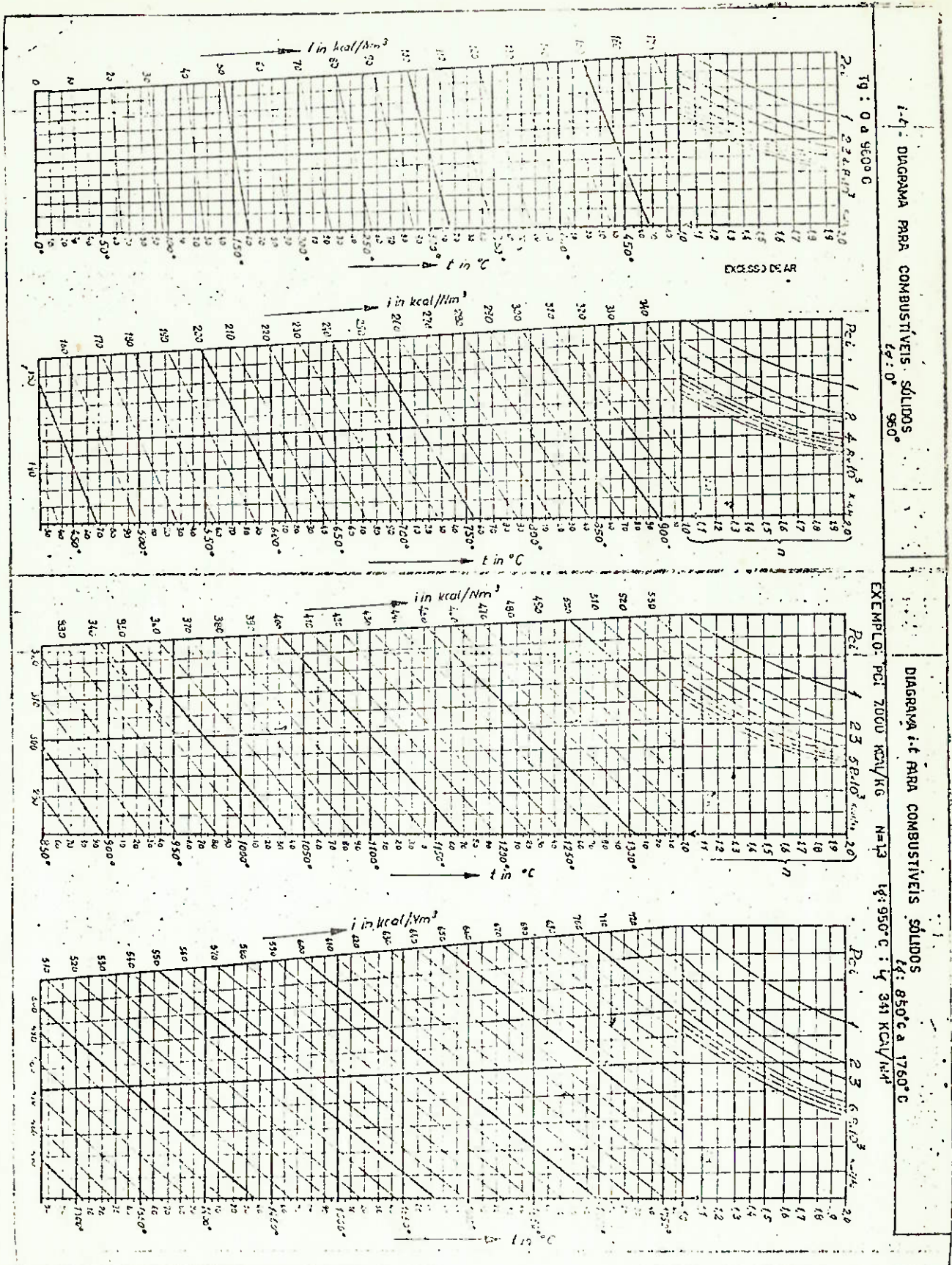
ábaco 1 - Determinacao de ψ das superfícies irradiadas.



ábaco 2 - Determinação de C, coeficiente de irradiação.

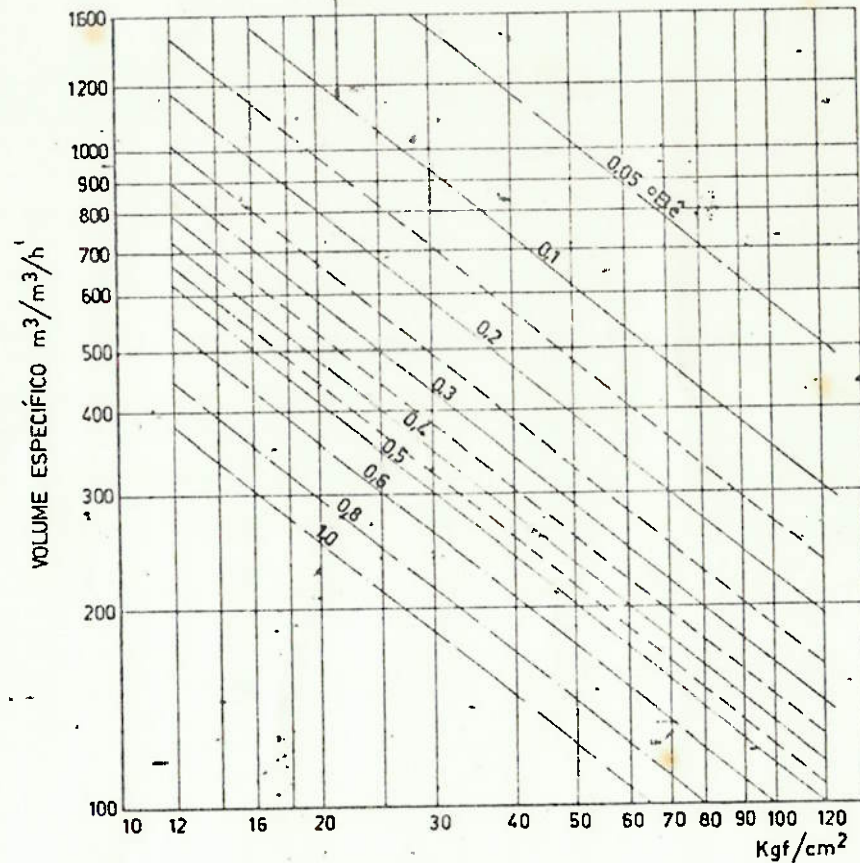


ábaco 3 - Determinação da temperatura de equilíbrio da câmara de combustão.



ábaco 4 - Determinação da entalpia de saída dos gases da câmara de combustão, temperatura na saída do feixe e na chaminé.

CURVAS DE SÓLIDOS TOTAIS DISSOLVIDOS
NA ÁGUA DA CALDEIRA



DETERMINAÇÃO DO VOLUME DOS TAMBORES
SUPERIORES

ábaco 5 - Determinação do comprimento dos tambores.

Bibliografia

- PERA, Hildo Geradores de vapor de agua. São Paulo, EPUSP, Departamento de Engenharia Mecânica, 1966.
- RAVAGLIA, Ennio Projeto de uma caldeira. São Paulo, Departamento de Publicações do Centro Acadêmico da Escola de Engenharia Mauá, 1967.
- SILVA, Remi Benedito Gerador de vapor de água. São Paulo, EPUSP, 1957.
- CHIAVERINI, Vicente Aços e ferros fundidos, ABM, 1977.
- The Babcock & Wilcox Company, New York Steam: its generation and use, 37^o ed., New York, 1955
- CBC, CONTERMA Catálogos gerais.