

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

PROJETO DE UMA UNIDADE GERADORA DE
ENERGIA ELÉTRICA

AUTOR: JOSÉ PAULO GONÇALVES VALENTE

ORIENTADOR: PROF. DR. HILDO PERA

1980

new 224

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Áureo Falcone do Departamento de Engenharia de Eletricidade, e ao Eng. Fúlvio da Eletromáquinas Anel S.A. pela ajuda prestada em relação à obtenção do projeto de um gerador de energia elétrica.

Em especial ao Prof. Dr. Hildo Pera, pela valiosa orientação prestada durante a execução deste trabalho.

1683888

ABSTRACT

Desenvolveu-se o presente trabalho no sentido de coordenar à aplicação prática os conhecimentos teóricos adquiridos nas disciplinas da área térmica.

É feito aqui o projeto de uma turbina a vapor, de um condensador e de um gerador de vapor, integrados numa unidade para geração de energia elétrica.

Dando um tratamento adequado às interfaces dos diversos componentes do sistema procura chegar-se num conjunto equilibrado, que, sendo um exercício acadêmico, não tem a pretensão de ser denominado projeto, na mais ampla acepção da palavra.

ÍNDICE

Pág.

CAPÍTULOS

I	-	INTRODUÇÃO	1
II	-	O GERADOR DE ENERGIA ELÉTRICA	2
III	-	A TURBINA A VAPOR	3
IV	-	O CONDENSADOR	39
V	-	O GERADOR DE VAPOR	43

		BIBLIOGRAFIA	74
--	--	--------------------	----

ANEXOS

I	-	Ábacos
II	-	Programa de Calculadora
III	-	Desenhos.

I. INTRODUÇÃO.

Consiste o presente trabalho no projeto de uma - unidade geradora de energia elétrica, com turbogerador, para gerar 1500 KVA à tensão de 440 V, 60 Hz.

A instalação compreende

- Caldeira
- Turbina de Condensação
- Condensador de Superfície
- Gerador de Energia Elétrica
- Painei de Comando.

O combustível a utilizar é o carvão mineral de Santa Catarina.

O vapor produzido será superaquecido, a uma pressão de 21 kgf/cm^2 e a uma temperatura de 320°C .

Utilizar-se-á uma turbina de condensação, do tipo dois estágios de velocidade e demais de reação.

A partir destes dados primários se iniciará o - cálculo que seguirá a seguinte ordem: projeto da turbina a vapor, projeto do condensador de superfície, e projeto do gerador de vapor.

No projeto da turbina utilizou-se as referências bibliográficas (1) , (5) e (6).

No projeto do condensador seguiu-se a orientação da referência (2) e (6).

No projeto do gerador de vapor utilizou-se como referência os itens (3) e (4) da bibliografia.

A nomenclatura utilizada é a das respectivas referências.

II. O GERADOR DE ENERGIA ELÉTRICA.

Não é objetivo deste trabalho o projeto elétrico de um gerador de corrente alternada. Entretanto sua especificação é fundamental para o seguimento do projeto dos demais componentes da instalação.

Neste sentido foi escolhido um projeto de gerador de energia elétrica já pronto e que se adequa se aos fins em vista.

Foi contactada a empresa Eletromáquinas Anel S.A. que, muito amavelmente, cedeu o projeto de um gerador de sua fabricação através do seu desenho de conjunto e especificações principais.

É o referido gerador, trifásico, do tipo polos lisos, com uma potência de 1500 KW e uma rotação de 900 rpm. O rendimento global é de 93,5%.

A tensão é de 440 V e 60 Hz.

III. A TURBINA A VAPOR

1. Salto térmico isoentrópico.

Das tabelas de vapor de água para $p_0 = 22 \text{ kgf/cm}^2 \text{ abs.}$
e $T_0 = 320^\circ\text{C}$ obtemos:

$$h_0 = 732,04 \text{ kcal/kg}$$

$$S_0 = 1,6258 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{K}$$

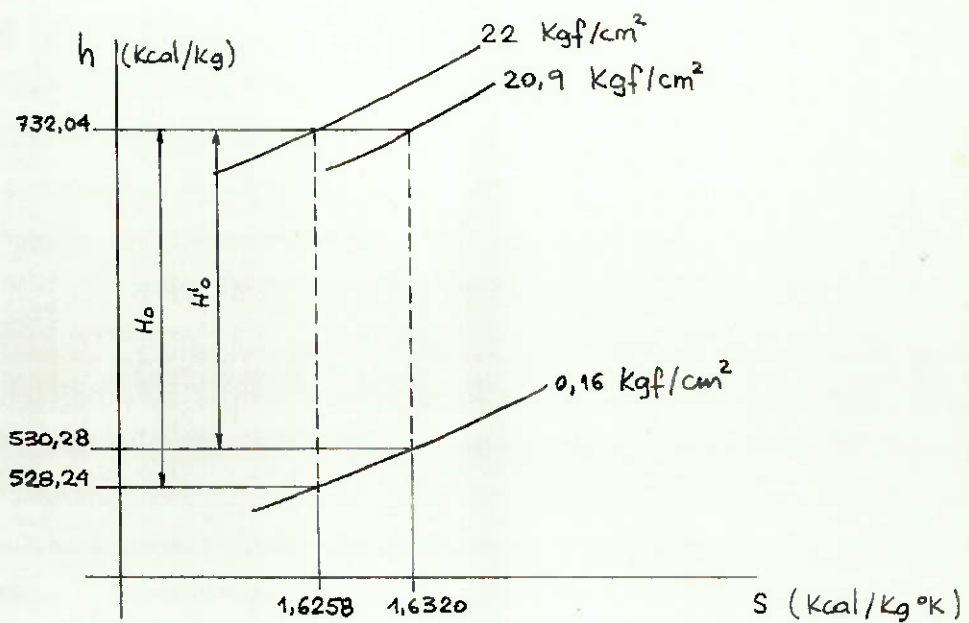


FIGURA III.1

A temperatura de saída do vapor da turbina é admitida igual a 55°C (328°K).

Logo, obtemos as propriedades do vapor de escape:

$$p = 0,16 \text{ kgf/cm}^2$$

$$s = 1,6258 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{K}$$

$$h = 528,24 \text{ kcal/kg} = h_{1t}$$

O salto térmico isoentrópico será, pois,

$$H_o = h_o - h_{1t}$$

$$H_o = 203,80 \text{ kcal/kg}$$

Considerando as perdas que ocorrem nas válvulas reguladoras de vazão do vapor na entrada da turbina, e admitindo que acarretam uma perda de pressão igual a 5%, temos

$$T'_o = 320 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p'_o = 0,95 \times p_o$$

$$p'_o = 20,9 \text{ kgf/cm}^2$$

Das tabelas de vapor:

$$s'_o = 1,6320 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{K}$$

$$h'_o = h_o$$

Para o vapor de escape, obtemos as seguintes propriedades

$$p' = 0,16 \text{ kgf/cm}^2$$

$$T' = 55 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$s' = 1,6320 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{K}$$

$$h'_{1t} = 530,28 \text{ kcal/kg}$$

O salto térmico isoentrópico será

$$H'_o = 201,76 \text{ kcal/kg}$$

2. Descarga de Vapor.

A descarga de vapor é dada por

$$G = \frac{860 \times N_{ae}}{H_o \times \eta_{re} \times \eta_r \times \eta_g} \quad (\text{kg/h})$$

$$N_{ae} = 1500 \text{ KW}$$

$$H_o = 203,8 \text{ kcal/kg}$$

$$\eta_{re} = 0,7 \text{ (da fig. 5-9, ref. (5))}$$

$$\eta_r = 0,98 \text{ (assumido)}$$

$$\eta_g = 0,935 \text{ (dado)}$$

$$G = 9919,1 \text{ kg/h, ou}$$

$$G = 2,76 \text{ kg/s}$$

3. Estágios de Velocidade.

3.1 - Determinação da relação de velocidades ótima.

Admite-se:

- ângulo do bocal : $\alpha_1 = 20^\circ$
- ângulo das lâminas móveis: $\beta_2 = \beta_1 - 3^\circ$
- ângulo das lâminas fixas : $\alpha'_1 = \alpha_2 - 3^\circ$

A pressão na saída dos estágios de velocidade é admitida igual a $7,5 \text{ kgf/cm}^2$.

Das tabelas de vapor de água temos

$$h' = 675,98 \text{ kcal/kg} = h'_{1t}$$

$$T' = 193,30 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$s' = 1,6320 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

O salto térmico isoentrópico nos estágios de velocidade será

$$H'_0 = 56,06 \text{ kcal/kg}$$

Este valor situa-se na faixa usualmente adotada.

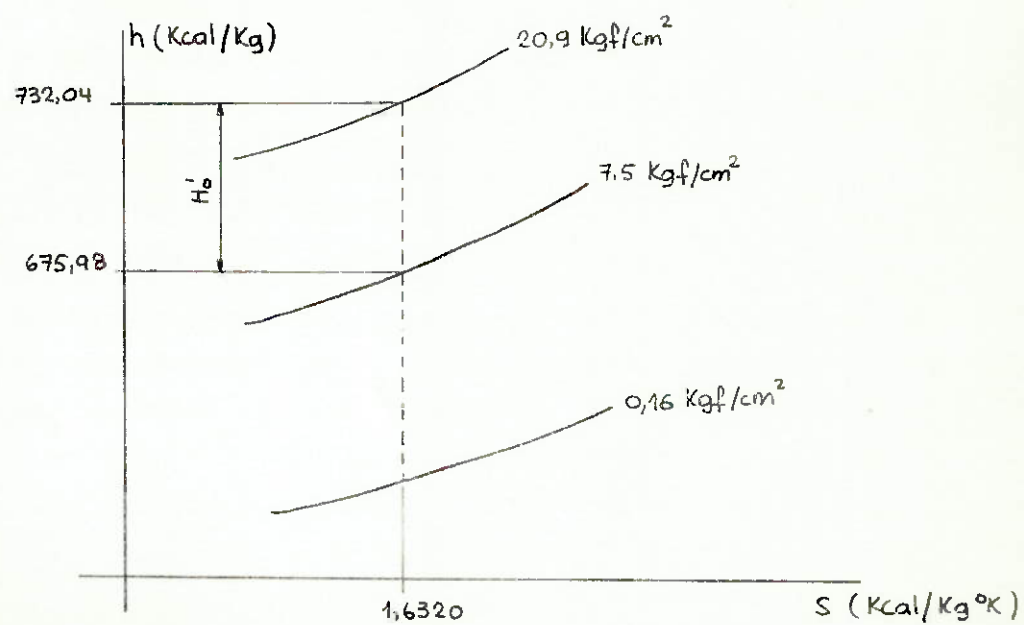


FIGURA III.2

Determinando a velocidade de saída do vapor do bocal,

$$C_{1t} = 91,5 \times \sqrt{H'_0}$$

$$C_{1t} = 685,09 \text{ m/s.}$$

Considerando as perdas no bocal, representadas por um coeficiente $\varphi = 0,95$, temos

$$C_1 = \varphi \times C_{1t}$$

$$C_1 = 650,84 \text{ m/s}$$

Em cada estágio teremos um diagrama de velocidade de como abaixo

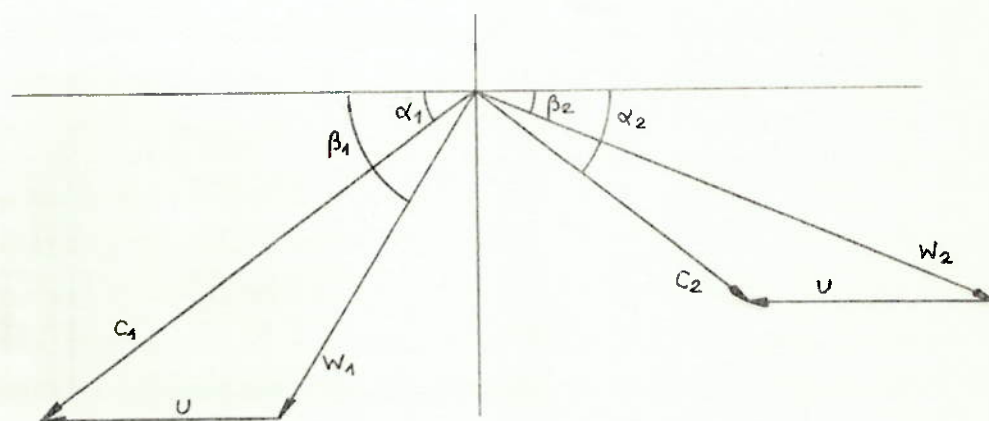


FIGURA III.3

As grandezas representadas são calculadas pelas seguintes equações

$$w_1 = (C_1^2 + u^2 - 2xu \times C_1 \times \cos \alpha_1)^{1/2}$$

$$\beta_1 = \arcsin \left(\frac{u}{w_1} \times \sin \alpha_1 \right) + \alpha_1$$

$$w_2 = \psi \times w_1$$

$$C_2 = (w_2^2 + u^2 - 2 \times w_2 \times u \times \cos \beta_2)^{1/2}$$

$$\alpha_2 = \arcsin \left(\frac{u}{C_2} \times \sin \beta_2 \right) + \beta_2$$

$$C_1' = \varphi \times C_2$$

8.

O coeficiente ψ é uma função da relação β_1/β_2 e é obtido da figura 5-4 da ref.(5).

O coeficiente φ é admitido como sendo 0,95.

Temos ainda,

$$C_{iu} = C_i \times \cos \alpha_i$$

$$\eta_u = \frac{2 \times u \times \Sigma (C_{1u} - C_{2u})}{C_{1t}^2}$$

$$d = \frac{60 \times u}{\pi \times n}$$

A rotação n é de 6000 rpm.

Com os dados iniciais e estas equações foi construído a tabela III.1.

Devemos em seguida calcular as perdas por efeito ventilador.

$$N_w = \beta \times 10^{-10} \times d^4 \times n^3 \times \ell_1 \times \gamma \quad (\text{KW})$$

$$\beta = 2,06$$

$$n = 6000 \text{ rpm}$$

$$\ell_1 = 2 \text{ cm}$$

As condições do vapor na saída dos bocais

$$h = h'_{1t} + \text{perdas}$$

As perdas nos bocais são dadas por

$$h_n = \frac{C_{1t}^2 - C_1^2}{8378}$$

$$h_n = 5,46 \text{ kcal/kg} , \text{ logo}$$

$$h = 681,44 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{com } p = 7,5 \text{ kgf/cm}^2, \text{ obtêm-se}$$

$$v = 0,2875 \text{ m}^3/\text{kg} , \text{ ou}$$

$$\gamma = 3,48 \text{ kg/m}^3$$

$$\zeta_w = \frac{102 \times Nw}{G \times C_{1t}^2} \times 2 \times g$$

$$G = 2,76 \text{ kg/s}$$

$$C_{1t} = 685,09 \text{ m/s}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Os valores calculados, para cada caso, estão na tabela III.1.

O rendimento térmico interno $\eta_{oi} = \eta_u - \zeta_w$ é o máximo quando a relação de velocidades $\frac{u}{C_1}$ tem o valor 0,21. Este é o ponto de projeto e pode ver-se $\frac{u}{C_1}$ na figura III.4.

TABELA III.1

[illegible]

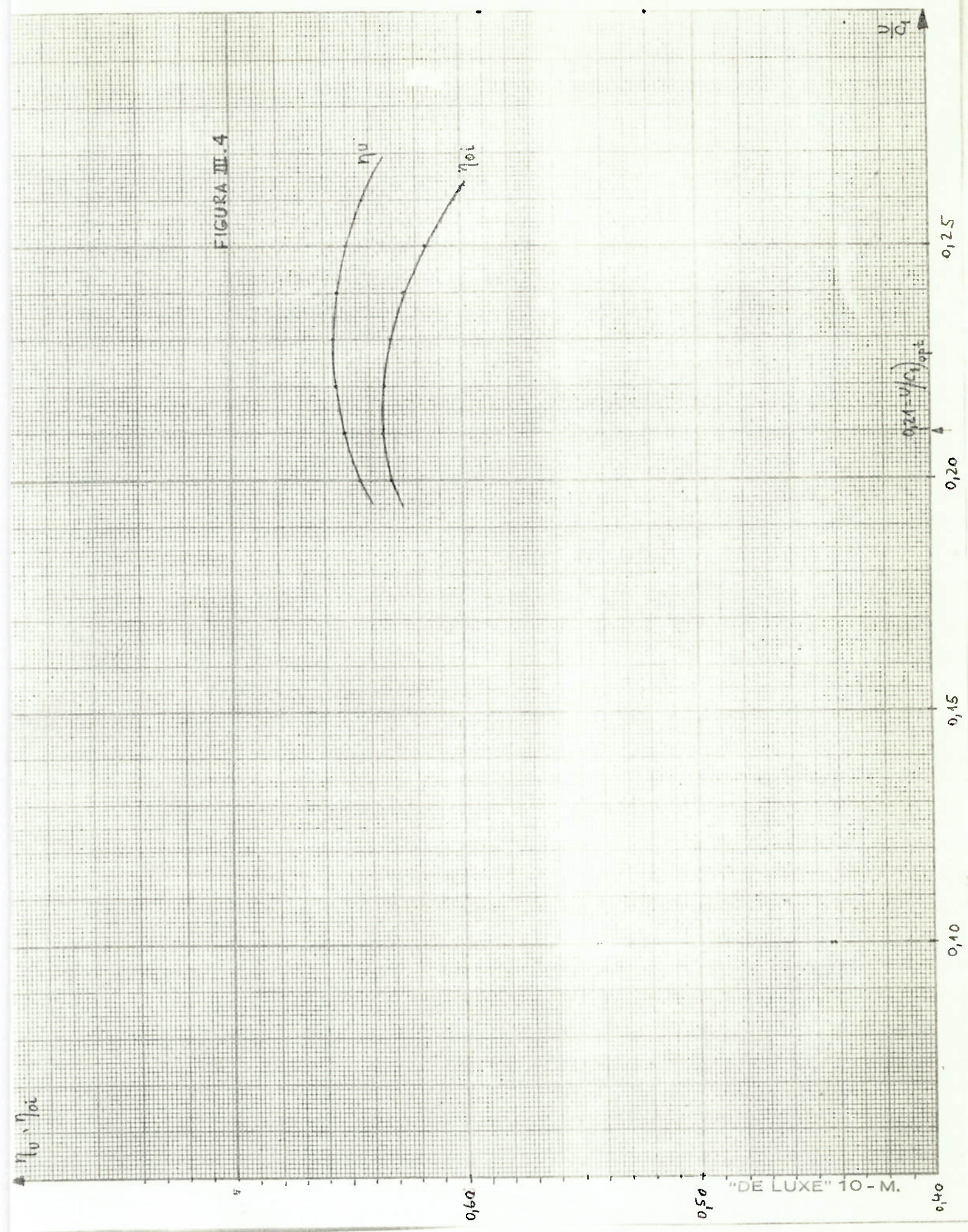


FIGURA III.4

3.2 - Cálculo do salto térmico real.

Devemos calcular em primeiro lugar as perdas - que ocorrem nos bocais e nas lâminas.

a) Bocais.

$$h_n = \frac{C_{1t}^2 - C_1^2}{8378}$$

$$h_n = 5,46 \text{ kcal/kg.}$$

b) Lâminas móveis do 1º Estágio

$$h'_b = \frac{W_1^2 - W_2^2}{8378}$$

$$h'_b = 10,21 \text{ kcal/kg}$$

c) Lâminas fixas do 2º Estágio.

$$h_{gb} = \frac{C_2^2 - C_1'^2}{8378}$$

$$h_{gb} = 1,14 \text{ kcal/kg.}$$

d) Lâminas móveis do 2º Estágio

$$h''_b = \frac{W_1'^2 - W_2'^2}{8378}$$

$$h''_b = 0,96 \text{ kcal/kg.}$$

e) Velocidade de saída

$$h_e = \frac{C_2'^2}{8378}$$

$$h_e = 1,75 \text{ kcal/kg.}$$

O rendimento periférico é dado por

$$\eta_u = \frac{H'_o - (h_n + h'_b + h_{gb} + h''_b + h_e)}{H'_o}$$

$$\eta_u = 0,6518$$

O erro cometido no cálculo

$$\epsilon = \frac{0,6518 - 0,6515}{0,6518} = 0,046\% \text{ é admissível.}$$

A perda Stodola, ou por efeito ventilador, já foi calculada:

$$N_w = 11,089 \text{ KW}$$

O seu equivalente térmico será

$$h_w = \frac{102 \times N_w}{427 \times G}$$

$$h_w = 0,960 \text{ kcal/kg.}$$

O salto térmico efetivamente utilizado será pois

$$H_i = H'_0 - \text{perdas}$$

$$H_i = H'_0 - (h_n + h'_b + h_{gb} + h''_b + h_e + h_w)$$

$$H_i = 35,58 \text{ kcal/kg.}$$

O rendimento térmico interno nos estágios de velocidade (sem considerar as perdas nas válvulas reguladoras) é

$$\eta'_{oi} = \frac{H_i}{H_0}$$

$$\eta'_{oi} = 0,6346$$

3.3 - Dimensões dos Bocais.

A pressão crítica é dada por

$$p_{cr} = v \times p_0$$

$$v = 0,546$$

$$p_0 = 20,9 \text{ kgf/cm}^2$$

$$p_{cr} = 11,41 \text{ kgf/cm}^2$$

A pressão na saída dos bocais é

$$p_1 = 7,5 \text{ kgf/cm}^2$$

Como $p_1 < p_{cr}$ deveremos usar um bocal convergente-divergente.

A seção da garganta será

$$S_{min} = \frac{G}{203 \times \sqrt{p_o/v_o}}$$

$$v_o = 0,1284 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$S_{min} = 10,66 \text{ cm}^2$$

A secção de saída será

$$S_s = \frac{G \times v_1}{C_1}$$

$$S_s = 12,19 \text{ cm}^2$$

Assumo $\ell = 12 \text{ mm}$

O grau de admissão será dado por:

$$\epsilon = \frac{S_s}{\pi \times d \times \ell \times \sin \alpha_1}$$

$\epsilon = 0,22$, que é um valor admissível.

Adotando 10 bocais, temos, para cada:

$$S'_{min} = \frac{S_{min}}{10}$$

$$S'_{min} = 1,07 \text{ cm}^2$$

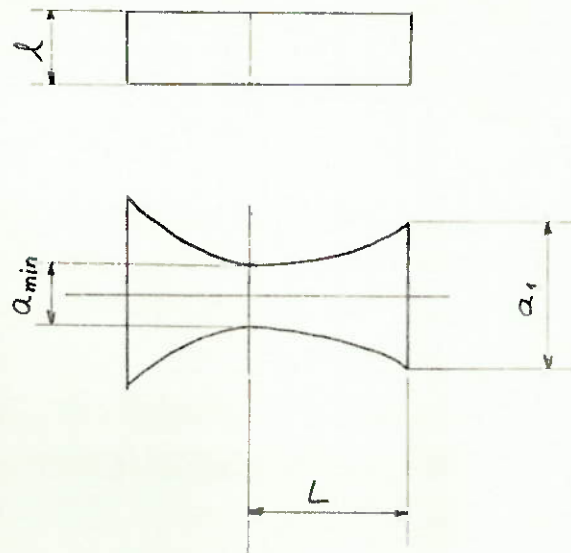


FIGURA III.5 . Bocal

Sendo $a_{\min} \times l = S_{\min}$, temos

$$a_{\min} = 8,92 \text{ mm}$$

Sendo $a_1 \times l = \frac{S_s}{10}$, vem

$$a_1 = 10,16 \text{ mm}$$

Assumindo $\gamma = 6^\circ$

$$L = \frac{a_1 - a_{\min}}{2 \times \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}}$$

$$L = 11,83 \text{ mm.}$$

3.4 - Dimensões das Lâminas.

As condições do vapor são:

- após as 1^{as} lâminas móveis

$$p = 7,5 \text{ kgf/cm}^2$$

$$h = 675,98 + 5,46 + 10,21 = 691,65 \text{ kcal/kg}$$

$$v = 0,3012 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- após as lâminas fixas

$$p = 7,5 \text{ kgf/cm}^2$$

$$h = 691,65 + 1,14 = 692,79 \text{ kcal/kg}$$

$$v = 0,3028 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

- após as 2^{as} lâminas móveis

$$p = 7,5 \text{ kgf/cm}^2$$

$$h = 692,79 + 0,96 = 693,75 \text{ kcal/kg}$$

$$v = 0,3041 \text{ m}^3/\text{kg}$$

a)- 1^{as} lâminas Móveis

$$\lambda'_1 = \lambda + 2$$

$$\lambda'_1 = 14 \text{ mm}.$$

$$\lambda''_1 = \frac{G \times v}{\pi \times d \times \epsilon \times w_2 \times \sin \beta_2}$$

$$\lambda''_1 = 16,9 \text{ mm}.$$

b) Lâminas Fixas

$$l'_{gb} = l''_1 + 2,1$$

$$l'_{gb} = 19 \text{ mm}$$

$$l''_{gb} = \frac{G \times v}{\pi \times d \times \epsilon \times C'_1 \times \sin \alpha'_1}$$

$$l''_{gb} = 19,6 \text{ mm.}$$

c) 2^{as} Lâminas Móveis

$$l''_2 = \frac{G \times v}{\pi \times d \times \epsilon \times w'_2 \times \sin \beta'_2}$$

$$l''_2 = 23,4 \text{ mm.}$$

$$\text{adota-se } l'_2 = l''_2 = 23,4 \text{ mm.}$$

4. Estágios de Reação.

4.1 - Salto térmico efetivo na turbina.

$$H_i = H_o \times \eta_{oi}$$

$$\eta_{oi} = \frac{\eta_{re}}{\eta_m}$$

$$\eta_{re} = 0,7$$

$$\eta_m = 100 - \frac{4}{\sqrt{\frac{N_{ae} (Kw)}{1000}}}, \text{ segundo Brown e Drewry (1)}$$

$$\eta_m = 0,967$$

$$\eta_{oi} = 0,724$$

Então

$$H_i = 147,55 \text{ kcal/kg}$$

A perda por velocidade de escape de vapor admite-se

$$h_e = 0,02 \times H_o$$

$$h_e = 4,08 \text{ kcal/kg}$$

Condições do vapor em A_1 :

$$p = 7,5 \text{ kgf/cm}^2$$

$$h = 696,46 \text{ kcal/kg}$$

$$v = 0,3077 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Condições do vapor em B :

$$p = 0,16 \text{ kgf/cm}^2$$

$$x = 0,9283$$

$$v = 8,8968 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

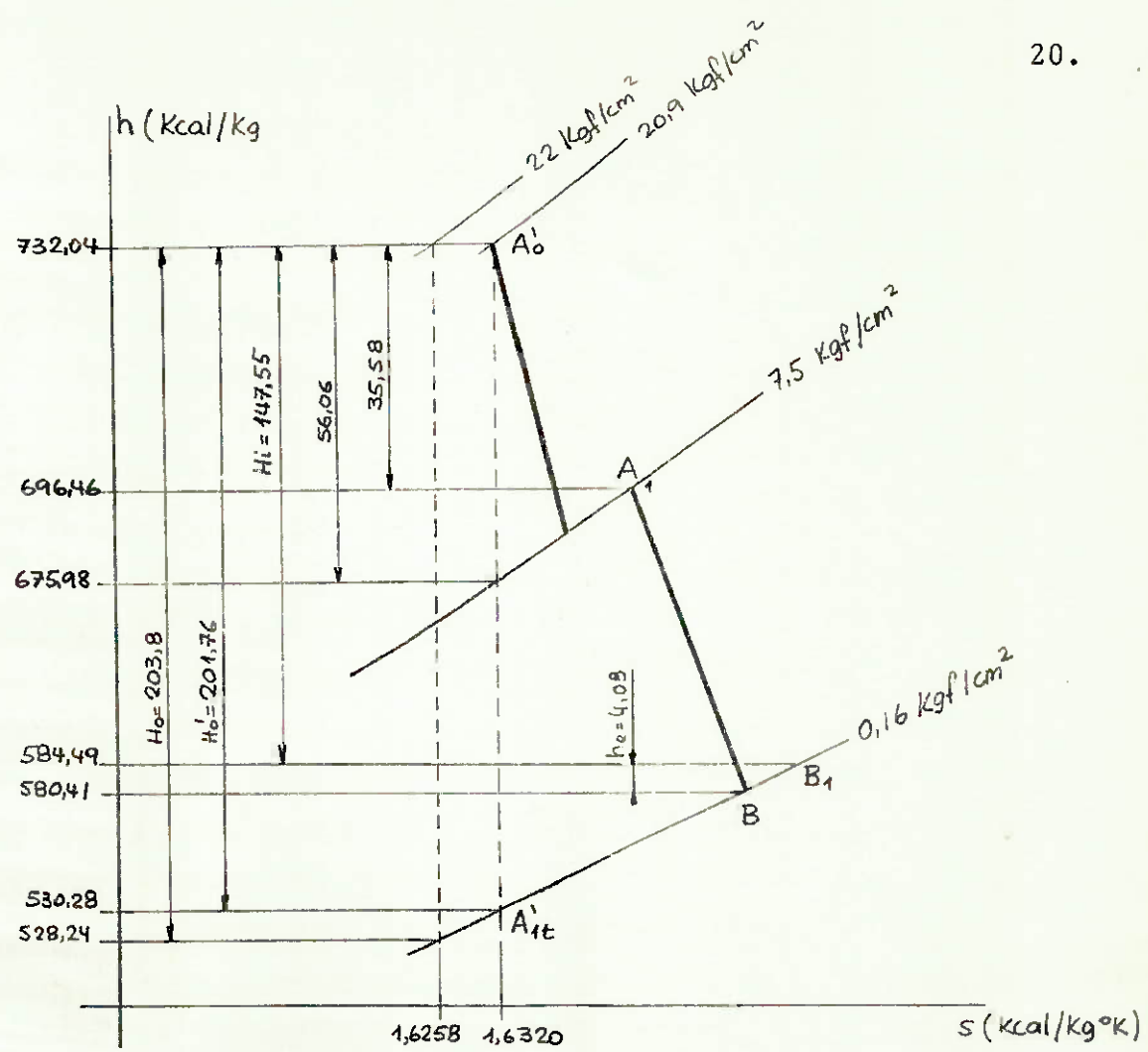


FIGURA III.6

4.2 - Pré Cálculo dos 1º e Último Estágios

a) 1º Estágio

$$v_1 = 0,31 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\alpha_1 = 20^\circ$$

$$G_o = 2,76 \text{ kg/s}$$

$$\varphi = 0,95$$

$$l = 25 \text{ mm (admito)}$$

$$x_1 = 0,7 \text{ (admito)}$$

estágio: Com os valores acima calcula-se o diâmetro do 1º

$$d_1 = \left(\frac{60 \times G_o \times x_1 \times v_1}{n \times \pi^2 \times \ell_1 \times \text{sen} \alpha_1} \right)^{1/2}$$

$$d_1 = 0,266 \text{ m}$$

$$u_1 = \frac{\pi \times d_1 \times n}{60}$$

$$u_1 = 83,69 \text{ m/s}$$

$$C_1 = \frac{u_1}{x_1}$$

$$C_1 = 119,56 \text{ m/s}$$

$$h_{o1} = \frac{C_1^2}{8378 \times \varphi^2}$$

$$h_{o1} = 1,89 \text{ kcal/kg}$$

$$d_d = 266 - 25 = 241 \text{ mm (diâmetro do tambor)}$$

b) Último Estágio

$$v_2 = 8,8968 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\psi = 7 \text{ (admito)}$$

$$\zeta_e = 0,02 \text{ (admito)}$$

$$H_o = 203,8 \text{ kcal/kg.}$$

Obtemos então

$$d_z = \frac{G_o \times \sqrt{\gamma} \times v_2}{\pi \times 91,5 \sqrt{\zeta_e} \times H_o \times \text{sen} \alpha_2}$$

$$d_z = 0,544 \text{ m}$$

$$u_z = 170,90 \text{ m/s}$$

$$\ell_z = \frac{d_z}{\sqrt{\gamma}}$$

$$\ell_z = 78 \text{ mm}$$

$$d_d = 544 - 78 = 246 \text{ mm.}$$

4.3 - Cálculo dos estágios de reação.

Foi adotado o procedimento de P.Shlyakhin (5).

Utilou-se para tal os gráficos $p = f[(1 + \alpha)H'_0]$ e $v = f[(1 + \alpha)H'_0]$, mostrados na figura III.7, e uma calculadora programável HP-41 C.

Os gráficos foram elaborados de acordo com a tabela III.2.

a) Procedimento

1) Colocar nas memórias os valores de:

$c_1, u, \alpha_1, h_{01}, v_1, d_d, \ell, \beta_2, x_1, x'_1, Mv,$

$Mh, \Delta \ell, p_1, d.$

$$2) \gamma_1 = \arctg \left(\frac{Mv}{Mh} \cdot \frac{v_1}{h_{01}} \right)$$

Vai para 8

$$3) x_1 \leftarrow x'_1$$

$$4) \gamma_1 = \arctg \left| \frac{\tan \gamma_2 \cdot \frac{x_1 \cdot \ell \cdot \sin \alpha_1}{x'_2 \cdot \ell'' \cdot \sin \beta_2}}{\tan \gamma_2} \right|$$

Mostrar $h_{e_{pr}}$ e γ_1

5) Colocar nas memórias os valores

v_1 , p_1 e $(h_{01} + h_{e_{pr}})$, lidos no gráfico da figura III.7, após ter marcado γ_1 e $h_{e_{pr}}$

$$6) C_1 = 86,925 \sqrt{h_{01} + h_{e_{pr}}}$$

$$u = 100 \cdot \pi \cdot (d_d + \ell)$$

$$x'_1 = u/c_1$$

7) Verificar se $|x_1 - x'_1| < 0,01$

Se sim, vai para 8

Se não, vai para 3

TABELA III. 2

24.

P (kgf/cm ²)	v (m ³ /Kg)	t (°C)	h _g (Kcal/Kg)	X
7,5	0,31	233	11,4	1
6,0	0,375	213	9,5	1
5,0	0,44	198	10,5	1
4,0	0,52	180	12,5	1
3,0	0,66	160	14,5	1
2,2	0,85	135	13,0	1
1,6	1,12	115	12,5	1
1,2	1,43	104	11,5	0,991
0,90	1,84	96	9,5	0,981
0,70	2,35	90	12,5	0,973
0,50	3,13	81	8,5	0,962
0,40	3,90	75	10,0	0,954
0,30	5,00	67	13,5	0,945
0,20	7,25	60	7,5	0,9345
0,16	8,90	55	—	0,927

$$8) W_1 = (C_1^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1)^{1/2}$$

$$\beta_1 = \arcsin \left(\frac{u \cdot \sin \alpha_1}{W_1} \right) + \alpha_1$$

$$h_{w_1} = \frac{W_1^2}{8378}$$

9) Mostrar os valores de

$$d_d, \ell, d_d/\ell, u, u/c_1, (h_{o1} + h_{e_{pr}}), v_1, p_1, h_{o1}, \\ c_1, w_1, \alpha_1, \beta_1$$

$$10) \ell'' \leftarrow \ell + \Delta \ell$$

$$11) x_2 \leftarrow x'_2$$

$$12) \gamma_2 = \arcsin \left| \sin \gamma_1 \frac{x_2 \cdot \ell'' \cdot \sin \beta_2}{x'_1 \cdot \ell \cdot \sin \alpha_1} \right|$$

Mostrar h_{w_1} e γ_2

13) Colocar nas memórias os valores

v_2, p_2 e $(h_{o2} + h_{w_1})$, lidos no gráfico da figura III.7, após ter marcado h_{w_1} e γ_2

$$14) w_2 = 86,925 \sqrt{h_{o2} + h_{w_1}}$$

$$u = 100 \cdot \pi \cdot (d_d + \ell)$$

$$x'_2 = u/w_2$$

15) Verificar se $|x_2 - x'_2| < 0,01$

Se sim, vai para 16

Se não, vai para 11

$$16) C_2 = (W_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos \beta_2)^{1/2}$$

$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{u}{C_2} \sin \beta_2\right) + \beta_2$$

$$h_{e_{pr}} = \frac{C_2^2}{8378}$$

17) Mostrar os valores de

$$d_d, \ell'', d'', d_d/\ell'', u, u/w_2, (h_{o2} + h_{w1}), v_2, p_2, \\ h_{o2}, w_2, c_2, \beta_2, \alpha_2$$

18) $\ell \leftarrow \ell'' + \Delta \ell$

vai para 3

19) FIM.

As variáveis M_v e M_h representam as escalas dos gráficos, de v e h respectivamente.

$\Delta \ell$ representa o acréscimo de altura entre duas lâminas sucessivas. É admitido inicialmente igual a 1,5 mm.

Os valores x'_1 e x'_2 devem ser inicialmente "chutados".

O processo repete-se sucessivamente até se atingir as condições do último estágio, no escape do vapor.

Deve manter-se u/c_1 entre 0,6 e 0,7 de preferência. Se houver um desvio muito grande destes valores deve - alterar-se o valor de d_d ou α_1 e β_2 .

Os resultados estão nas tabelas III.3, III.4 e III.5.

b) Primeira mudança no diâmetro do tambor.

No estágio 8, Lâmina fixa, temos

$$v_1 = 0,44 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\frac{u}{c_1} = 0,7$$

$$= 100 \pi (d_d + \ell)$$

$$h_{o1} = \frac{u^2}{8378 \cdot x^2 \cdot 0,95^2}$$

$$\ell = 20 \text{ mm}$$

$$d = \left(\frac{G \cdot x_1 \cdot v_1}{\pi^2 \cdot \ell \cdot 100 \cdot \sin 20^\circ} \right)^{1/2}$$

Obtem-se:

$$d = 0,355 \text{ m}$$

$$d_d = 0,335 \text{ m}$$

$$u = 111,53 \text{ m/s}$$

$$c_1 = 159,32 \text{ m/s}$$

$$h_{o1} = 3,36 \text{ kcal/kg}$$

Com este valor de h_{o1} tiramos do gráfico da figura III.7:

Estágio	d_d (m)	l (m)	d (m)	d_d/l	u (m/s)	u/c_1	$h_{oi} + h_{opr}$ (Kcal/kg)	$\dot{V}_1$ (m ³ /kg)	$\dot{p}_1$ (kgf/cm ²)
1	0,246	0,0250	0,2710	9,840	85,14	0,70	1,96	0,32	7,20
2	0,246	0,0280	0,2740	8,786	86,08	0,74	1,80	0,34	6,81
3	0,246	0,0310	0,2770	7,936	87,02	0,71	1,97	0,36	6,40
4	0,246	0,0340	0,2800	7,235	87,96	0,77	1,72	0,373	6,07
5	0,246	0,0370	0,2830	6,649	88,91	0,89	1,32	0,390	5,78
6	0,246	0,0400	0,2860	6,150	89,95	0,89	1,36	0,408	5,52
7	0,246	0,0430	0,2890	5,721	90,79	0,90	1,34	0,422	5,25
8	0,340	0,0200	0,3600	17,000	113,10	0,70	3,45	0,453	4,80
9	0,340	0,0240	0,3640	14,168	114,35	0,77	2,93	0,490	4,325
10	0,340	0,0280	0,3680	12,143	115,61	0,85	2,43	0,530	3,92
11	0,340	0,0320	0,3720	10,625	116,87	0,86	2,46	0,575	3,58
12	0,340	0,0360	0,3760	9,440	118,12	0,96	2,00	0,620	3,28
13	0,340	0,0400	0,3800	8,500	119,38	0,98	1,95	0,655	3,05
14	0,340	0,0440	0,3840	7,727	120,64	0,99	1,95	0,700	2,83
15	0,340	0,0480	0,3880	7,083	121,89	1,04	1,81	0,740	2,64
16	0,340	0,0520	0,3920	6,539	123,15	1,10	1,66	0,780	2,47
17	0,340	0,0560	0,3960	6,071	124,41	1,09	1,71	0,810	2,32
18	0,340	0,0600	0,4000	5,667	125,66	1,12	1,68	0,860	2,18
19	0,340	0,0640	0,4040	5,313	126,92	1,16	1,60	0,910	2,04
20	0,340	0,0680	0,4080	5,000	128,18	1,15	1,64	0,960	1,92
21	0,340	0,0720	0,4120	4,722	129,43	1,13	1,75	1,020	1,79
22	0,340	0,0760	0,4160	4,474	130,69	1,21	1,55	1,085	1,67
23	0,340	0,0800	0,4200	4,250	131,95	1,19	1,63	1,150	1,56
24	0,340	0,0840	0,4240	4,048	133,20	1,18	1,70	1,220	1,46
25	0,340	0,0880	0,4280	3,864	134,46	1,17	1,76	1,290	1,36
26	0,450	0,0300	0,4800	15,000	150,80	0,70	6,20	1,500	1,14
27	0,450	0,0360	0,4860	12,500	152,68	0,70	6,32	1,880	0,88
28	0,450	0,0420	0,4920	10,714	154,57	0,64	7,79	2,530	0,64
29	0,450	0,0480	0,4980	9,375	156,45	0,54	11,05	3,800	0,40
30	0,450	0,0540	0,5040	8,333	158,34	0,53	12,00	5,700	0,26

TABELA III. 4

LÂMINAS MÓVEIS

Estágio	d_1 (m)	l'' (m)	d'' (m)	d_1/l''	u (m/s)	u_1/w_2	$h_{w2} + h_{w1}$ (Kcal/kg)	ρ_2 (m ³ /kg)	p_2 (kgf/cm ²)
1	0,246	0,0265	0,2725	9,283	85,61	0,71	1,94	0,330	7,00
2	0,246	0,0295	0,2755	8,339	86,55	0,77	1,66	0,350	6,62
3	0,246	0,0325	0,2785	7,569	87,49	0,78	1,68	0,365	6,24
4	0,246	0,0355	0,2815	6,930	88,44	0,81	1,59	0,383	5,92
5	0,246	0,0385	0,2845	6,390	89,38	0,86	1,44	0,400	5,65
6	0,246	0,0415	0,2875	5,928	90,32	0,88	1,40	0,415	5,39
7	0,246	0,0445	0,2905	5,528	91,26	0,95	1,22	0,430	5,125
8	0,340	0,0220	0,3620	15,450	113,73	0,74	3,09	0,470	4,55
9	0,340	0,0260	0,3660	13,077	114,98	0,81	2,69	0,513	4,10
10	0,340	0,0300	0,3700	11,330	116,24	0,87	2,38	0,550	3,76
11	0,340	0,0340	0,3740	10,000	117,50	0,93	2,13	0,595	3,44
12	0,340	0,0380	0,3780	8,947	118,75	0,99	1,89	0,635	3,17
13	0,340	0,0420	0,3820	8,095	120,01	1,02	1,84	0,678	2,94
14	0,340	0,0460	0,3860	7,391	121,27	1,04	1,81	0,720	2,74
15	0,340	0,0500	0,3900	6,800	122,52	1,08	1,69	0,760	2,56
16	0,340	0,0540	0,3940	6,296	123,78	1,09	1,71	0,795	2,40
17	0,340	0,0580	0,3980	5,862	125,03	1,14	1,60	0,835	2,25
18	0,340	0,0620	0,4020	5,484	126,29	1,11	1,72	0,880	2,11
19	0,340	0,0660	0,4060	5,152	127,55	1,16	1,61	0,935	1,98
20	0,340	0,0700	0,4100	4,857	128,81	1,17	1,60	0,990	1,86
21	0,340	0,0740	0,4140	4,595	130,06	1,17	1,64	1,050	1,74
22	0,340	0,0780	0,4180	4,359	131,32	1,16	1,69	1,120	1,60
23	0,340	0,0820	0,4220	4,146	132,58	1,17	1,71	1,185	1,51
24	0,340	0,0860	0,4260	3,954	133,83	1,14	1,81	1,250	1,41
25	0,340	0,0900	0,4300	3,778	135,09	1,21	1,65	1,330	1,33
26	0,450	0,0330	0,4830	13,640	151,74	0,70	6,30	1,675	1,00
27	0,450	0,0390	0,4890	11,540	153,62	0,67	7,01	2,170	0,76
28	0,450	0,0450	0,4950	10,000	155,51	0,56	10,31	3,100	0,50
29	0,450	0,0510	0,5010	8,824	157,39	0,56	10,61	4,580	0,33
30	0,450	0,0570	0,5070	7,895	159,28	0,40	20,61	8,897	0,16

TABELA III.5

Estágio	h _{oi}	C ₁	W ₁	h _{o2}	W ₂	C ₂	α_1 / β_2	β_1	α_2	h _{g1}	h _b	h _e	h _l	h _i	χ	h _w	h _i
1	1,96	121,62	50,79	1,63	121,01	50,03	20/20	54,98	55,82	0,191	0,189	0,299	0,247	2,664	-	-	2,664
2	1,50	116,58	46,27	1,40	111,84	42,51	20/20	59,52	64,13	0,176	0,162	0,216	0,178	2,469	-	-	2,469
3	1,75	121,87	49,94	1,38	112,59	42,64	20/20	56,58	64,57	0,192	0,164	0,217	0,174	2,603	-	-	2,603
4	1,50	113,90	43,37	1,37	109,76	40,32	20/20	63,92	68,60	0,168	0,155	0,194	0,145	2,428	-	-	2,428
5	1,13	100,02	34,59	1,30	104,41	36,76	20/20	81,55	76,25	0,129	0,140	0,161	0,113	2,077	-	-	2,077
6	1,20	104,42	35,11	1,25	102,75	35,69	20/20	81,06	79,95	0,133	0,137	0,152	0,105	2,084	-	-	2,084
7	1,19	100,70	34,65	1,08	96,14	32,90	20/20	83,65	91,60	0,131	0,119	0,129	0,091	1,950	-	-	1,950
8	3,45	161,57	67,48	2,55	152,89	60,26	20/20	54,98	60,21	0,336	0,301	0,433	0,516	4,413	-	-	4,413
9	2,50	148,88	56,97	2,30	142,50	52,28	20/20	63,36	68,78	0,286	0,262	0,326	0,344	4,012	-	-	4,012
10	2,10	135,40	47,75	2,11	134,16	46,93	20/20	75,91	77,91	0,237	0,232	0,263	0,259	3,550	-	-	3,550
11	2,20	136,42	48,01	1,85	126,72	43,37	20/20	76,36	87,91	0,240	0,208	0,225	0,218	3,420	-	-	3,420
12	1,78	123,07	42,16	1,68	119,57	41,39	20/20	93,37	98,88	0,195	0,184	0,204	0,165	2,931	-	-	2,931
13	1,75	121,52	41,89	1,63	117,89	41,36	20/20	97,11	102,89	0,190	0,179	0,204	0,145	2,861	-	-	2,861
14	1,75	121,52	42,06	1,60	116,98	41,59	20/20	98,82	105,82	0,190	0,176	0,206	0,131	2,846	-	-	2,846
15	1,60	116,83	41,75	1,48	112,94	41,96	20/20	106,86	107,00	0,176	0,165	0,210	0,110	2,628	-	-	2,628
16	1,45	112,00	42,28	1,50	113,78	42,41	20/20	104,95	106,58	0,162	0,168	0,215	0,098	2,519	-	-	2,519
17	1,50	113,82	42,66	1,38	109,86	43,44	20/20	105,86	99,87	0,167	0,156	0,225	0,088	2,454	-	-	2,454
18	1,45	112,51	43,34	1,50	114,14	43,43	20/20	102,61	104,01	0,164	0,168	0,225	0,085	2,539	-	-	2,539
19	1,37	109,79	44,43	1,37	110,15	44,69	20/20	97,68	97,45	0,156	0,157	0,238	0,074	2,345	-	-	2,345
20	1,40	111,26	44,79	1,36	109,93	45,43	20/20	98,17	95,85	0,160	0,156	0,246	0,070	2,368	-	-	2,368
21	1,50	114,87	44,78	1,40	111,30	45,80	20/20	101,32	96,21	0,171	0,160	0,250	0,069	2,500	-	-	2,500
22	1,30	108,24	47,01	1,425	112,96	46,11	20/20	91,94	96,92	0,151	0,165	0,254	0,062	2,344	1,0000	-	2,344
23	1,38	111,11	46,93	1,45	113,77	46,62	20/20	94,07	96,59	0,159	0,168	0,259	0,061	2,434	0,999	0,002	2,432
24	1,44	113,32	47,08	1,55	117,09	46,59	20/20	95,41	99,28	0,166	0,176	0,259	0,061	2,587	0,997	0,008	2,580
25	1,50	115,29	47,30	1,38	111,56	48,70	20/20	96,47	91,58	0,172	0,161	0,283	0,056	2,456	0,995	0,012	2,456
26	6,20	216,55	102,19	5,05	218,12	102,99	25/25	63,58	62,51	0,605	0,614	1,266	0,645	8,120	0,9895	0,085	8,035
27	5,05	218,46	102,84	5,75	230,19	111,75	25/25	63,86	60,52	0,616	0,683	1,491	0,516	8,764	0,9805	0,171	8,593
28	6,30	242,62	121,58	8,55	279,17	153,06	25/25	57,50	50,43	0,760	1,005	2,796	0,608	11,171	0,9690	0,346	10,825
29	8,25	288,90	167,70	7,25	283,10	171,30	28/32	53,97	61,14	1,077	1,034	3,502	0,555	12,130	0,9550	0,546	11,584
30	8,5	301,15	196,49	16,00	394,62	293,51	36/41	64,27	61,78	1,170	2,009	10,283	0,780	13,758	0,9380	0,853	12,905

$$v_1 = 0,453 \text{ m}^3/\text{kg}$$

recalculando os valores, temos

$$d = 0,360 \text{ m}$$

$$d_d = 0,340 \text{ m}$$

$$u = 113,10 \text{ m/s}$$

$$c_1 = 161,57 \text{ m/s}$$

$$h_{o1} = 3,45 \text{ kcal/kg}$$

$$p_1 = 4,8 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\Delta l = 2,0 \text{ mm (admitido)}$$

c) Segunda mudança do diâmetro do tambor

No estágio 26, lâmina fixa, temos

$$v_1 = 1,35 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\frac{u}{c_1} = 0,7$$

$$\alpha_1 = 24^\circ$$

$$\text{Para } l = 30 \text{ mm}$$

$$d = \left(\frac{G \cdot x_1 \cdot v_1}{\pi^2 \cdot l \cdot 100 \cdot \sin \alpha_1} \right)^{1/2}$$

$$d = 0,485 \text{ m}$$

$$d_d = 0,455 \text{ m}$$

$$u = 152,37 \text{ m/s}$$

$$C_1 = 217,67 \text{ m/s}$$

$$h_{o1} = 6,27 \text{ kcal/kg}$$

Com este valor de h_{o1} tiramos do gráfico da figura III.7:

$$v_1 = 1,5 \text{ m}^3/\text{kg}$$

e recalculando os valores, temos

$$d = 0,480 \text{ m}$$

$$d_d = 0,450 \text{ m}$$

$$u = 150,80 \text{ m/s}$$

$$\alpha_1 = 25^\circ$$

$$x = 0,6964$$

$$C_1 = 216,55 \text{ m/s}$$

$$h_{o1} = 6,20 \text{ kcal/kg}$$

$$p_1 = 1,14 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\Delta l = 3,0 \text{ mm (admitido)}$$

d) Cálculo das lâminas móveis do último estágio

$$v_2 = 8,90 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$h_{o2} = 16 \text{ kcal/kg (do gráfico fig. III.7)}$$

$$h_{w1} = 4,61 \text{ kcal/kg}$$

$$w_2 = 86,925 \cdot \sqrt{h_{o2} + h_{w1}}$$

$$w_2 = 394,62 \text{ m/s}$$

$$l = 57 \text{ mm}$$

$$u = 100 \cdot \pi (d_d + l)$$

$$u = 159,28 \text{ m/s}$$

$$\frac{u}{w_2} = 0,40$$

temos que:

$$\operatorname{tg} \gamma_2 = \operatorname{tg} \gamma_1 \frac{\frac{u}{w_2} \ell'' \operatorname{sen} \beta_2}{\frac{u}{c_1} \ell \operatorname{sen} \alpha_1}$$

$$\alpha_1 = 36^\circ$$

$$\operatorname{tg} \gamma_2 = \frac{44,5}{8,2} \quad (\text{valor tirado do gráfico da figura III.7}).$$

obtemos então:

$$\operatorname{sen} \beta_2 = 0,6554$$

$$\beta_2 = 40,95^\circ$$

e calculamos:

$$c_2 = 293,51 \text{ m/s}$$

$$\alpha_2 = 61,78^\circ$$

$$h_e = 10,28 \text{ kcal/kg}$$

4.4 - Salto térmico efetivo

As perdas nos estágios de reação

a) Nas lâminas fixas

$$h_{gb} = (1 - \varphi^2) (h_{o1} + h_{e_{pr}})$$

b) Nas lâminas móveis

$$h_b = (1 - \psi^2) (h_{o2} + h_{w1})$$

$$\varphi = \psi = 0,95$$

c) Velocidade de Escape

$$h_e = \frac{C_2^2}{8378}$$

d) Vazio Lâmina-Carcaça

$$h_\ell = 1,72 \frac{\delta_r^{1,4}}{\ell} (h_{o1} + h_{o2})$$

$$\delta_r = 1 \text{ mm}$$

e) Condensação do Vapor

$$h_w = (1 - \chi) h_i'$$

$$\chi = \frac{\chi_1 + \chi_2}{2} \quad (\text{média dos valores no início da lâmina fixa e no final da lâmina móvel}).$$

O salto térmico efetivo é

$$h_i' = h_{o1} + h_{o2} + h_{e_{pr}} - h_{gb} - h_b - h_e - h_\ell$$

$$h_i = h_i' - h_w$$

$$h_i = \chi h_i'$$

Os valores calculados estão na tabela III.5.

Obtemos finalmente

$$\Sigma h_i = 119,41 \text{ kcal/kg nos estágios de reação.}$$

Tinhamos nos estágios de velocidade

$$\Sigma h_i = 25,58 \text{ kcal/kg}$$

Na turbina, teremos então um salto térmico efetivo

$$H_i = 155 \text{ kcal/kg}$$

5. Descarga Efetiva de Vapor

$$G_R = \frac{860 \cdot Ne}{3600 \cdot H_i \cdot \eta_m \cdot \eta_r \cdot \eta_g}$$

$$\eta_m = 0,97$$

$$\eta_r = 0,98$$

$$\eta_g = 0,935$$

Obtemos

$$G_R = 2,60 \text{ kg/s}$$

$$G_R = 9364 \text{ kg/h}$$

As condições do vapor na saída serão

$$p = 0,16 \text{ kgf/cm}^2$$

$$h = h_o - H_i$$

$$h = 577,04 \text{ kcal/kg}$$

6. Dimensões das Lâminas

A altura l é dada pelo cálculo termodinâmico.

Os valores obtidos nas tabelas III.3 e III.4 de vem, entretanto ser corrigidos pelo fator

$$\frac{G_R}{G_o} = 0,94$$

que representa a relação entre a descarga teórica e a efetiva.

A largura axial das lâminas é dada pela fórmula empírica

$$B = 3 \sqrt{\Delta h_i + 6} \quad (\text{mm})$$

Em cada diâmetro do tambor tomo para efeito de cálculo de B o valor médio de Δh_i

B deve ser sempre maior ou igual a 10 mm.

O passo das lâminas em torno do tambor é tomado como

$$t = \frac{5}{8} B$$

Teremos então:

a) 1º Grupo: estágios 1 a 7

$$l_1 = 23,5 \text{ mm}$$

$$l_7'' = 41,8 \text{ mm}$$

$$\Delta \bar{h}_i = 2,325 \text{ kcal/kg}$$

$$B' = 8,7 \text{ mm} , \text{ Logo temos } B = 10 \text{ mm}.$$

$$t' = 6,25 \text{ mm}$$

como o número de Lâminas é inteiro,

$$\frac{\pi \cdot d_d}{t'} = 123,7 \rightarrow 124 \text{ lâminas} , \text{ e vem}$$

$$t = 6,23 \text{ mm}.$$

b) 2º Grupo: estágios 8 a 25

$$l_B = 18,8 \text{ mm}$$

$$l_{25}'' = 84,6 \text{ mm}$$

$$\Delta \bar{h}_i = 2,844 \text{ kcal/kg}.$$

$$B' = 8,92 \text{ mm} , \text{ logo tomo } B = 10 \text{ mm}$$

$$t' = 6,25 \text{ mm}$$

$$\frac{\pi \cdot d_d}{t'} = 170,9 \rightarrow 170 \text{ lâminas} , \text{ e vem}$$

$$t = 6,28 \text{ mm}.$$

c) 3º Grupo : estágios 26 a 30

$$l_{26} = 28,2 \text{ mm}$$

$$l_{30}'' = 53,6 \text{ mm}$$

$$\Delta \bar{h}_i = 10,388 \text{ kcal/kg}$$

$$B = 12 \text{ mm}$$

$$t' = 7,5 \text{ mm}$$

$$\frac{\pi \cdot d_d}{t'} = 188,5 \rightarrow 189 \text{ lâminas, e vem}$$

$$t' = 7,48 \text{ mm}$$

7. Seleção do Redutor.

A turbina projetada opera a 6000 rpm enquanto que o gerador opera a 900 rpm. Há portanto a necessidade de um reductor de velocidade.

A potência transmitida é

$$N = \frac{N_{ae}}{\eta_g}$$

$$N_{ae} = 1\,500 \text{ Kw}$$

$$\eta_g = 0,935$$

$$N = 1604 \text{ KW}$$

Em contacto com o fornecedor foi escolhido o redutor RENK ZANINI modelo TA-107 N.

IV - O CONDENSADOR

O projeto do condensador de superfície foi efetuado de acordo com Kern (2). Por este motivo são aqui usadas - unidades do sistema inglês.

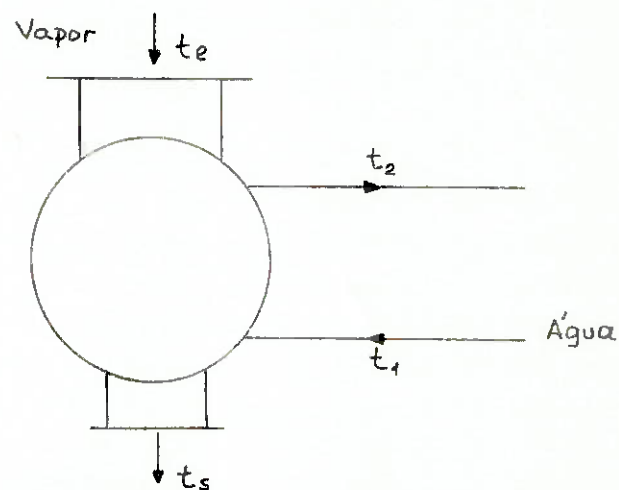


FIGURA IV.1 Esquema do Condensador

temos que $t_e \approx t_s = T_s$ (temperatura de saturação)

$$T_s = 55^{\circ}\text{C} = 131^{\circ}\text{F}$$

Admite-se que a água de resfriamento entra com - uma temperatura $t_1 = 80^{\circ}\text{F}$.

A nossa descarga de vapor, em valor arredondado a favor da segurança é

$$G = 9,5 \text{ t/h} = 21\,000 \text{ lb/h.}$$

Considerando uma carga de 8 lb/h.ft^2 a área do condensador será

$$A = \frac{G}{8}$$

$$A = 2625 \text{ ft}^2$$

Usaremos tubos BWG 18 de $3/4''$, com fator de polimento de 85% ($C_{cl} = 0,85$):

$$DE = 3/4''$$

$$DI = 0,652''$$

$$a'' = 0,1963 \text{ ft}^2/\text{ft} \quad (\text{área externa})$$

$$a'_t = 0,334 \text{ in}^2 \quad (\text{seção de escoamento})$$

Admite-se uma velocidade da água nos tubos igual a $7,5 \text{ ft/s}$.

O coeficiente global de transmissão de calor é dado por:

$$U = C_L \cdot C_T \cdot C_{cl} \cdot C_t \cdot \sqrt{V}$$

$$C_T = 1,05$$

$$C_L = 1,00$$

$$C_t = 263 \quad (\text{valores obtidos da fig.12.28 ref.(2)}).$$

$$U = 643 \text{ Btu/h.ft}^2.\text{°F}$$

temos que, pela definição de diferença logarítmica,

$$t_2 = T_s - \frac{T_s - t_1}{\text{antilog}[0,000279 \cdot U \cdot L \cdot n \cdot a'' / (V \cdot a'_t)]}$$

Considero uma passada dos tubos: $n = 1$

Admito $L = 6$ ft (distância entre espelhos)

Obtem-se

$$t_2 = 89^\circ \text{F}$$

O calor trocado será

$$Q = G_A (t_2 - t_1)$$

G_A = descarga de água

ou então

$$Q = G (h_e - h_s)$$

$$h_e = 577,04 \text{ kcal/kg}$$

$$h_s = 54,94 \text{ kcal/kg}$$

$$Q = 1377,8 \text{ kg/s}$$

$$G_A = 275,6 \text{ kg/s} = 72,8 \text{ g.p.s.}$$

mas:

$$G_A = 7,5 \cdot V \cdot \frac{a'_t}{144} \cdot N_t \text{ (g.p.s.)}$$

donde, o número de tubos será

$$N_t = 558$$

Adotando um valor normalizado, teremos um condensador com 657 tubos com

$$\varnothing \text{ carcaça} = 31'' = 788 \text{ mm (interno)}$$

$$\text{passo quadrado} = 1''$$

A área do espelho é

$$A = 755 \text{ in}^2$$

Adotamos pois uma espessura do espelho de $7/8''$

A espessura da carcaça será $3/8''$

Para $G = 21\,000 \text{ lb/h}$, adota-se para a extração do ar uma bomba de vácuo com capacidade de $3 \text{ ft}^3/\text{min}$ (de acordo com HEI).

A pressão da bomba deverá ser a menor dentre p_0 e $p = 1'' \text{ Hg abs.}$

$$\text{Temos } p_0 = 0,16 \text{ kgf/cm}^2 = 4,63'' \text{ Hg abs}$$

Logo a pressão da bomba será $1'' \text{ Hg abs.}$

V. O GERADOR DE VAPOR

1. Introdução

O vapor a ser produzido é superaquecido, com pressão de 22 kgf/cm^2 abs. e temperatura de 320°C .

A descarga de vapor é 9500 kg/h .

A água de alimentação, considerando uma perda de temperatura de 2°C ao longo da tubulação, entra a 53°C .

O gerador selecionado é do tipo de tubos de água, curvos, com dois tambores.

O combustível utilizado é o carvão mineral de Santa Catarina.

2. Combustível

O carvão mineral de Santa Catarina apresenta a seguinte composição:

$$c = 0,43$$

$$h = 0,029$$

$$o = 0,032$$

$$s = 0,029$$

$$w = 0,10$$

$$n = 0,01$$

$$z = 0,37$$

O poder calorífico inferior pode calcular-se pela expressão:

$$PCi = 8100 \cdot c + 33960 \left(h - \frac{o}{8} \right) + 2214 \cdot s - 600(w + 9 \cdot h)$$

$$PCi = 4180 \text{ kcal/kg.}$$

3. Cálculos da Combustão

a) Ar Teórico

O volume de O_2 calcula-se por

$$V_{O_2}^t = 1,864 \cdot c + 5,56 \left(h - \frac{o}{8} \right) + 0,697 \cdot s$$

Como admitimos 3% de perda de carbono fixo nas cinzas, o teor efetivo de carbono queimado será:

$$c = 0,43 \times 0,97 = 0,417$$

Assim,

$$V_{O_2}^t = 0,937 \text{ Nm}^3/\text{kg comb.}$$

Mas, o volume teórico de ar é dado por

$$V_{ar}^t = \frac{100}{21} \cdot V_{o_2}^t$$

$$V_{ar}^t = 4,460 \text{ Nm}^3/\text{kg comb.}$$

b) Ar Realmente Necessário

Considerando-se um excesso de ar $m = 1,35$:

$$V_{ar}^r = m \cdot V_{ar}^t$$

$$V_{ar}^r = 6,020 \text{ Nm}^3/\text{kg comb.}$$

c) Volume Teórico de Gases da Combustão

O volume teórico de gases é dado por

$$V_g^t = 1,8535 \cdot c + 0,683 \cdot s + 0,8 \cdot n + \\ + 0,79 \cdot V_{ar}^t + (9h + w) \cdot 1,24$$

$$V_g^t = 4,772 \text{ Nm}^3/\text{kg comb.}$$

d) Volume Efetivo dos Gases da Combustão

Considerando o excesso de ar, temos

$$V_g^r = V_g^t + (m-1) \cdot V_{ar}^t$$

$$V_g^r = 6,333 \text{ Nm}^3/\text{kg comb.}$$

4. Propriedades do Vapor

$$p = 22 \text{ kgf/cm}^2$$

$$T = 320 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h = 732,04 \text{ kcal/kg}$$

$$v = 0,1222 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Estas propriedades referem-se ao vapor superaque-
cido.

O vapor saturado, à mesma pressão, apresenta:

$$T_s = 216,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h_s = 669,30 \text{ kcal/kg}$$

$$v_s = 0,0925 \text{ m}^3/\text{kg}$$

5. Calor do Vapor

Temos que

$$Q_v = G \cdot (h_v - h_a)$$

$$h_v = 732,04 \text{ kcal/kg}$$

$$h_a = 53 \text{ kcal/kg (entalpia da água de alimentação)}$$

$$Q_v = 6450 \text{ 880 kcal/h}$$

6. Consumo de Combustível

O consumo de combustível é dado por

$$B = \frac{Q_v}{PCi \cdot \eta}$$

η é admitido igual a 0,83, logo

$$B = 1859,4 \text{ kg/h}$$

7. Calor Total

O calor total é o calor resultante da combustão adicionado ao calor do ar aquecido, isto é:

$$Q_T = Q_C + Q_{ar}$$

$$Q_C = B \cdot PCi$$

$$Q_C = 7\,772\,292 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{ar} = \dot{V}_{ar}^r \cdot C_{par} \cdot t_{ar}$$

$$\text{onde } C_{par} = 0,31 \text{ kcal/nm}^3 \cdot ^\circ\text{C} \text{ e } t_{ar} = 150 ^\circ\text{C}$$

$$\dot{V}_{ar}^r = V_{ar}^r \cdot B$$

$$\dot{V}_{ar}^r = 11\,193,6 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

$$Q_{ar} = 520\,502 \text{ kcal/h}$$

e, então,

$$Q_T = 8\,292\,794 \text{ kcal/h}$$

8. Fornalha

Entre as possibilidades de fornalhas para o carvão de Santa Catarina, foi escolhida a fornalha de grelha rotativa com descarga frontal, por ser a que apresenta melhor -

relação custo/performance.

A carga específica adotada para a fornalha é de

$$C = 250\,000 \text{ kcal/m}^3\cdot\text{h}$$

O volume da câmara de combustão será, então,

$$V = \frac{Q_T}{C}$$

$$V = 33,2 \text{ m}^3$$

A carga específica da grelha é

$$K = 1\,800\,000 \text{ kcal/m}^2\cdot\text{h}$$

Donde, a superfície da grelha será

$$S_g = \frac{Q_T}{K}$$

$$S_g = 4,6 \text{ m}^2$$

A altura da câmara de combustão deverá ser de 7m, visto a chama ser longa.

Teremos, pois

$$S = \frac{33,2}{7} = 4,74 \text{ m}^2$$

As dimensões básicas da câmara serão então

$$2,2 \times 2,2 \times 7,0 \text{ m}^3$$

Adotamos para a câmara irradiada tubos de 3", Schedule 40 (DE = 3,5" = 89 mm; DI = 3,068" = 78 mm), com passo de 106 mm, e coletores de 8", Schedule 40 (DE = 8,625" = 219 mm; DI = 7,981" = 203 mm).

O número de tubos em cada fileira será

$$N = 1 + \frac{2200}{106} = 21,75$$

Adotamos, portanto, 22 tubos em cada fileira que passará a ter o comprimento:

$$L = 21 \times 106 = 2226 \text{ mm}$$

As dimensões reais da câmara serão então

$$2226 \times 2226 \times 7000 \text{ mm}^3$$

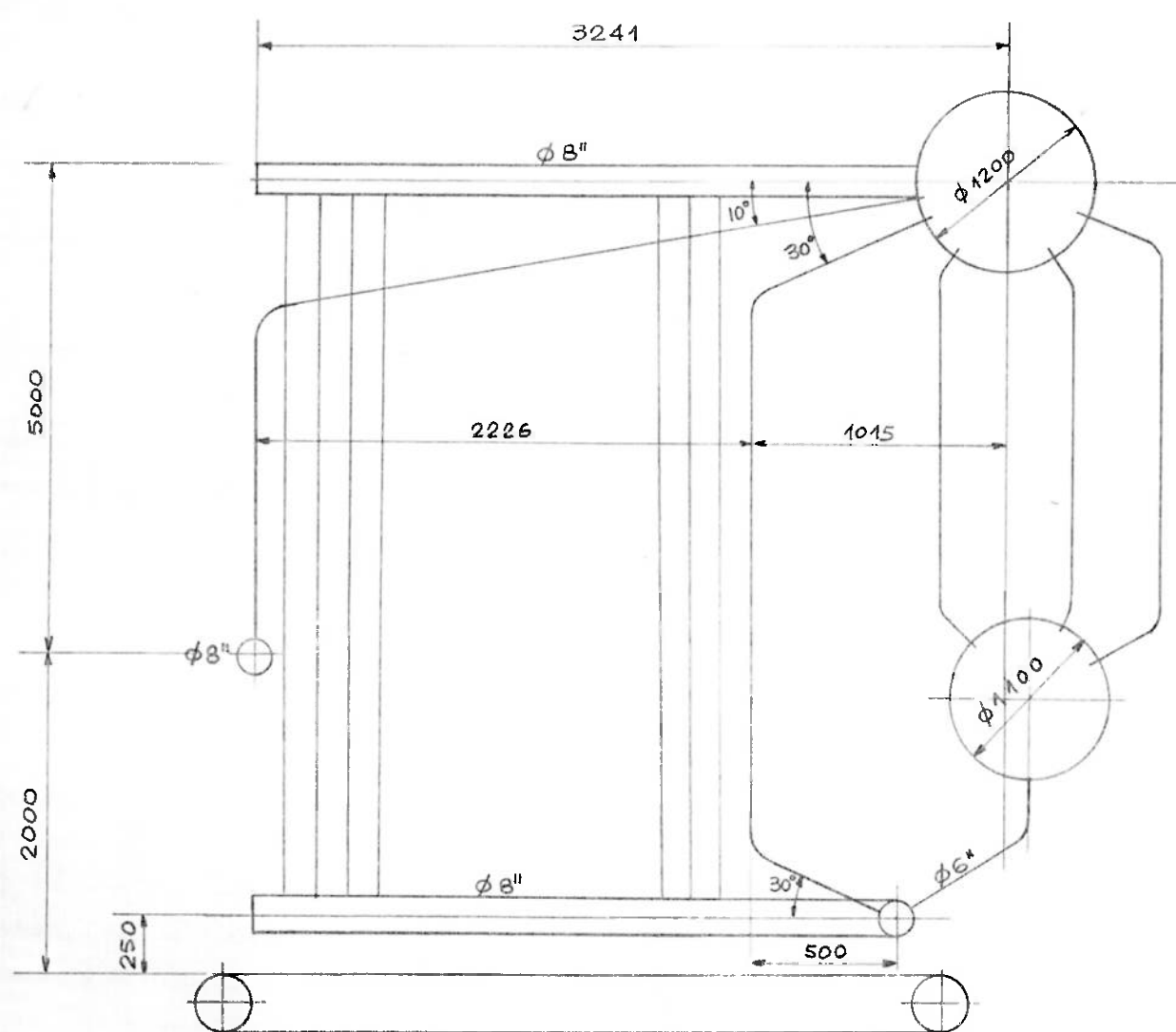


FIGURA V.1 Esquema da Câmara

50.

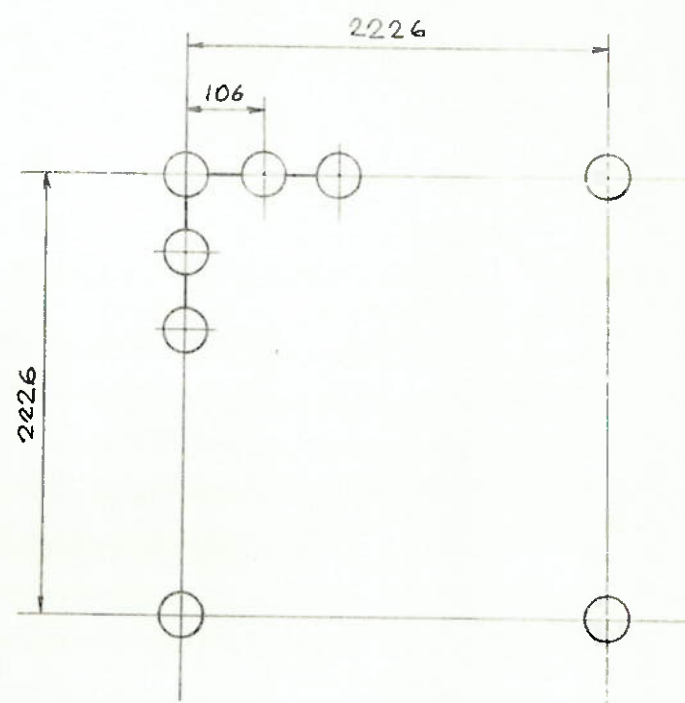


FIGURA V.2
Disposição dos Tubos

9. Cálculo da Área Projetada.

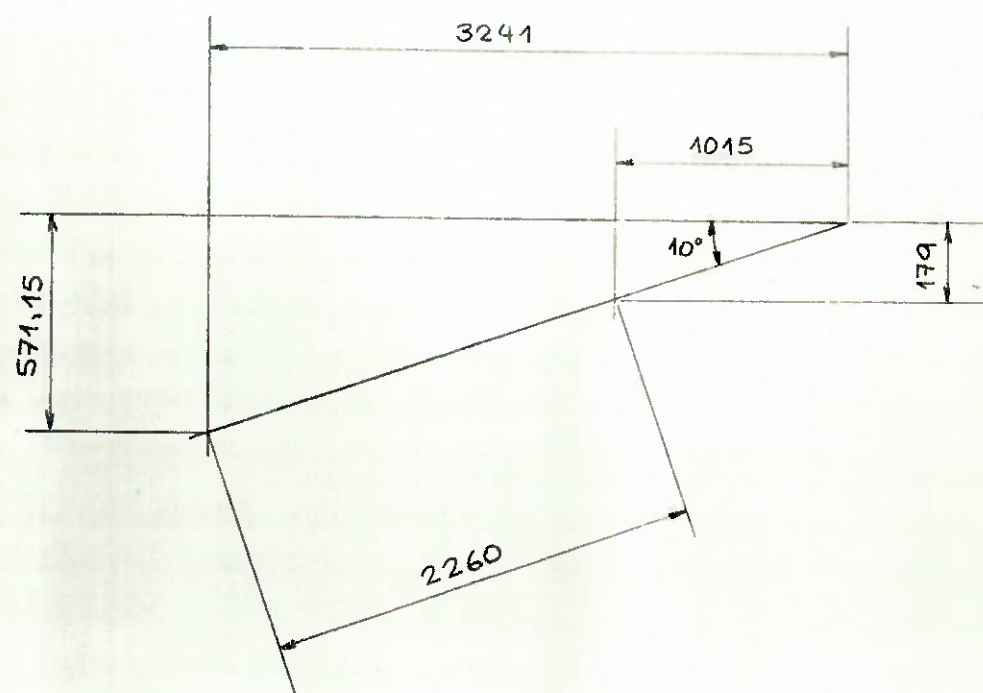


FIGURA V.3

9. Calcularemos a área projetada das paredes laterais, frontal e posterior.

$$A_{p \text{ lat}} = 2 \left| (2,226 - 0,089) \times 6,869 - \frac{(0,572 + 0,179)}{2} \times (2,226 - 0,089) \right|$$

$$A_{p \text{ lat}} = 27,75 \text{ m}^2$$

$$A_{p \text{ front}} = \left| (2,260 + 4,327) \times (2,226 - 0,089) \right|$$

$$A_{p \text{ front}} = 14,08 \text{ m}^2$$

$$A_{p \text{ fund}} = \left| (0,56 + 0,48 + 5,76 + 0,16 + 0,10) \times (2,226 - 0,089) \right|$$

$$A_{p \text{ fund}} = 15,09 \text{ m}^2$$

e a área projetada total

$$A_{pT} = 56,9 \text{ m}^2$$

A superfície irradiada é

$$S_{\text{irr}} = A_{pT} \cdot \psi$$

Para tubos aletados e tangentes $\psi = 1$. Logo

$$S_{\text{irr}} = 56,9 \text{ m}^2$$

10. Cálculo da Temperatura de Equilíbrio da Câmara

A área reduzida

$$S_{\text{red}} = \frac{S_{\text{irr}} \cdot C_i \cdot 1000}{4 \cdot \dot{V}_g^r}$$

com $m = 1,35$ e $c = 250\,000 \text{ kcal/h.m}^3$, tiramos do ábaco 5.2 ref.(4) $C_i = 4$, o volume de gases será:

$$\dot{V}_g^r = V_g^r \cdot B$$

$$\dot{V}_g^r = 11\,776 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

Teremos, pois

$$S_{\text{red}} = 4,83$$

tão é

O conteúdo térmico específico dos gases de combus

$$h_o = \frac{Q_T}{\dot{V}_g^r}$$

$$h_o = 704,2 \text{ kcal/Nm}^3$$

Com h_o , PCI_m , S_{red} , tira-se do ábaco a temperatura de equilíbrio da câmara de combustão

$$T_{\text{eq}} = 920 \text{ }^\circ\text{C}$$

O calor absorvido por radiação será:

$$Q_{\text{irr}} = Q_T - Q_r, \text{ onde}$$

$$Q_r = h_r \cdot V_g^r$$

$$h_r = 332 \text{ kcal/kg (para } T_e = 920 \text{ }^\circ\text{C)}$$

$$Q_r = 3\,909\,632 \text{ kcal/h.}$$

Donde se tira

$$Q_{irr} = 4\,383\,162 \text{ kcal/h}$$

Faz-se em seguida uma verificação dos resultados pela aplicação da expressão de Stefan-Boltzmann

$$Q_{irr} = c \cdot S_{irr} \left| \left(\frac{T_e}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_p}{100} \right)^4 \right|$$

onde:

$$c = 4$$

$$S_{irr} = 56,9 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned} T_p &= 300 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (temperatura da parede do tubo)} \\ &= 573 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$T_e = T_{eq} = 920 \text{ }^\circ\text{C} = 1193 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$Q_{irr} = 4\,367\,061 \text{ kcal/h}$$

A diferença de resultados será

$$\Delta = \frac{4\,383\,162 - 4\,367\,061}{4383162}$$

$$\Delta = 0,37\%$$

Como Δ é menor que 2% podemos admitir que

$$T_e = 920 \text{ }^\circ\text{C}, \text{ e}$$

$$Q_{irr} = 4\,383\,162 \text{ kcal/h}$$

11. Cálculo das Perdas no Gerador de Vapor

a) Perda no carbono fixo das cinzas (p_1)

$$p_1 = CF \cdot c \cdot B \cdot PCi_c$$

$$CF = 0,03$$

$$PCi_c = 8100 \text{ kcal/kg}$$

$$p_1 = 194 \ 289 \text{ kcal/h}$$

Em porcentagem, temos

$$p_1 = \frac{194 \ 289}{B \cdot PCi}$$

$$p_1 = 2,5\%$$

b) Perda pelo calor sensível das cinzas (p_2)

$$p_2 = m_z \cdot C_z \cdot T_z = B \cdot z \cdot C_z \cdot T_z$$

$$\text{Adota-se } T_z = 1000 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$C_z = 0,3 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

Considerando-se o carbono fixo das cinzas, o seu teor passa a ser

$$z = 0,37 + 0,43 \times 0,03 = 0,383$$

A perda será, pois

$$p_2 = 213 \ 645 \text{ kcal/h}$$

$$p_2 = 2,75\%$$

c) Perda por fuligem (p_3)

Admitimos $p_3 = 1\%$, logo

$$p_3 = 77\,723 \text{ kcal/h}$$

d) Perdas por combustão incompleta (p_4)

Admitidas inexistentes

e) Perdas por irradiação (p_5)

Admitimos $p_5 = 1\%$, logo

$$p_5 = 77\,723 \text{ kcal/h}$$

f) Perdas pela chaminé (p_6)

Fixamos para o gerador de vapor uma eficiência $\eta = 0,83$, então:

$$\sum_{i=1}^6 p_i = 1 - \eta$$

$$p_6 = (1 - \eta) - \sum_{i=1}^5 p_i$$

$$p_6 = 9,75\%$$

$$p_6 = 757\,798 \text{ kcal/h}$$

Verifiquemos qual a temperatura dos gases na chaminé.

O conteúdo térmico desses gases é

$$h = \frac{p_6}{V_g^r}$$

$$h = 64,35 \text{ kcal/Nm}^3$$

Do âbaco $i \times t$ para combustíveis sólidos tiramos

$$T = 195 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

É uma temperatura aceitável porquanto se situa - acima do ponto de orvalho do ácido sulfúrico, impedindo pois a sua formação nas tubulações da chaminé.

12. Calor Trocado no Superaquecedor

O superaquecedor funciona na mesma pressão do gerador de vapor. Ele recebe o vapor saturado a essa pressão e transforma-o em superaquecido, elevando a sua temperatura até um determinado valor.

O calor que deve ser fornecido ao vapor é, então

$$Q_{sa} = G (h_{sa} - h_s)$$

$$h_{sa} = 732,04 \text{ kcal/kg}$$

$$h_s = 669,3 \text{ kcal/kg}$$

$$Q_{sa} = 596\,030 \text{ kcal/h}$$

13. Balanço Térmico.

Estamos agora em condições de elaborar um balanço térmico, levando em consideração as perdas. Por diferença se obtém o calor trocado no feixe de convecção.

	Calor Trocado	Saldo
Energia da Combustão	7 772 292	7 772 292
P ₁	- 194 289	7 578 003
P ₂	- 213 645	7 364 358
P ₃	- 77 723	7 286 635
Energia do Ar Aquecido	+ 520 502	7 807 137
Câmara de combustão	-4 383 162	3 423 975
Super Aquecedor	- 596 030	2 827 945
Feixe de Convecção	-1 471 922	1 356 023
Pré Aquecedor de Ar	- 520 502	835 521
P ₅	- 77 723	757 798
P ₆	- 757 798	0

O calor trocado por convecção é, portanto,

$Q_c = 1\,471\,922 \text{ kcal/h}$, no feixe de convecção.

14. Cálculo do Superaquecedor

Nas figuras a seguir temos algumas dimensões importantes para o cálculo.

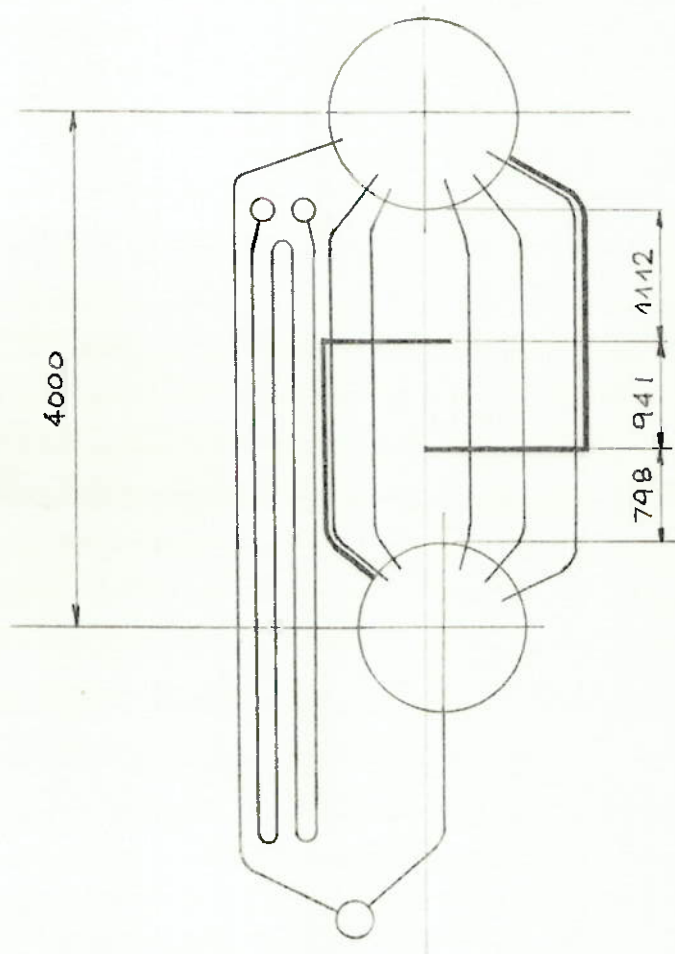


FIGURA V.4

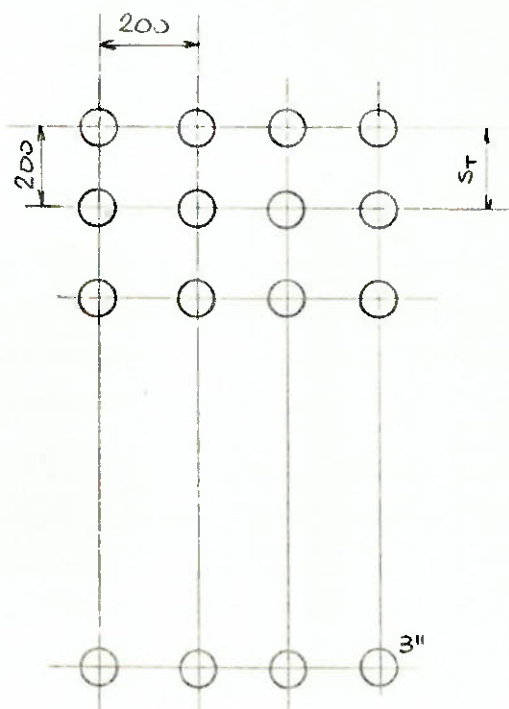


FIGURA V.5

Utilizaremos tubos de 3", Schedule 40, com passo quadrado de 200 mm

Calcularemos a seguir o coeficiente de transmissão de calor.

a) Coeficiente de transmissão de calor Gás-Tubo

$$\alpha_{cl} = \frac{0,654}{d^{0,346}} \left(4,24 + 2,48 \frac{t}{1000} \right)$$

$$V_o = V_{\infty} \frac{S_T}{S_T - D}$$

$$V_{\infty} = \frac{V_g^r}{A}$$

$$A = 2,226 \times 1,112$$

$$V_{\infty} = 1,32 \text{ m/s}$$

$$V_0 = 2,38 \text{ m/s}$$

é O conteúdo térmico dos gases após o superaquecedor

$$Q_r = 2\,827\,945 \text{ kcal/h}$$

$$h = \frac{Q_r}{V_g^r}$$

$$h = 240,14 \text{ kcal/Nm}^3$$

Do âbaco i x t para combustíveis sólidos tiramos a temperatura dos gases

$$T = 682 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Logo

$$t = \frac{920 + 682}{2} = 801 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

O diâmetro dos tubos

$$d = 0,089 \text{ m}$$

Logo

$$\alpha_{c_1} = 25,36 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$$

b) Coeficiente de transmissão de calor Tubo-Vapor

Para vapor superaquecido,

$$\alpha_{c_2} = \frac{0,79 \cdot V_o}{d^{0,16} \cdot l^{0,05} \left(4,28 + 2,66 \frac{t}{1000} \right)}$$

$$d = 0,078 \text{ m}$$

$$V_o = \frac{D_v}{N_t \cdot \frac{\pi d^2}{4}}$$

$$D_v = G \cdot v$$

$$v = \frac{0,1222 + 0,0925}{2} = 0,1074 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$D_v = 1020 \text{ m}^3/\text{h}$$

temos:

$$N_t = 1,18$$

será:

Adotamos 2 tubos, e a nova velocidade do vapor

$$V_o = 29,65 \text{ m/s}$$

A temperatura média do vapor é

$$t = \frac{320 + 216,2}{2} = 268,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

O coeficiente de transmissão de calor será, pois,

$$\alpha_{c_2} = \frac{109,28}{0,05}$$

c) Coeficiente Global de transmissão de Calor

$$K = \frac{1}{\frac{1}{25,36} + \frac{0,05}{109,28}}$$

A superfície de aquecimento vem então dada por

$$S = \frac{Q}{K \cdot \Delta t}$$

A diferença média logarítmica de temperatura é

$$\Delta t = \frac{(920 - 320) - (682 - 216,2)}{\ln \frac{920 - 320}{682 - 216,2}}$$

$$\Delta t = 530 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Mas a área de troca de calor é, também,

$$S = N_p \cdot n \cdot \pi \cdot d \cdot \ell$$

N_p = número de passes

n = número de tubos

ℓ = comprimento dos tubos

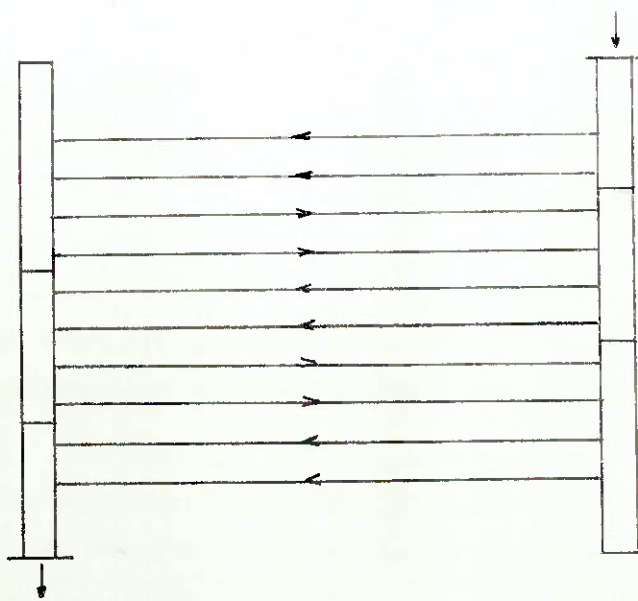


FIGURA V.6

De acordo com o esquema

$$N_p = 5$$

$$n = 2$$

Podemos escrever a seguinte equação

$$5 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,089 \cdot \ell = \frac{596030}{530} \left(\frac{1}{25,36} + \frac{0,05}{109,28} \right)$$

A solução, pesquisada por tentativas é

$$L = 20 \text{ m}$$

Obtemos assim as dimensões principais do pré aquecedor

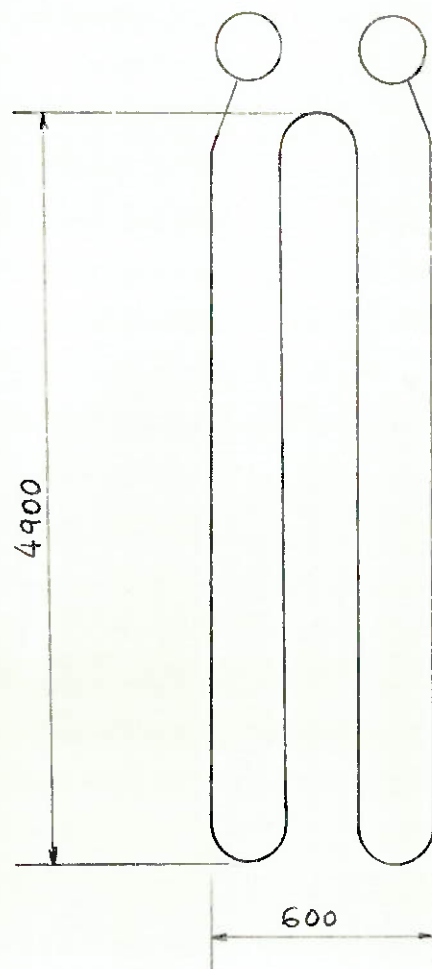


FIGURA V.7

15. Cálculo do Feixe de Convecção.

A disposição dos tubos se fará como na figura -
abaixo.

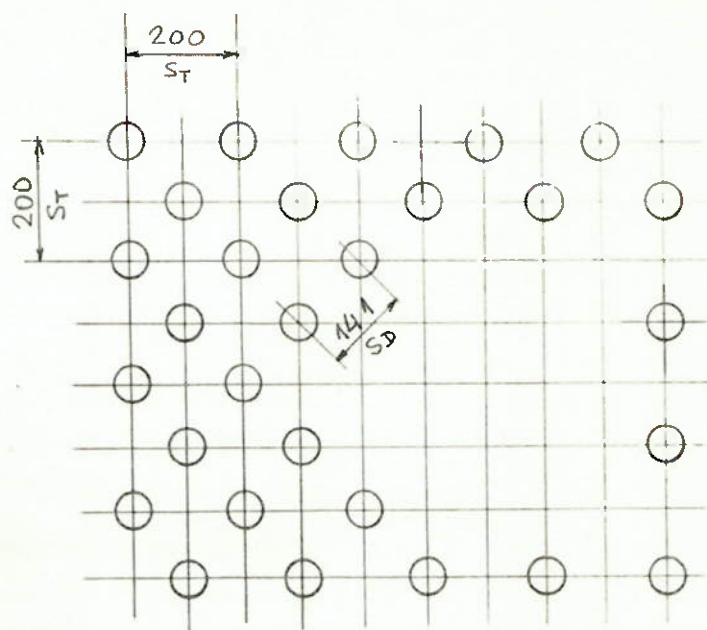


FIGURA V.8

Utilizaremos tubos de 3", Schedule 40, com passo maior de 200 mm e passo menor de 141 mm.

Calcularemos a seguir o coeficiente de transmissão de calor.

Este pode ser admitido como sendo igual ao coeficiente de transmissão de calor Gás-Tubo, apenas.

$$\alpha = \frac{0,654}{\frac{V_o}{d}} \left(4,3 + 2,51 \frac{t}{1000} \right)^{1,4}$$

$$V_o = V_{\infty} \frac{S_T}{2(S_D - d)}$$

$$V_{\infty} = 1,32 \text{ m/s}$$

$$V_o = 2,54 \text{ m/s}$$

$$d = 0,089 \text{ m}$$

O conteúdo térmico dos gases após o feixe é

$$h = \frac{Q_r}{V_g^r}$$

$$Q_r = 1356023 \text{ kcal/h}$$

$$h = 115,15 \text{ kcal/Nm}^3$$

Do âbaco i x t. tiramos

$$T = 343 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Daí, a temperatura média será

$$t = \frac{682 + 343}{2} = 512,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Temos então,

$$\alpha = 33,2 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$$

O coeficiente global será

$$K \cong 33,2 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$$

A área de troca de calor, é

$$S = \frac{Q}{K \cdot \Delta t}$$

A diferença média logarítmica de temperatura é

$$\Delta t = \frac{682 - 343}{\ln \frac{682 - 216,2}{343 - 216,2}}$$

$$\Delta t = 260,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Logo,

$$S = 170,2 \text{ m}^2$$

$$\text{Por outro lado } S = N_t \cdot \pi \cdot d \cdot \ell$$

$$d = 0,089 \text{ m}$$

$$\ell = 2,85 \text{ m}$$

Temos, portanto

$$N_t = 214 \text{ tubos}$$

Temos assim as principais dimensões do feixe, mostradas na figura abaixo.

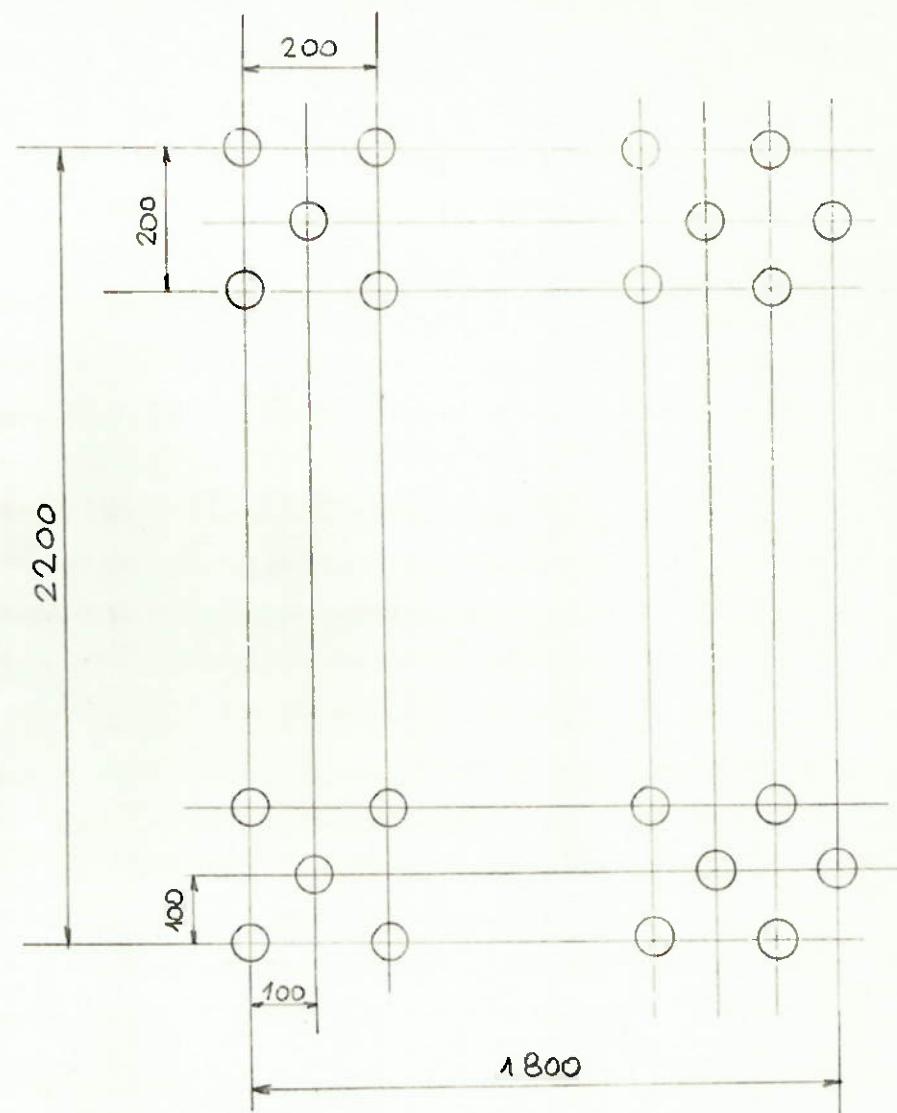


FIGURA V.9

16. Cálculo do Pré-Aquecedor de Ar

Adotamos a distribuição de tubos da figura a seguir.

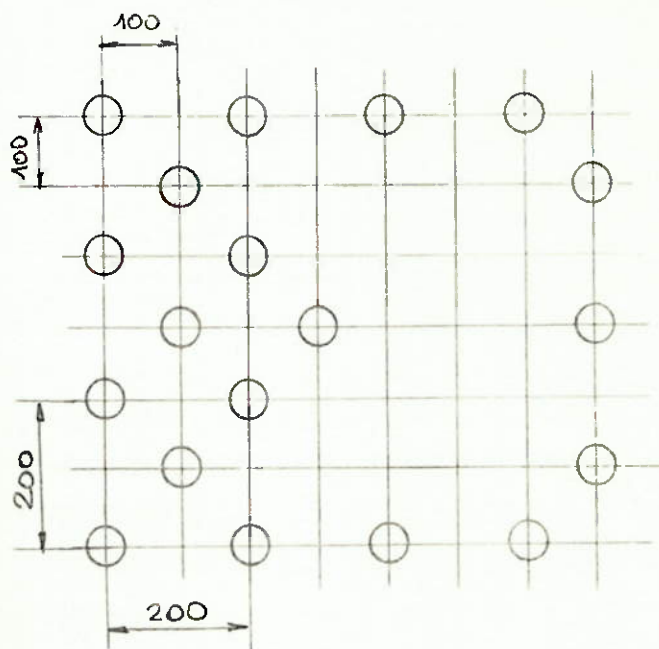


FIGURA V.10

Os tubos são de 3", Schedule 40, com passo maior de 200 mm e passo menor de 141 mm.

O coeficiente global de transmissão de calor é - admitido como sendo $K = 18 \text{ kcal/h.m}^2.\text{°C}$.

O ar entra a 25 °C e sai a 150 °C .

O conteúdo térmico dos gases após o pré-aquecedor é

$$h = \frac{Q_r}{V_g^r}$$

$$Q_r = 835521 \text{ kcal/h}$$

$$h = 70,95 \text{ kcal/Nm}^3$$

Do âbaco i x t tiramos

$$T = 220 \text{ °C}$$

A diferença média logarítmica de temperatura é

$$\Delta t = \frac{(343 - 150) - (220 - 25)}{\ln \left(\frac{343 - 150}{220 - 25} \right)}$$

$$\Delta t = 194 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

A área de troca de calor será

$$S = \frac{Q}{K \cdot \Delta t}$$

$$S = 149,1 \text{ m}^2$$

Admitindo uma altura do feixe tubular $h = 2,8 \text{ m}$
temos,

$$S = N_t \cdot \pi \cdot d \cdot h$$

$$N_t = 190,4$$

Adota-se 190 tubos.

A nova altura do feixe será

$$h = 2807 \text{ mm}$$

As dimensões principais do feixe estão na figura -
abaixo.

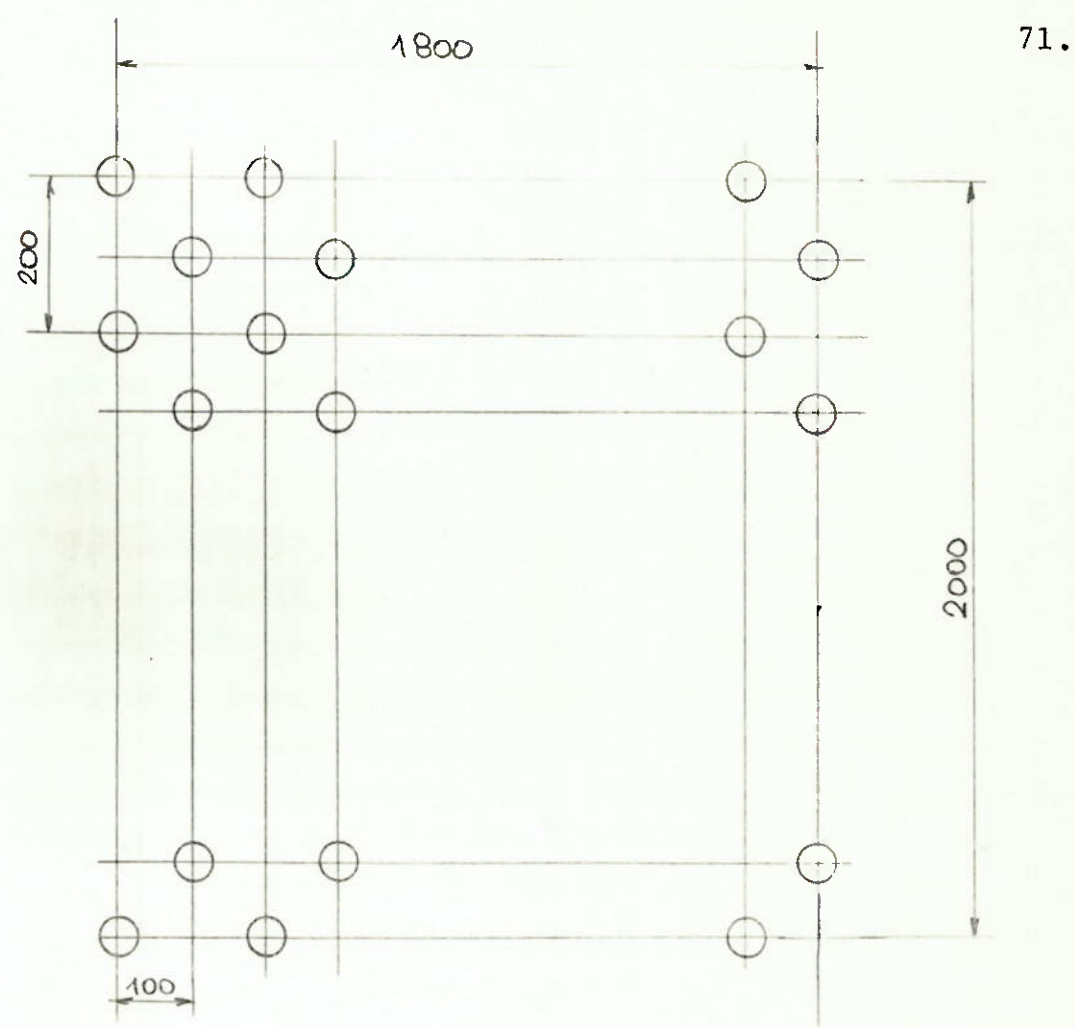


FIGURA. V-11

17. Dimensionamento do Tambor Superior

O volume da câmara do tambor é dado por

$$V_{ct} = \frac{G \cdot v}{v}$$

$$G = 9500 \text{ kg/h}$$

$$v = 0,0925 \text{ m}^3/\text{kg}$$

O volume específico do tambor, V , é obtido de -
um ábaco, para a pressão $p = 22 \text{ kgf/cm}^2$ e para uma concentra-
ção de sólidos na água de $0,5 \text{ } ^\circ\text{Be}$. Obtemos

$$V = 400 \text{ m}^3/\text{m}^3/\text{h}$$

Então

$$V_{ct} = 2,2 \text{ m}^3$$

Tomo um volume do tambor igual ao dobro do valor
calculado

$$V_T = 4,4 \text{ m}^3$$

O comprimento do tambor será

$$l = \frac{4 \cdot V_T}{\pi \cdot d^2}$$

$$d = 1,2 \text{ m}$$

$$l = 3,89 \text{ m}$$

A espessura da parede do tambor é

$$\delta = \frac{p \cdot d}{2 \cdot \sigma_{adm} \cdot E}$$

A pressão de projeto é

$$p = 22 + 2 = 24 \text{ kgf/cm}^2$$

O fator de eficiência, E, é dado por

$$E = \frac{S_d - \emptyset}{S_d}$$

$$S_d = 0,141 \text{ m} \quad (\text{passo longitudinal})$$

$$\emptyset = 0,089 \text{ m} \quad (\text{DE tubos})$$

$$E = 0,369$$

O material utilizado é o aço ASTM 515 (grau 65) -
com $\sigma_e = 40 \text{ kgf/mm}^2$.

Adotando um coeficiente de segurança 3,

$$\sigma_{adm} = 13 \text{ kgf/mm}^2$$

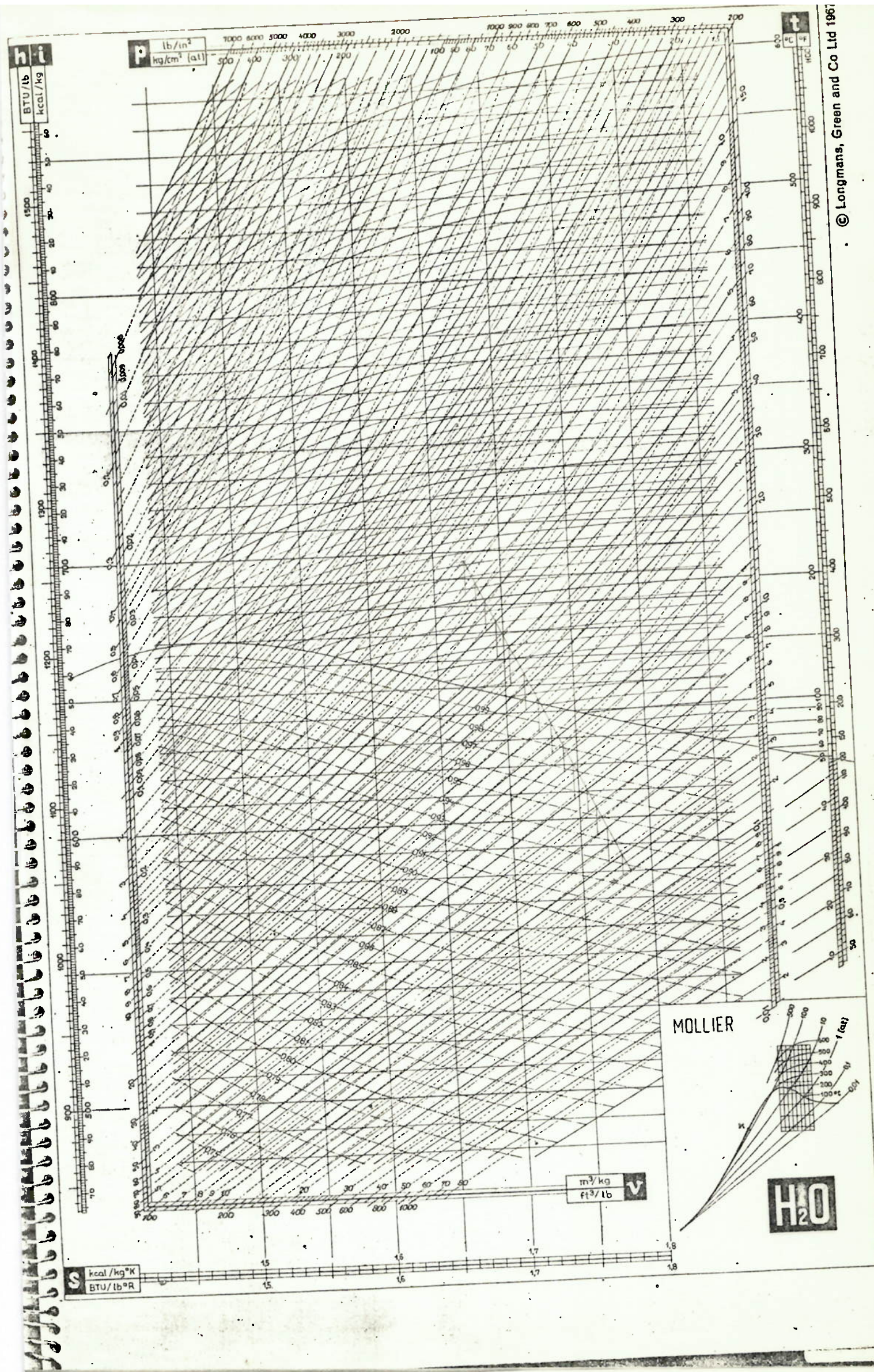
Logo

$$\delta = 30 \text{ mm.}$$

BIBLIOGRAFIA

1. CHURCH, Edwin F.
Steam Turbines
Mc Graw-Hill, New York, 1950.
2. KERN, Donald
Processos de Transmissão de Calor
Ed. Guanabara Dois - Rio de Janeiro, 1980.
3. NUBER, F.
Impianti di Riscaldamento e di Caldaie a Vapore
Casa Editrice A. Corticelli - Milano, 1947
4. PERA, Hildo
Geradores de Vapor de Água
Grêmio Politécnico DLP - São Paulo - 1966
5. SHLYAKHIN, P.
Steam Turbines - Theory and Design
Foreign Languages Publishing House - Moscow
6. SILVA, Remi B.
Turbinas a Vapor e Condensadores de Vapor
Grêmio Politécnico DLP - São Paulo, 1959.

ANEXO 1



Section of Mollier diagram relevant to steam-turbine calculations (see page 7).

Tg : 0 a 960°C

EXEMPLO: PCI 700

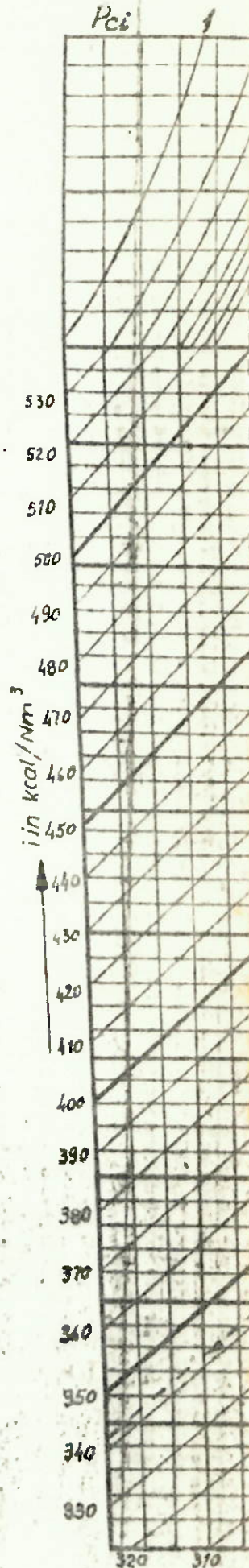
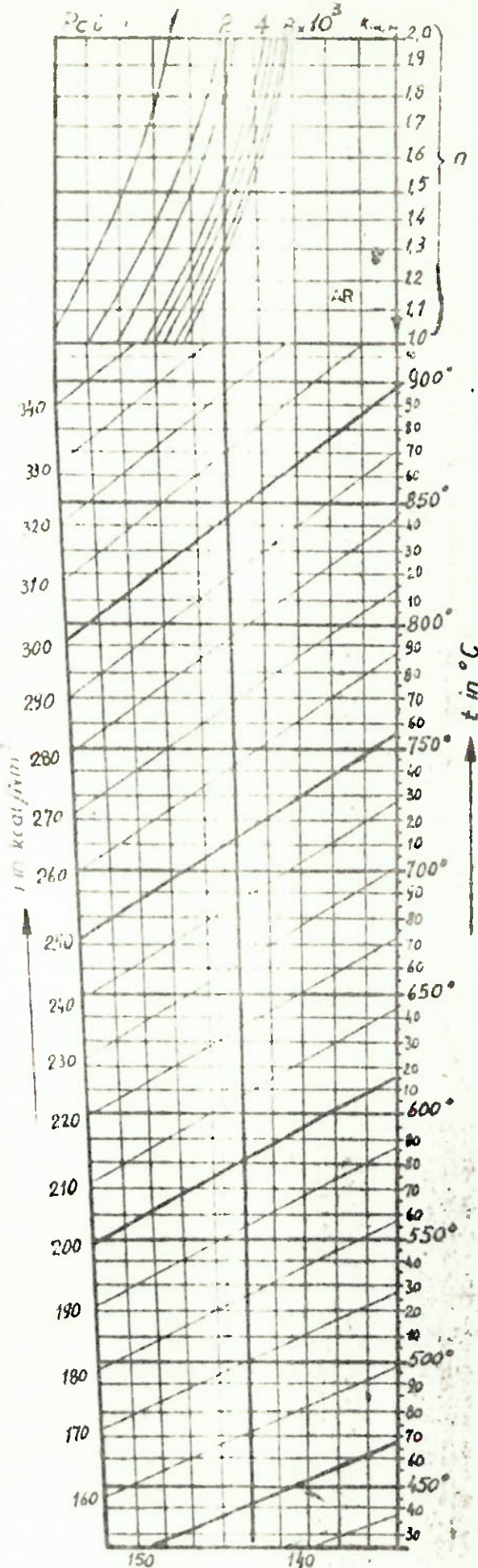
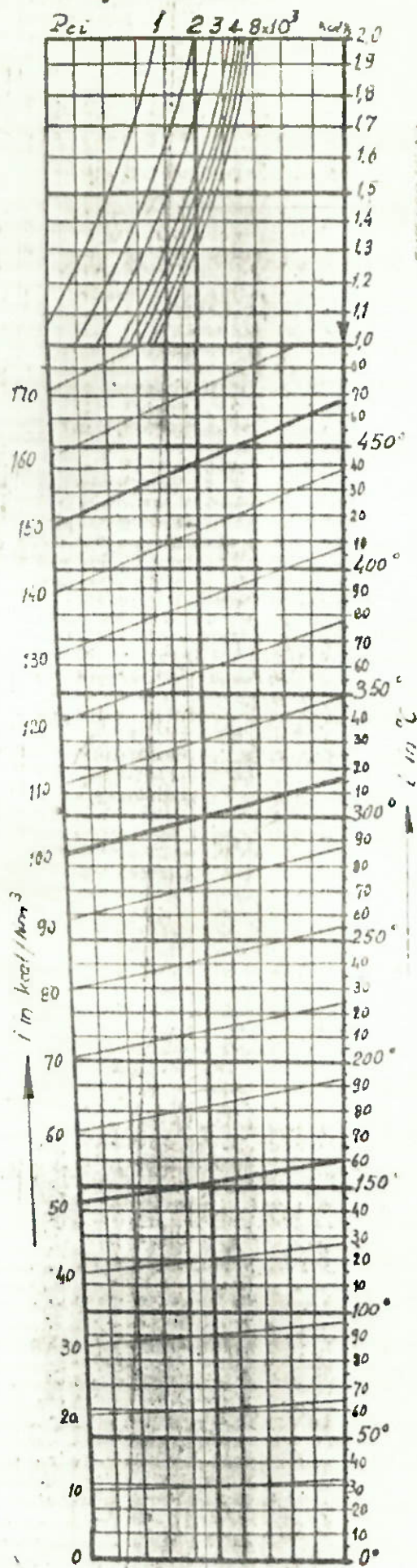
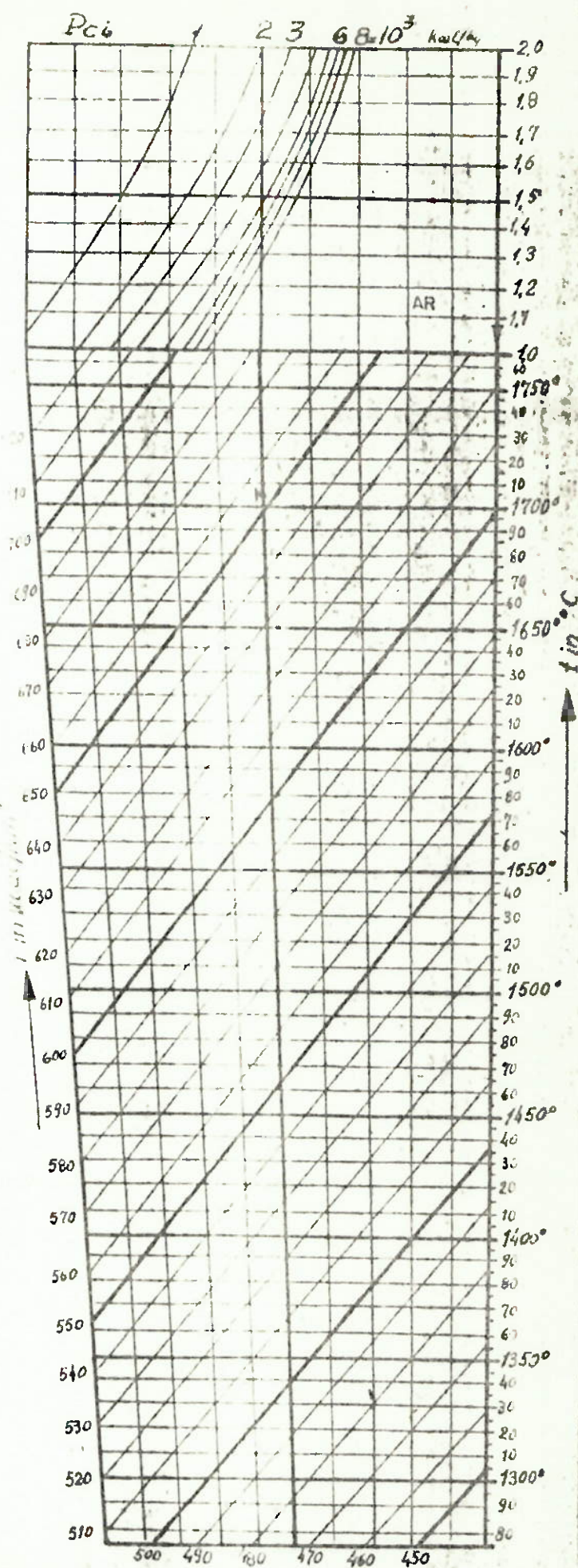
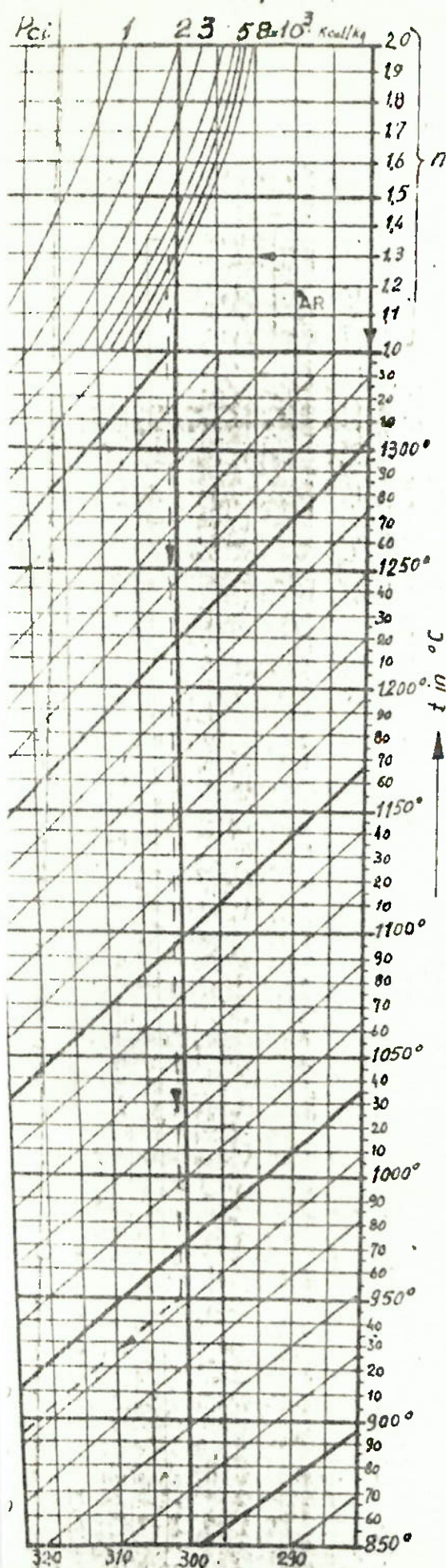


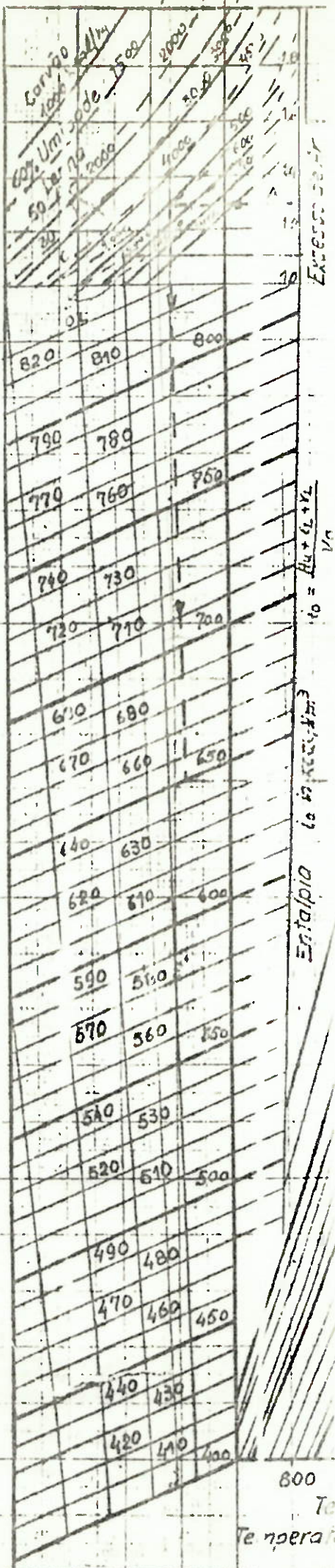
DIAGRAMA $i-t$ PARA COMBUSTÍVEIS SÓLIDOS

t_i : 850°C a 1760°C

PL03 PCI 7000 Kcal/kg N=13 t_i : 850°C : t_f 341 Kcal/Nm³



Poder calorífico inferior



TEMPERATURA DE EQUILÍBRIO DA
PAREDE DE COMBUSTÃO

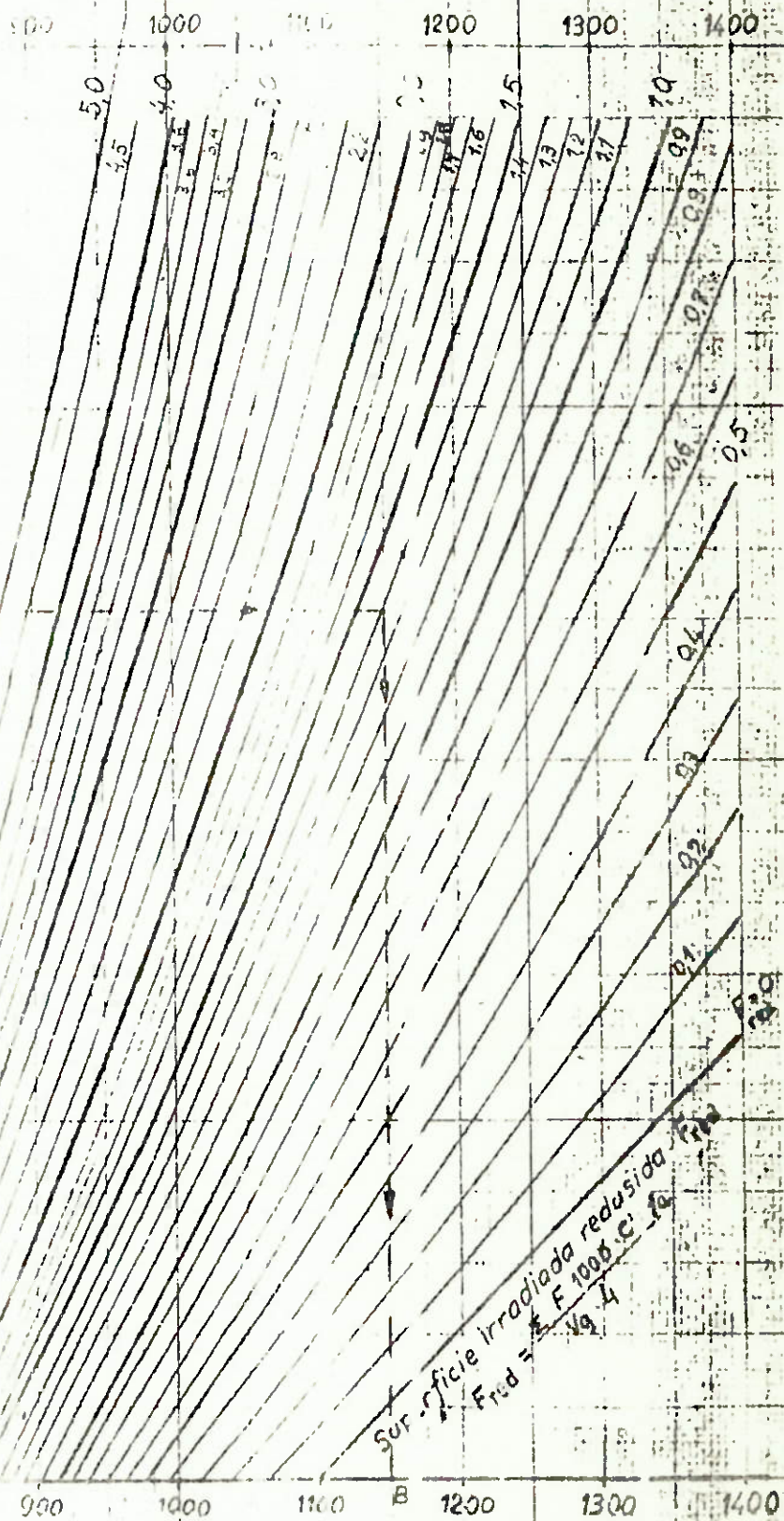
Exemplo

100 kcal/kg

100 kcal/kg

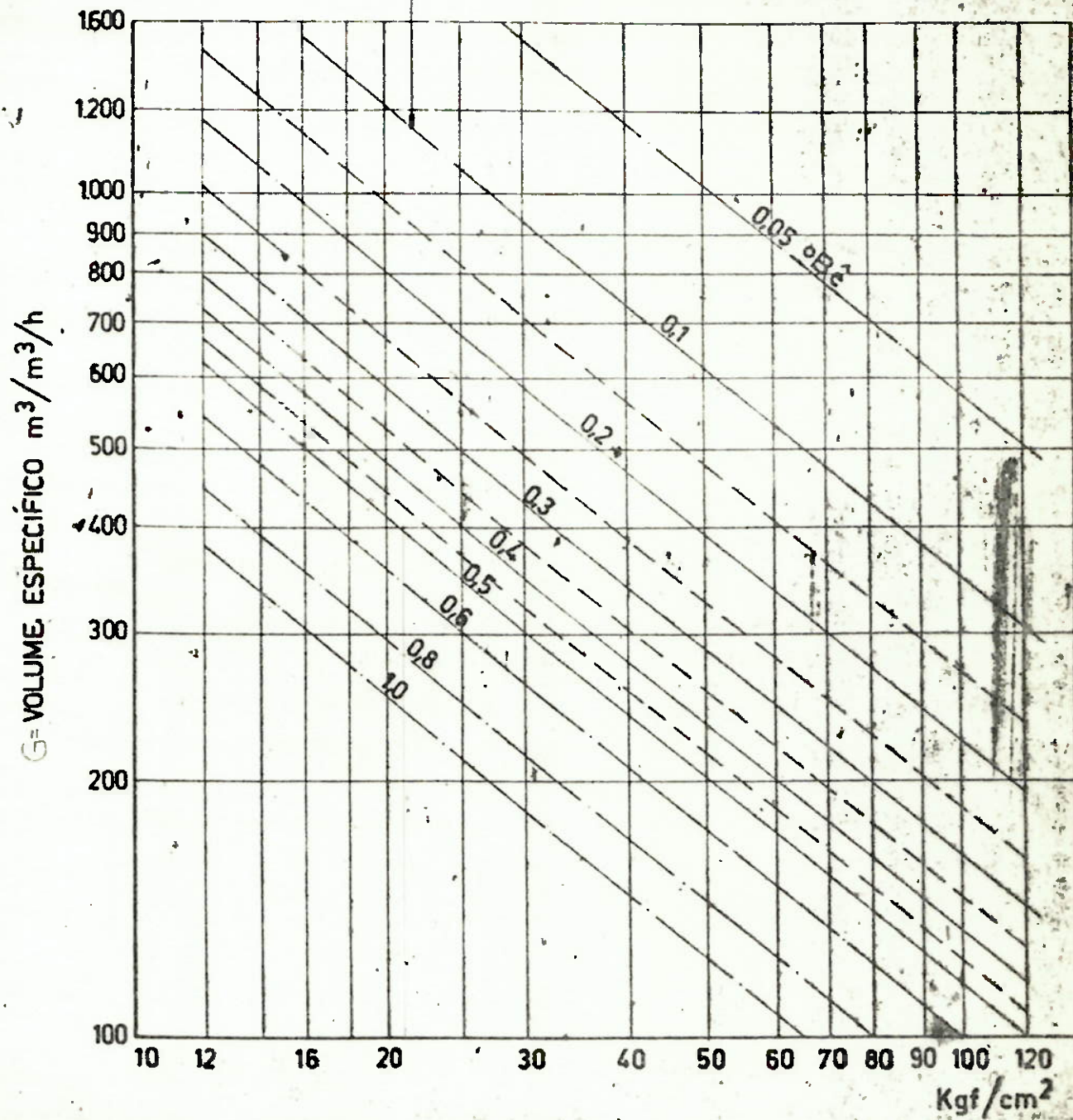
1 m³/dm³ · h⁻¹

1150 °C



Superfície irradiada reduzida F_{ir}
Frad = $F \cdot F_{ir} \cdot 1000 \cdot C \cdot 10$
 $V_g \cdot 4$

CURVAS DE SÓLIDOS TOTAIS DISSOLVIDOS
NA ÁGUA DA CALDEIRA



DETERMINAÇÃO DO VOLUME DOS TAMBORES
SUPERIORES

$$0.05 \text{ ppm} \equiv 1 \text{ ppm}$$

$$1 \text{ ppm} \equiv 5.000 \text{ ppm}$$

ANEXO 2

01*LBL "TURB"
02 RCL 09
03 RCL 10
04 /
05 RCL 04
06 RCL 03
07 /
08 *
09 ATAN
10 STO 12
11 GTO 02
12*LBL 04
13 STOP
14 STO 08
15*LBL 01
16 RCL 08
17 STO 13
18 RCL 14
19 /
20 RCL 02
21 SIN
22 *
23 RCL 22
24 /
25 RCL 06
26 *
27 RCL 07
28 SIN
29 /
30 RCL 23
31 TAN
32 *
33 ATAN
34 STO 12
35 RCL 16
36 STOP
37 RCL 12
38 STOP
39 STO 18
40 RDN
41 STO 04
42 RDN
43 STO 03
44 RCL 16
45 +
46 STO 17
47 SQRT
48 86.925
49 *
50 STO 00
51 RCL 05
52 RCL 06
53 +
54 STO 30
55 PI
56 *
57 100
58 *
59 STO 01
60 RCL 00
61 /
62 STO 08
63 RCL 13
64 -
65 ABS

66 1000
67 *
68 INT
69 10
70 X<Y?
71 GTO 01
72*LBL 02
73 RCL 00
74 X12
75 RCL 01
76 X12
77 +
78 RCL 01
79 RCL 00
80 *
81 2
82 *
83 RCL 02
84 COS
85 *
86 -
87 SQRT
88 STO 19
89 RCL 01
90 X<Y
91 /
92 RCL 02
93 SIN
94 *
95 ASIN
96 RCL 02
97 +
98 STO 20
99 RCL 19
100 X12
101 8378
102 /
103 STO 21
104 RCL 05
105 STOP
106 RCL 06
107 STOP
108 RCL 30
109 STOP
110 RCL 05
111 RCL 06
112 /
113 STOP
114 RCL 01
115 STOP
116 RCL 08
117 STOP
118 RCL 17
119 STOP
120 RCL 04
121 STOP
122 RCL 18
123 STOP
124 RCL 03
125 STOP
126 RCL 00
127 STOP
128 RCL 19
129 STOP
130 RCL 02

131 STOP
132 RCL 20
133 STOP
134 RCL 06
135 RCL 11
136 +
137 STO 14
138 STOP
139 STO 22
140 LBL 03
141 RCL 22
142 STO 15
143 RCL 21
144 STOP
145 RCL 15
146 RCL 14
147 *
148 RCL 07
149 SIN
150 *
151 RCL 08
152 /
153 RCL 06
154 /
155 RCL 02
156 SIN
157 /
158 RCL 12
159 TAN
160 *
161 ATAN
162 STO 23
163 STOP
164 STO 25
165 RDN
166 STO 26
167 RDN
168 STO 31
169 RCL 21
170 +
171 STO 24
172 SQRT
173 86.925
174 *
175 STO 27
176 RCL 05
177 RCL 14
178 +
179 STO 30
180 PI
181 *
182 100
183 *
184 STO 01
185 RCL 27
186 /
187 STO 22
188 RCL 15
189 -
190 ABS
191 1000
192 *
193 INT
194 10
195 X<=Y?
196 GTO 03
197 RCL 01

198 X+2
199 RCL 27
200 X12
201 +
202 RCL 01
203 RCL 27
204 *
205 2
206 *
207 RCL 07
208 COS
209 *
210 -
211 SQRT
212 STO 28
213 RCL 01
214 X<>Y
215 /
216 RCL 07
217 SIN
218 *
219 ASIN
220 RCL 07
221 +
222 STO 29
223 RCL 28
224 X12
225 8378
226 /
227 STO 16
228 RCL 05
229 STOP
230 RCL 14
231 STOP
232 RCL 30
233 STOP
234 RCL 05
235 RCL 14
236 /
237 STOP
238 RCL 01
239 STOP
240 RCL 22
241 STOP
242 RCL 24
243 STOP
244 RCL 26
245 STOP
246 RCL 25
247 STOP
248 RCL 31
249 STOP
250 RCL 27
251 STOP
252 RCL 28
253 STOP
254 RCL 07
255 STOP
256 RCL 29
257 STOP
258 RCL 14
259 RCL 11
260 +
261 STO 06
262 GTO 04
263 END

01*LBL "PERDA"
02*LBL 01
03 TONE 9
04 TONE 1
05 STOP
06 "DATA, PLEASE ?"
07 AVIEW
08 PROMPT
09 STO 05
10 ,09750
11 *
12 STO 00
13 BEEP
14 STOP
15 ,09750
16 *
17 STO 01
18 BEEP
19 STOP
20 X12
21 8378
22 /
23 STO 02
24 BEEP
25 STOP
26 +
27 /
28 1/X
29 1,72
30 *
31 STO 03
32 BEEP
33 STOP
34 RCL 05
35 +
36 RCL 00
37 -
38 RCL 01
39 -

40 RCL 02
41 -
42 RCL 03
43 -
44 STO 06
45 BEEP
46 STOP
47 CHS
48 1
49 +
50 RCL 06
51 *
52 STO 04
53 RCL 06
54 -
55 CHS
56 STO 08
57 RCL 07
58 +
59 STO 07
60 "NOW, THE ANSWER"
61 AVIEW
62 PROMPT
63 RCL 00
64 STOP
65 RCL 01
66 STOP
67 RCL 02
68 STOP
69 RCL 03
70 STOP
71 RCL 06
72 STOP
73 RCL 04
74 STOP
75 RCL 08
76 STOP
77 GTO 01
78 END

