

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROJETO MECÂNICO

10,00
/

PROJETO DE UM GERADOR DE VAPOR COM COMBUSTÍVEL
LENHA PICADA

26227

AUTOR: LUÍS FERNANDO DE M. MANZANO
ORIENTADOR: PROF. DR. HILDO PERA

1990

PREFÁCIO

I. O Brasil não pode mais aceitar a condição de ser eternamente exportador de produtos de baixo valor agregado e importador de alta tecnologia.

II. Aos formando de 1990 da Escola Politécnica, reinforma-se a consciência de que o direito ao exercício da Engenharia, implica também na obrigação de exercê-la condignamente, para o bem do povo e o progresso do país.

III. Este trabalho que conclui o curso, inicia uma nova era de aprendizado e dificuldades ao homem, que jamais cessa de buscar aquilo que está dentro de si mesmo.

Dedico esta obra aos formandos
de 1989 da Escola Politécnica

ÍNDICE

1 - INTRODUÇÃO	
1.1 - CONSIDERAÇÕES GERAIS	08
1.2 - CARACTERÍSTICAS DE UM G.V.	09
1.3 - PRINCIPAIS TIPOS DE G.V.	10
2 - JUSTIFICAÇÃO PARA A ESCOLHA DO PROJETO	12
3 - DADOS DE PROJETO	13
3.1 - SELEÇÃO DO GERADOR DE VAPOR E DA FORNALHA	14
3.1.1 - Definição	14
3.1.2 - Tipos fundamentais	14
3.1.2.1 - Caldeiras tupos de fumaça (fogotubulares).....	14
3.1.2.2 - Caldeiras tubos de água (aquatubulares)	14
3.1.3 - Seleção do tipo de gerador de vapor	15
3.1.4 - Seleção do tipo de fornalha	16
4 - CÁLCULOS TÉRMICOS	
4.1 - PODER CALORÍFICO INFERIOR DO COMBUSTÍVEL	18
4.2 - QUANTIDADE DE CALOR A SER FORNECIDO PARA A ÁGUA ...	19
4.3 - CONSUMO DE COMBUSTÍVEL	20
4.4 - VOLUME DOS FLUIDOS	20
4.4.1 - Volume de ar teórico	21
4.4.2 - Volume de ar real	21
4.4.3 - Vazão de ar necessária	21
4.4.4 - Volume teórico dos gases de combustão	22
4.4.5 - Volume real dos gases de combustão	22
4.4.6 - Vazão dos gases de combustão	22
4.5 - DETERMINAÇÃO DO CALOR TOTAL INTRODUZIDO NA FORNALHA	23
4.5.1 - Calor liberado pela queima da lenha	23
4.5.2 - Calor contido no ar de combustão	23

4.6 - VOLUME DA CÂMARA DA COMBUSTÃO	24
4.7 - DIMENSÕES DA FORNALHA	25
4.7.1 - Área da fornalha	25
4.8 - DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA DE EQUILÍBRIO NA CÂMARA DE COMBUSTÃO	25
4.8.1 - Dimensões da caldeira	26
4.8.2 - Área projetada	26
4.8.3 - Superfície irradiada	26
4.8.4 - Superfície reduzida	27
4.8.5 - Cálculo da temperatura de equilíbrio na câmara de combustão	27
4.9 - DETERMINAÇÃO DAS TROCAS DE CALOR	28
4.9.1 - Entalpia dos gases após a câmara de combustão	28
4.9.2 - Calor dos gases após a fornalha	28
4.9.3 - Calor absorvido na fornalha	28
4.9.3.1 - Verificação da margem do erro de Te	29
4.9.4 - Calor fornecido ao feixe de tubos	30
4.9.5 - Saldo de calor após o feixe	30
4.9.6 - Calor fornecido ao economizador	30
4.9.7 - Calor fornecido ao pré-aquecedor de ar ...	31
4.9.8 - Saldo de calor para a chaminé	31
4.10- BALANÇO TÉRMICO	31
4.11- DETERMINAÇÃO DAS TEMPERATURAS	32
4.11.1- Temperatura de saída do feixe	32
4.11.2- Temperatura de saída do economizador	32
4.11.3- Temperatura de saída da chaminé	32
4.12- DETERMINAÇÃO DO FEIXE DE CONVECÇÃO	33
4.12.1- Área de escoamento antes do feixe	33
4.12.2- Velocidade dos gases antes do feixe	33

4.12.3 - Velocidade dos gases através do feixe	33
4.12.4 - Temperatura média de entrada e saída do feixe	34
4.12.5 - Coeficiente de película externo do tubo ..	34
4.12.6 - Coeficiente global de transferência de calor	35
4.12.7 - Diferença média logarítmica de temperatura	35
4.12.8 - Área de troca de calor	36
4.12.9 - Superfície média de um tubo de convecção .	37
4.12.10- Número de tubos do feixe de convecção	37
5 - DETERMINAÇÃO DO ECONOMIZADOR	
5.1 - DIFERENÇA MÉDIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURA	38
5.2 - COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	38
5.3 - FATOR DE CORREÇÃO APLICADO A DMLT	39
5.4 - ÁREA DE TROCA DE CALOR	40
6 - DETERMINAÇÃO DO PRÉ-AQUECEDOR DE AR	
6.1 - DIFERENÇA MÉDIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURA	41
6.2 - COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	41
6.3 - FATOR DE CORREÇÃO APLICADO A DMLT	42
6.4 - ÁREA DE TROCA DE CALOR	43
7 - PERDAS DE CALOR	
7.1 - DEFINIÇÃO	44
7.2 - DETERMINAÇÃO DAS PERDAS DE CALOR	44
7.2.1 - Perdas nas cinzas	44
7.2.2 - Perdas devidas a combustão incompleta	44
7.2.3 - Perdas por irradiação	45
7.2.4 - Perdas por calor sensível na chaminé	45
7.2.5 - Perdas por parada-partida e variação de carga	45
7.3 - CALOR TOTAL PERDIDO	45
7.4 - VERIFICAÇÃO DO RENDIMENTO DO GERADOR DE VAPOR	45

8 - CÁLCULOS MECÂNICOS

8.1 - DIMENSIONAMENTO DO SUPORTE PARA QUEIMA DE COMBUSTÍVEL	47
8.2 - TUBOS DA CÂMARA DE COMBUSTÃO	47
8.3 - DIMENSIONAMENTO DO TAMBOR	48
8.3.1 - Espessura do tambor	48
8.3.1.1 - Fator de eficiência	48
8.3.1.2 - Tensão admissível	48
8.3.2 - Comprimento do tambor	49
8.3.2.1 - Volume da câmara do tambor	49

BIBLIOGRAFIA	51
--------------------	----

ANEXOS

Tabela 1

Valores de alguns coeficientes globais de transferência de calor	52
--	----

Tabela 2

Características de tubos para caldeira (conforme norma DIN 2448)	53
--	----

Abaco 1

Valor ϕ das superfícies irradiadas	54
---	----

Abaco 2

Determinação de C, coeficiente de irradiação	55
--	----

Abaco 3

Determinação da temperatura de equilíbrio da câmara de combustão	56
--	----

Abaco 4

Determinação da entalpia de saída dos gases da câmara de <u>com</u> bustão, temperatura na saída do feixe e na chaminé	57
---	----

Abaco 5

Determinação do comprimento dos tambores	58
--	----

Abaco 6

Fator de correção aplicado a DMLT	59
---	----

DESENHOS ELABORADOS

Detalhamento do suporte para queima do combustível	61
--	----

Disposição dos tubos na câmara de combustão	62
---	----

Disposição dos tubos no feixe de convecção	63
--	----

Esquema geral do gerador de vapor	64
---	----

1 - INTRODUÇÃO

1.1 - CONSIDERAÇÕES GERAIS

Há tempos vêm-se observando a nível mundial um progressivo esaurimento dos recursos hídricos disponíveis para a produção de energia elétrica, tornando-se assim cada vez mais importante o domínio da tecnologia para construção de centrais termoeletricas de grande potência. No Brasil, esta afirmação é bastante verdadeira para uma visão de médio a longo prazo, ainda mais se considerarmos que já hoje a maior parte do potencial hidroelétrico inaproveitado se encontra a grandes distâncias dos centros consumidores. Outrossim, a crescente produção de vapor em unidades modernas tem exigido um aumento da pressão e da temperatura do vapor gerado nas mesmas, de tal forma que caldeiras construídas a cerca de 10 anos atrás como de alta pressão e temperatura hoje já podem ser consideradas caldeiras de média pressão e média temperatura.

Tanto quanto os grandes geradores de vapor são importantes também as modalidades de caldeiras de pequena e média potência do tipo industrial, das quais se pode dizer que nenhuma indústria hoje pode se privar, sob o risco de bloquear seu desenvolvimento, seja para dispor de vapor em aplicações tecnológicas, seja para recuperação do calor de gás de saída de fornos ou de motores a gás e a diesel, seja para produção de energia independente.

A crescente necessidade de energia disponível e as alternativas a nível global para solução deste problema fazem enfim prever para o futuro uma sempre maior difusão da caldeira de

média potencialidade, além de um aumento da potência dos geradores de vapor destinados às centrais termoelétricas.

Isto coloca o projetista frente a problemas sempre muito complexos, quando a precisão dos cálculos térmicos da caldeira, quanto a precisão dos cálculos estáticos de seus componentes, a escolha dos materiais, sua construção e montagem. Trata-se portanto de um campo em contínua e rápida evolução e que requer do técnico envolvido um processo dinâmico de atualização e de aprimoramento, para poder realizar construções sempre melhores e ao menor custo possível.

1.2 - CARACTERÍSTICAS DE UM GERADOR DE VAPOR

Vale lembrar que a denominação "Gerador de Vapor" tem atualmente substituído, ao menos para unidades de uma certa importância, a denominação "Caldeira", uma vez que a caldeira é a rigor apenas uma parte, um componente de "Máquina de Produzir Vapor". Neste trabalho, usaremos ambos os termos como sinônimos.

Já em 1875 um dos primeiros e maiores construtores de caldeiras, WILCOX, ilustrava alguns critérios e características para uma boa construção que, acrescidos de detalhes normais do desenvolvimento, podem ser citados até hoje como normas fundamentais do projeto. São os seguintes:

- a) Construção simples, usando material resistente, para evitar reparações frequentes;
- b) Um copor cilíndrico que separe as impurezas da

água e evite seu contato com os fumos da combustão;

- c) Um conteúdo de água que seja suficiente para o resguardo das variações de volume;
- d) Um espelho d'água suficiente para liberar a quantidade de vapor produzido;
- e) Uma circulação segura e uniforme por toda a caldeira;
- f) As várias seções divididas de modo que em caso de explosão não exploda toda a caldeira;
- g) Liberdade de dilatação dos materiais;
- h) Câmara de combustão tal que a combustão seja sempre completada na câmara;
- i) Superfície de troca de calor normal ao fluxo para que haja máxima eficiência;
- j) Todos os componentes facilmente inspecionáveis e reparáveis;
- k) Dimensionamento de modo que a operação seja a mais econômica possível;
- l) Instalação de controladores, válvulas de segurança e outros aparelhos de segurança.

1.3 -

PRINCIPAIS TIPOS DE GERADORES DE VAPOR

Podemos classificar os geradores de vapor segundo

diferentes critérios, mas aqui adotaremos a sua tipificação clássica, que resulta fundamentalmente em dois tipos bastante distintos de caldeiras, como segue:

- a) Caldeiras Tubos de Fumaça, ou Multitubulares, nas quais os gases de combustão atravessam toda a caldeira pelo interior dos tubos, cedendo calor à água contida no corpo envolvente dos tubos.
- b) Caldeiras de Tubos de Água (Aquitubulares), nas quais os fumos atravessam toda a caldeira externamente aos tubos cedendo calor à água contida no interior dos tubos e corpos. O presente projeto traz o desenvolvimento de um gerador de vapor desta modalidade.

2 -

JUSTIFICAÇÃO PARA A ESCOLHA DO PROJETO

A crise energética no mundo, agravada pela iminência da escassez da oferta de petróleo, em virtude de instabilidade político-econômica nos países do Oriente Médio, sobrepuja a necessidade de busca de fontes alternativas de energia.

O Brasil, alarmado diante do fracasso do ProAlcool é fortemente dependente do petróleo importado. Urge ressaltar o priorismo pela diversificação de suas fontes energéticas.

Afirmou-se que "O homem sempre retorna a suas origens".

A biomassa combustível vem sendo utilizada desde os tempos mais remotos e não constitui, em si, novidade alguma. Porém, desde que convenientemente utilizada, poderá ser uma poderosa fonte alternativa para o petróleo.

Insta ressaltar que a utilização de lenha como combustível deve ser racionalmente explorada; mormente quando o ser humano parece despertar para os problemas ecológicos.

Dentro desse contexto, o objetivo deste trabalho é o projeto de um gerador de vapor que utiliza lenha como combustível.

3 -

DADOS DE PROJETO

produção de vapor 20 000 Kg/h
pressão de operação 21 Kgf/cm²
pressão de projeto 24 Kgf/cm²
qualidade do vapor saturado
combustível lenha picada
temperatura da água de alimentação 105° C
temperatura do ar ambiente 25° C
rendimento térmico (referido ao pci) 81° C

3.1 - SELEÇÃO DO GERADOR DE VAPOR E DA FORNALHA

3.1.1 - Definição:

Gerador de vapor é um trocador de calor complexo que produz vapor a partir de energia térmica (combustível), ar e fluido vaporizante. Constitui-se por diversos equipamentos associados, perfeitamente integrados, para permitir a obtenção do máximo rendimento térmico possível.

3.1.2 - Tipos Fundamentais:

Há dois tipos fundamentais de geradores de vapor (caldeiras):

3.1.2.1 - Caldeiras tubos de fumaça (fogo tubulares)

Nesse tipo de caldeira os gases de combustão atravessam toda a caldeira pelo interior dos tubos, cedendo calor à água contida no corpo envolvendo os tubos.

3.1.2.2 - Caldeiras tubos de água (aquatubulares)

Nas quais os fumos atravessam toda a caldeira externamente aos tubos, cedendo calor à água contida no interior dos tubos e corpos.

Dividem-se em três categorias:

- caldeiras aquatubulares de tubos retos.
- caldeiras aquatubulares de tubos curvos.
- caldeiras aquatubulares de circulação positiva.

3.1.3 - Seleção do tipo de gerador de vapor

Selecionar um gerador de vapor é estabelecer qual o tipo de equipamento mais indicado para satisfazer a uma determinada aplicação. A seleção leva em consideração vários fatores:

- tipo de combustível
- equipamento de combustão
- características do combustão
- pressão e temperatura do vapor
- variação da demanda de vapor
- eficiência térmica desejável
- custo de instalação, operação, manutenção
- espaço disponível
- amortização de investimento

Levando-se em consideração os fatores acima o tipo selecionado foi o gerador de vapor aquatubular de tubos curvos - com paredes de água.

A utilização das paredes de água apresenta as seguintes vantagens:

- diminuição do tamanho da caldeira
- queda da temperatura de combustão

- eliminação total de refratários de alta qualidade
- maior durabilidade do revestimento da câmara de combustão
- maior rapidez na vaporização

3.1.4 - Seleção do tipo da fornalha

É um dos pontos mais importantes num projeto de um gerador de vapor. É fundamental para a obtenção de uma perfeita combustão.

A seleção se faz considerando os seguintes fatores:

- tipo de combustível
- volume de combustível
- teor de umidade do combustível
- estado de divisão do combustível
- teor de cinzas
- teor de voláteis
- peso específico
- limpeza de fornalha
- temperatura da fornalha
- método da injeção do ar
- regime de trabalho do gerador
- comprimento da chama

Levando-se em consideração os fatores acima o tipo mais adequado ao presente projeto é a fornalha em escada, de grelha inclinada com resfriamento (ângulo de inclinação de 38°).

Com esse tipo de grelha pode-se obter uma boa performance, ou seja, fácil manutenção, suficiente volume de combustão, suficiente seção de alimentação de ar, durabilidade dos refratários e acessabilidade nas reparações.

4 - CÁLCULOS TÉRMICOS

4.1 - PODER CALORÍFICO INFERIOR DO COMBUSTÍVEL

A análise média da lenha seca é aproximadamente:

C		47,5%
H ₂		6,0%
O ₂		44,0%
N ₂		1,0%
cinzas		<u>1,5%</u>
		100%

A umidade varia: a lenha verde atinge 40 a 50% e a lenha seca ao ar pode reduzir sua umidade até 20%.

Adotando-se lenha com 30% da umidade, sua composição será:

C		33,3%
H ₂		4,2%
O ₂		30,8%
N ₂		0,7%
cinzas		1,0%
W		<u>30,0%</u>
		100%

O poder calorífico pode ser determinado a partir de:

$$pci = 8100.c + 33960 \left(h - \frac{O}{8} \right) + 2214s - 600 (w + 9h)$$

onde:

c = teor de carbono
h = teor de hidrogênio
s = teor de enxofre
o = teor de oxigênio
n = teor de nitrogênio
z = teor de cinzas
w = teor de umidade

$$pci = 8100 \cdot 0,333 + 33960 \cdot (0,042 - 0,308/8) - 600 \cdot (0,030) + 9 \cdot 0,042)$$

$$pci = 2697,3 + 118,86 - 406,8 = 2409,36$$

$$pci = 2409 \text{ Kcal/Kg}$$

4.2 - QUANTIDADE DE CALOR A SER FORNECIDO PARA A ÁGUA

$$Qu = \dot{m} (hs - he)$$

onde:

Qu: quantidade de calor cedido para a água (Kcal/h)
hs: entalpia de saída de vapor (Kcal/Kg)
he: entalpia de entrada da água (Kcal/Kg)
 $\dot{m}$: vazão em massa da água (Kg/h)

As entalpias são obtidas nas tabelas de propriedades termodinâmicas da água e do vapor d'água.

para o vapor:

$$p_s = 24 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T_s = 220,9^\circ\text{C}$$

$$h_s = 669,6 \text{ Kcal/Kg}$$

para a água:

$$T_e = 105^\circ\text{C}$$

$$p_e = 1,2318 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_e = 105,08 \text{ Kcal/Kg}$$

$$Q_u = 20\ 000 (669,8 - 105,08)$$

$$Q_u = 11\ 294\ 400 \text{ Kcal/h}$$

4.3 -

CONSUMO DE COMBUSTÍVEL

$$B = \frac{Q_u}{p_{ci} \cdot n}$$

onde:

B = consumo de combustível (Kg/h)

p_{ci} = poder calorífico inferior do combustível
(Kcal/Kg)

n = rendimento do gerador de vapor

$$B = \frac{11\ 294\ 400}{2409 \cdot 0,81}$$

$$B = 5788 \text{ Kg/h}$$

4.4 -

VOLUME DOS FLUIDOS

4.4.1 - Volume de ar teórico

O volume de ar teórico é calculado da seguinte maneira:

$$V_{ar}^t = 8,876 c + 26,443 h + 3,32 s - 3,32 o$$

$$V_{ar}^t = 8,876 \cdot 0,333 + 26,443 \cdot 0,042 - 3,32 \cdot 0,308$$

$$V_{ar}^t = 2,956 + 1,111 - 1,023$$

$$V_{ar}^t = 3,044 \text{ Nm}^3/\text{Kg comb.}$$

4.4.2 - Volume de ar real:

Adotando-se o excesso de ar igual a 30% tem-se:

$$V_{ar}^r = m. V_{ar}^t$$

$$V_{ar}^r = 1,3 \cdot 3,044$$

$$V_{ar}^r = 3,957 \text{ Nm}^3/\text{Kg comb.}$$

4.4.3 - Vazão de ar necessária:

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

$$\dot{V}_{ar} = 3,957 \cdot 5788$$

$$\dot{V}_{ar} = 22\,904 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

4.4.4 - Volume teórico dos gases de combustão:

$$V_g^t = 1,8535c + 0,693s + 0,8n + 0,79V_{ar}^t + (9h+w) 1,24$$

$$V_g^t = 1,8535 \cdot 0,333 + 0,8 \cdot 0,07 + 0,79 \cdot 3,044 + (9 \cdot 0,042 + 0,3) 1,24$$

$$V_g^t = 0,617 + 0,056 + 2,405 + 0,841$$

$$V_g^t = 3,919 \text{ Nm}^3/\text{Kg comb.}$$

4.4.5 - Volume real dos gases de combustão:

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

$$V_g^r = 3,919 + (1,3 - 1) 3,044$$

$$V_g^r = 4,832 \text{ Nm}^3/\text{Kg comb.}$$

4.4.6 - Vazão dos gases de combustão:

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

$$\dot{V}_g = 4,832 \cdot 5788$$

$$\dot{V}_g = 27968 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

4.5 - DETERMINAÇÃO DO CALOR TOTAL INTRODUZIDO NA FORNALHA:

$$Q_t = Q_1 + Q_2$$

onde:

$$Q_t = \text{Calor total} \quad (\text{Kcal/h})$$

$$Q_1 = \text{Calor liberado pela queima da lenha} \quad (\text{Kcal/h})$$

$$Q_2 = \text{Calor contido no ar de combustão} \quad (\text{Kcal/h})$$

4.5.1 - Calor liberado pela queima da lenha:

$$Q_1 = \text{pci} \cdot B$$

$$Q_1 = 2409 \cdot 5788$$

$$Q_1 = 13\,943\,292 \text{ Kcal/h}$$

4.5.2 - Calor contido no ar de combustão:

Será utilizado um pré-aquecedor de ar de combustão.
O ar entrará na câmara de combustão com a temperatura de 160° C.

$$Q_2 = \dot{V}_{ar} \cdot C_{par} \cdot \Delta T$$

$$Q_2 = 22\,904 \cdot 0,31 \cdot 160$$

$$Q_2 = 1\,136\,038 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_t = Q_1 + Q_2$$

$$Q_t = 13\,943\,292 + 1\,136\,038$$

$$Q_t = 15\,079\,330 \text{ Kcal/h}$$

4.6 -

VOLUME DA CÂMARA DE COMBUSTÃO

$$V_{cc} = \frac{Q_t}{C_c}$$

onde:

$$V_{cc} = \text{volume da câmara de combustão} \quad (m^3)$$

$$Q_t = \text{calor total introduzido na câmara} \quad (Kcal/h)$$

$$C_c = \text{carga específica da câmara} \quad (Kcal/h \cdot m^3)$$

Para as fornalhas da combustão sólido (como lenha),
normalmente utiliza-se para C_c valores entre 150000 a 200000
 $Kcal/m^3 \cdot h$.

Nesse projeto utiliza-se $C_c = 150000 \text{ Kcal/m}^3 \cdot \text{h}$

$$V_{cc} = \frac{15\ 079\ 330}{150000}$$

$$V_{cc} = 100,53 \text{ m}^3$$

4.7 - DIMENSÕES DA FORNALHA

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

4.7.1 - Área da fornalha:

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

$$A = \frac{100,53}{6}$$

$$A \approx 16,76 \text{ m}^2$$

Logo, as dimensões da fornalha serão:

$$4,1 \times 4,1 \times 6,0 \text{ m}$$

4.8 - DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA DE EQUILÍBRIO NA CÂMARA DE COMBUSTÃO:

4.8.1 - Dimensões da caldeira:

As dimensões da caldeira estão especificadas no desenho da caldeira (anexo).

4.8.2 - Área projetada

De acordo com as dimensões anteriores:

$$\begin{aligned}A_{pe} &= 26,0 \text{ m}^2 - \text{área da parede lateral} \\A_{pf} &= 45,5 \text{ m}^2 - \text{área da parede frontal} \\A_{pdf} &= 38,1 \text{ m}^2 - \text{área da parede do fundo} \\A_t &= \text{área projetada total} \\A_t &= 2 \cdot A_{pe} + A_{pf} + A_{pdf} \\A_t &= 2 \cdot 26,0 + 45,5 + 38,1 \\A_t &= 135,6 \text{ m}^2\end{aligned}$$

4.8.3 - Superfície irradiada

A superfície irradiada corresponde à projeção ortogonal da superfície de aquecimento exposta à irradiação.

Sirr = superfície irradiada

$$S_{irr} = \phi_1 \cdot 2 A_{pe} + \phi_2 \cdot A_{pf} + \phi_3 \cdot A_{pdf}$$

$$\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1,0 \text{ (tubos aletados, âbaco 1)}$$

$$S_{irr} = 135,6 \text{ m}^2$$

4.8.4 - Superfície reduzida

Sred = superfície reduzida

$$Sred = \frac{1000 \cdot C \cdot S_{irr}}{4 \cdot \dot{V}_g}$$

C = coeficiente de irradiação
do ábaco 2 tem-se C = 3,6

$$Sred = \frac{1000 \cdot 3,5 \cdot 135,6}{4 \cdot 27968}$$

$$Sred = 4,24 \text{ m}^2$$

4.8.5 - Cálculo da temperatura de equilíbrio na câmara de combustão:

com:

$$pci = 2409 \text{ Kcal/h}$$

$$m = 1,30$$

$$Sred = 4,24 \text{ m}^2$$

h_g = conteúdo térmico específico dos gases de combustão

$$h_g = \frac{Qt}{\dot{V}_g} = \frac{15\,079\,330}{27\,968} = 539 \frac{\text{Kcal}}{\text{Nm}^3}$$

do ábaco 3, obtem-se:

$$T_e = 825^{\circ} \text{ C}$$

4.9 - DETERMINAÇÃO DAS TROCAS DE CALOR

4.9.1 - Entalpia dos gases após a câmara de combustão(hdf):
com:

$$T_e = 825^{\circ} \text{ C}$$

$$pci = 2409 \text{ Kcal/h}$$

$$m = 1,30$$

obtem-se, do âbaco 4, a entalpia dos gases após a câmara de combustão.

$$hdg = 295 \frac{\text{Kcal}}{\text{Nm}^3}$$

4.9.2 - Calor dos gases após a fornalha (Qdf)

$$Qdf = hdf \cdot \dot{V}_g$$

$$Qdf = 295 \cdot 27968$$

$$Qdf = 8\,250\,560 \text{ Kcal/h}$$

4.9.3 - Calor absorvido na fornalha (Qirr)

$$Qirr = Q_t - Qdf$$

$$Qirr = 15\,079\,330 - 8\,250\,560$$

$$Qirr = 6\,828\,770 \text{ Kcal/h}$$

4.9.3.1 - Verificação da margem de erro de T_e

Como o valor de T_e é calculado pelo método prático, é preciso verificar se o Q_{irr} obtido não difere muito do valor real.

A verificação consiste em comparar Q_{irr} obtido acima com Q_{irr} calculado pela equação de Stefan Boltzmann. O valor de T_e é aceitável se a discrepância for menor que 2%.

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

$$T_p = T_v + 3^\circ\text{C}$$

onde:

T_p = temperatura da parede do tubo

T_v = temperatura de vaporização da água

$$T_v = 220,8^\circ\text{C}$$

logo,

$$T_p = 223,8^\circ\text{C}$$

$$Q_{irr} = 3,6 \cdot 135,6 \cdot \left[\left(\frac{825 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{223,8 + 273}{100} \right)^4 \right]$$

$$Q_{irr} = 6\,797\,949 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{discrepância} = \frac{6\,797\,949 - 6\,828\,770}{6\,797\,949}$$

$$\text{discrepância} = -0,0045$$

Como a discrepância é igual a 0,45%, o valor de $T_e = 825^\circ\text{C}$ é satisfatório para considerar-se como temperatura real de combustão.

4.9.4 - Calor fornecido ao feixe de tubos (Q_f)

$$Q_f = Q_u - Q_{irr}$$

$$Q_f = 11\,294\,400 - 6\,828\,770$$

$$Q_f = 4\,465\,630 \text{ Kcal/h}$$

4.9.5 - Saldo de calor após o feixe (Q_{rf}):

$$Q_{rf} = Q_{df} - Q_f$$

$$Q_{rf} = 8\,250\,560 - 4\,465\,630$$

$$Q_{rf} = 3\,784\,930 \text{ Kcal/h}$$

4.9.6 - Calor fornecido ao economizador

Temperatura da água na entrada do economizador = 25°C

Temperatura da água na saída do economizador = 105°C

das tabelas de propriedades termodinâmicas, tem-se :

entalpia da água na entrada do economizador (h_e) =

$$25,02 \text{ Kcal/Kg}$$

entalpia da água na saída do economizador (h_s) =

$$105,08 \text{ Kcal/Kg}$$

$$Q_{ec} = \dot{m} (h_s - h_e)$$

$$Q_{ec} = 20\,000 (105,08 - 25,02)$$

$$Q_{ec} = 1\,601\,200 \text{ Kcal/h}$$

4.9.7 - Calor fornecido ao pré-aquecedor de ar

$$Q_{pa} = \dot{V}_{ar} \cdot C_{par} \cdot \Delta T_{ar}$$

$$Q_{pa} = 22\,904 \cdot 0,31 \cdot (160 - 25)$$

$$Q_{pa} = 958\,532,4 \text{ Kcal/h}$$

4.9.8 - Saldo de calor para a chaminé

$$Q_{ch} = Q_t - (Q_u + Q_{pa})$$

$$Q_{ch} = 15\,079\,330 - (11\,294\,400 + 958\,532,4 + 1\,601\,200)$$

$$Q_{ch} = 1\,225\,197,6 \text{ Kcal/h}$$

4.10 - BALANÇO TÉRMICO

Calor total	15 079 330		
Saldo após a fornalha		8 250 560	
Calor absorvido na fornalha			6 828 770
Saldo para troca no feixe			4 465 630
Saldo após o feixe		3 784 930	
Calor fornecido ao economizador			1 601 200
Calor fornecido ao pré-aquecedor			958 532,4
Saldo para a chaminé			1 225 197,6
			15 079 330

4.11 - DETERMINAÇÃO DAS TEMPERATURAS

4.11.1 - Temperatura de saída do feixe

Sf = saída do feixe

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

$$hsf = \frac{3\ 784\ 930}{27\ 968}$$

$$hsf = 135\ \text{Kcal/Nm}^3$$

do ábaco 4 obtém-se:

$$Tsf = 410^{\circ}\text{C}$$

4.11.2 - Temperatura de saída do economizador

se = saída do economizador

analogamente,

$$hse = \frac{2\ 183\ 730}{27\ 968}$$

$$hse \approx 78\ \text{Kcal/Nm}^3$$

do ábaco 4 obtém-se:

$$Tse = 250^{\circ}\text{C}$$

4.11.3 - Temperatura de saída da chaminé

Sch = saída da chaminé

analogamente,

$$h_{sch} = \frac{1\ 225\ 197,6}{27\ 968}$$

$$h_{sch} \approx 44\ \text{Kcal/Nm}^3$$

do ábaco 4 obtém-se:

$$T_{sch} \approx 140^{\circ}\text{C}$$

4.12 - DETERMINAÇÃO DO FEIXE DE CONVECÇÃO

4.12.1 - Área de escoamento antes do feixe

$$S = 4,10 \cdot 5,00 \cdot 0,39$$

$$S = 8,00\ \text{m}^2$$

4.12.2 - Velocidade dos gases antes do feixe

$$v = \frac{\dot{V}_g}{S}$$

$$v = \frac{27\ 968}{3600 \cdot 8,00}$$

$$v = 0,97\ \text{m/s}$$

4.12.3 - Velocidade dos gases através do feixe

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

onde:

St = passo transversal

Sd = passo diagonal
 Sl = passo longitudinal
 D = diâmetro dos tubos

As dimensões acima são obtidas através do arranjo do feixe de tubos, em anexo.

Então,

$$St = 200 \text{ mm}$$

$$Sd = 128 \text{ mm}$$

$$Sl = 80 \text{ mm}$$

$$V_o = \frac{0,97 \cdot 0,2}{2(0,128 - 0,076)}$$

$$V_o = 1,87 \text{ m/s}$$

4.12.4 - Temperatura média de entrada e saída do feixe

$$T_m = \frac{T_e + T_{sf}}{2}$$

$$T_m = \frac{825 + 410}{2}$$

$$T_m = 617,5^\circ\text{C}$$

4.12.5 - Coeficiente de película externa do tubo

$$h_e = \frac{V_o^{0,654} \cdot (4,3 + \frac{2,5 \cdot T_m}{100}) \cdot f}{D^{0,346}}$$

sendo $f = 1,4$ (fator que leva em consideração o número de fileiras)

$$h_e = \frac{(1,87)^{0,654} (4,3 + \frac{2,5 \cdot 617,5}{1000}) \cdot 1,4}{(0,076)^{0,346}}$$

$$h_e = 30,05 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

4.12.6 - Coeficiente global de transferência de calor (U)

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

onde:

h_i = coeficiente de película interno

k = coeficiente de condutibilidade térmica do tubo

e = espessura do tubo

valores utilizados:

$$h_i = 5000 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

$$e = 3 \text{ mm}$$

$$k = 40 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{30,05} + \frac{0,003}{40} + \frac{1}{5000}}$$

$$U = 29,80 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

4.12.7 - Diferença média logarítmica de temperatura (DMLT)

Define-se como:

$$\Delta T_m = \frac{Te - Ts_f}{\ln \frac{Te - Ta}{Ts - Ta}}$$

onde:

Te = temperatura na entrada do feixe

Tsf= temperatura na saída do feixe

Ta = temperatura da água a pressão de projeto

valores utilizados:

$$Te = 825^{\circ}\text{C}$$

$$Tsf= 410^{\circ}\text{C}$$

$$Ta = 220,8^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_m = \frac{825 - 410}{\ln \frac{825 - 220,8}{410 - 220,8}}$$

$$\Delta T_m = 357,4^{\circ}\text{C}$$

4.12.8 - Área de troca de calor

$$A = \frac{Q_f}{U \cdot \Delta T_m}$$

onde:

Qf = calor trocado no feixe

$$Q_f = 4\,465\,630 \text{ Kcal/H}$$

$$A = \frac{4\,465\,630}{29,80 \cdot 357,4}$$

$$A = 419,3 \text{ m}^2$$

4.12.9 Superfície média de um tubo de convecção

$$S_m = \pi \cdot D \cdot \ell$$

onde:

D = diâmetro do tubo

ℓ = comprimento do tubo

sendo:

$$D = 0,076 \text{ m}$$

$$\ell = 5 \text{ m}$$

$$S_m = \pi \cdot 0,076 \cdot 5$$

$$S_m = 1,19 \text{ m}^2$$

4.12.10 Número de tubos do feixe de convecção

$$\text{número de tubos} = \frac{\text{área de troca de calor}}{\text{área de cada tubo}}$$

$$\text{número de tubos} = \frac{419,3}{1,19} = 353$$

Portanto o feixe de convecção possuirá 353 tubos,
com a seguinte distribuição:

$$11 \text{ fileiras de } 20 \text{ tubos} = 220 \text{ tubos}$$

$$7 \text{ fileiras de } 19 \text{ tubos} = \frac{133 \text{ tubos}}{353 \text{ tubos}}$$

5 - DETERMINAÇÃO DO ECONOMIZADOR:

5.1 - DIFERENÇA MÉDIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURA

$$\Delta T_m = \frac{(T_s' - T_{eag}) - (T_e' - T_{sag})}{\ln \frac{T_s' - T_{eag}}{T_e' - T_{sag}}}$$

T_e' = temperatura de entrada dos gases

T_s' = temperatura de saídas dos gases

T_{eag} = temperatura de entrada da água

T_{sag} = temperatura de saída da água

$$T_e' = 410^{\circ}\text{C}$$

$$T_s' = 250^{\circ}\text{C}$$

$$T_{eag} = 25^{\circ}\text{C}$$

$$T_{sag} = 105^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_m = \frac{(250 - 25) - (410 - 105)}{\ln \frac{(250 - 25)}{(410 - 105)}}$$

$$\Delta T_m = 263^{\circ}\text{C}$$

5.2 - Coeficiente Global de transferência de calor:

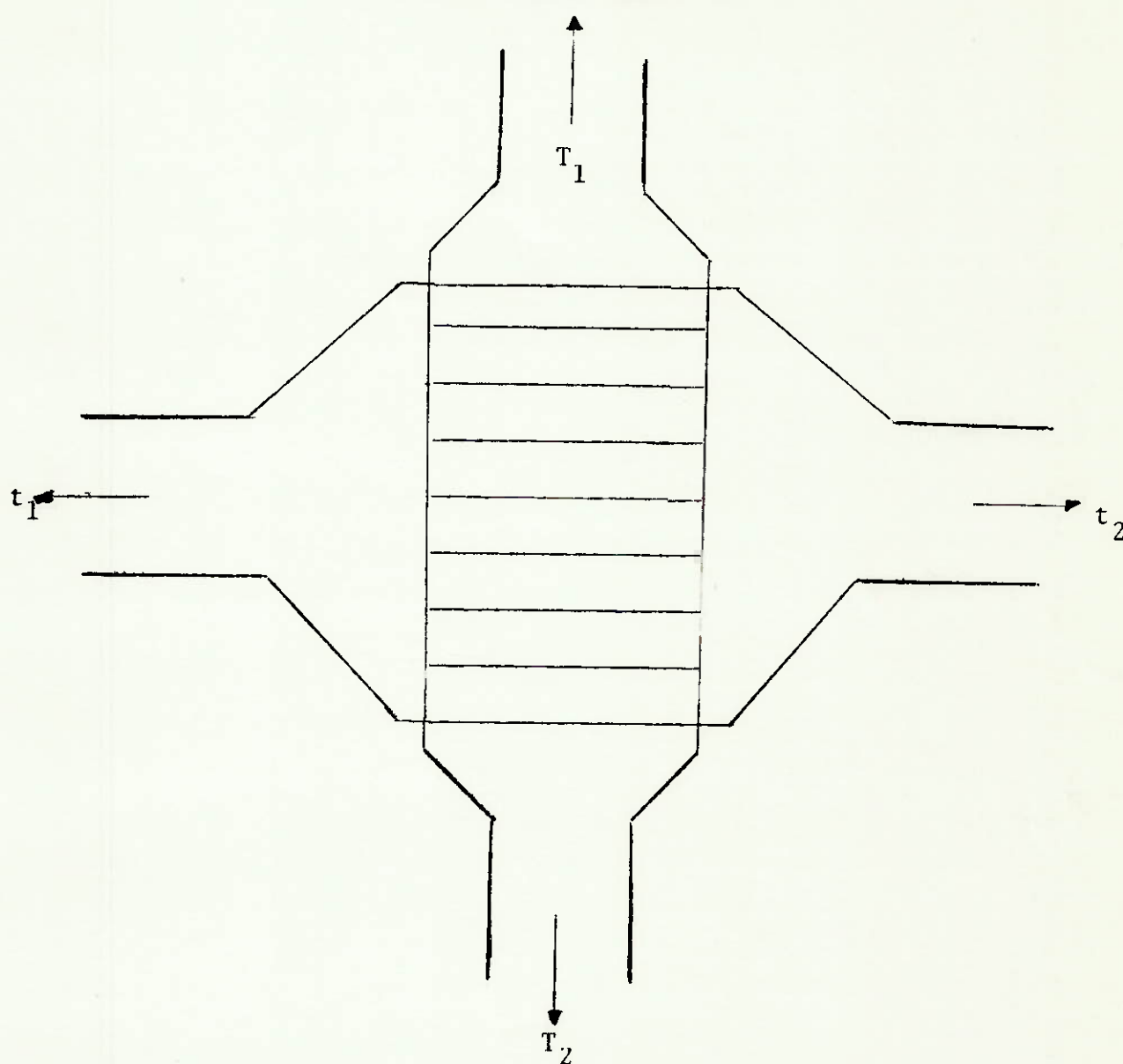
Da Tabela 1 tem-se um valor aproximado para U :

$$U = 80 \text{ Kcal/hm}^2\text{C}$$

5.3 -

FATOR DE CORREÇÃO APLICADO A DMLT:

De acordo com o âbaco 6:



$$T1 = 410^{\circ}\text{C}$$

$$t1 = 25^{\circ}\text{C}$$

$$T2 = 250^{\circ}\text{C}$$

$$t2 = 105^{\circ}\text{C}$$

$$R = \frac{T1 - T2}{t2 - t1}$$

$$R = \frac{410 - 250}{105 - 25}$$

$$R = 2,00$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$P = \frac{105 - 25}{410 - 25}$$

$$P = 0,21$$

Com os valores de R e P calculados obtem-se do
 âbaco 6 :

$$F = 0,97$$

5.4 -

ÁREA DE TROCA DE CALOR

$$Q_{ec} = U_{AF} \Delta T_m$$

$$A = \frac{Q_{ec}}{F \cdot T_m}$$

$$A = \frac{1\ 601\ 200}{80 \cdot 0,97 \cdot 263}$$

$$A = 78,5\ m^2$$

6 - DETERMINAÇÃO DO PRÉ-AQUECEDOR DE AR:

6.1 - DIFERENÇA MÉDIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURA:

$$\Delta T_m = \frac{(T_s'' - T_{ea}) - (T_e'' - T_{sa})}{\ln \frac{T_s'' - T_{ea}}{T_e'' - T_{sa}}}$$

T_e'' = temperatura de entrada dos gases

T_s'' = temperatura de saída dos gases

T_{ea} = temperatura de entrada do ar

T_{sa} = temperatura de saída do ar

$$T_e'' = 250^{\circ}\text{C}$$

$$T_s'' = 140^{\circ}\text{C}$$

$$T_{ea} = 25^{\circ}\text{C}$$

$$T_{sa} = 160^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_m = \frac{(140 - 25) - (250 - 160)}{\ln \frac{(140 - 25)}{(250 - 160)}}$$

$$\Delta T_m = 102^{\circ}\text{C}$$

6.2 - COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR:

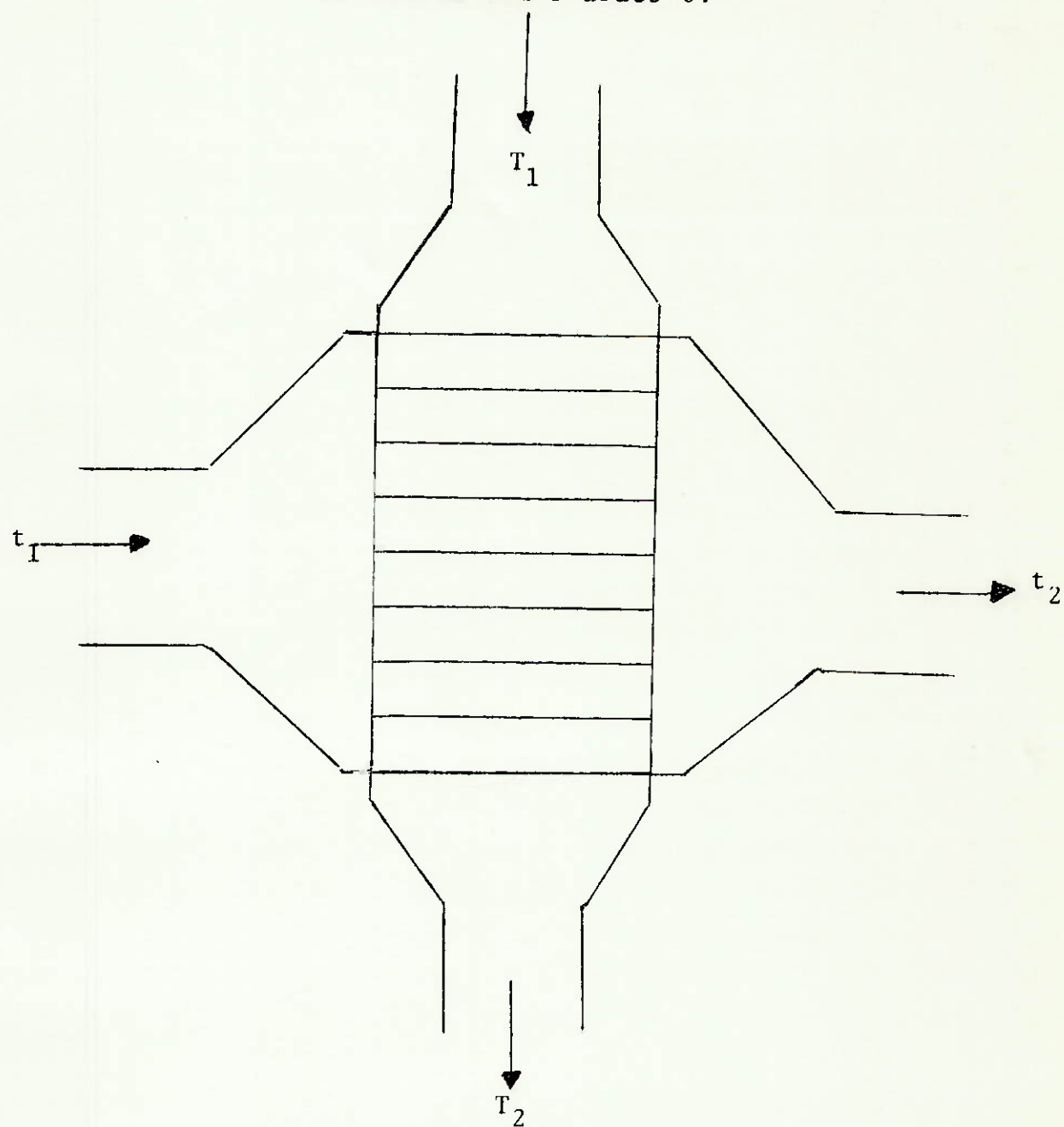
Da tabela 1 temos um valor aproximado para U :

$$U = 40 \text{ Kcal/hm}^2\text{C}$$

6.3 -

Fator de correção aplicado a DMLT

De acordo com o âbaco 6:



$$t_1 = 250^{\circ}\text{C}$$

$$T_1 = 25^{\circ}\text{C}$$

$$t_2 = 140^{\circ}\text{C}$$

$$T_2 = 160^{\circ}\text{C}$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

$$R = \frac{25 - 160}{140 - 250}$$

$$R = 1,23$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$P = \frac{140 - 250}{25 - 250}$$

$$P = 0,49$$

Com os valores de R e P calculados obtém-se ao
ábaco 6 :

$$F = 0,82$$

6.4 - ÁREA DE TROCA DE CALOR:

$$Q_a = U A_F \Delta T_m$$

$$A = \frac{Q_a}{U_F \Delta T_m}$$

$$A = \frac{958\,582,4}{40 \cdot 0,8 \cdot 102}$$

$$A = 293,7 \text{ m}^2$$

7 - PERDAS DE CALOR

7.1 - DEFINIÇÃO

São as parcelas de calor do combustível alimentado na fornalha não aproveitadas na produção de vapor.

As perdas são provenientes de duas origens: perdas ocasionais, decorrentes da má operação ou deficiência de projeto ou de equipamento e; perdas normais, constante de cada gerador, pré - fixadas pelo projeto, fazendo parte da operação do equipamento.

7.2 - DETERMINAÇÃO DAS PERDAS DE CALOR

7.2.1 - Perdas nas cinzas

São provenientes do calor do próprio combustível caído no cinzeiro e do calor sensível da própria cinza.

Admite-se, a favor da segurança, igual a 1% do calor total.

7.2.2 - Perdas devidas a combustão incompleta

São representadas pela fuligem arrastada através de toda caldeira até a chaminé e pelos gases CO e H₂ que se desprendem na chaminé.

Admite-se a favor da segurança, igual a 3% do calor total.

7.2.3 - Perdas por irradiação

Correspondem ao calor do combustível dissipado pelas paredes do gerador de vapor.

Para paredes de água (utilizadas nesse projeto) admite-se igual a 1% do calor total.

7.2.4 - Perdas por calor sensível na chaminé

É o calor sensível dos gases de combustão que saem para a atmosfera.

Do balanço de energia obteve-se igual a 1.225.197,6 Kcal/h.

7.2.5 - Perdas por parada - partida e variação de carga.
Admite-se igual a 1% do valor total.

7.3 - Calor total perdido (Qtp)

$$Q_{tp} = 6\% \cdot Q_t + 1\,225\,197,6$$

$$Q_{tp} = 0,06 \cdot 15\,079\,330 + 1\,225\,197,6$$

$$Q_{tp} = 2\,129\,957 \text{ Kcal/h}$$

7.4 - VERIFICAÇÃO DO RENDIMENTO DO GERADOR DE VAPOR

$$n = \left(1 - \frac{Q_{tp}}{Q_t}\right) \cdot 100$$

$$n = \left(1 - \frac{2\,129\,957}{15\,079\,330} \right) \cdot 100$$

$$n = (1 - 0,141) \cdot 100$$

$$n = 85,9\%$$

Os dados de projeto especificam um rendimento igual a 81%. A estimativa de rendimento de 85,9% permite suprir outras perdas não previstas anteriormente.

8 - CÁLCULOS MECÂNICOS:

8.1 - DIMENSIONAMENTO DO SUPORTE PARA QUEIMA DE COMBUSTÍVEL:

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

onde:

S_g = área do suporte (m^2)

Q_t = calor total introduzido na fornalha (Kcal/h)

K = carga específica da grelha (Kcal/h m^2)

$$S_g = \frac{15\ 079\ 330}{1\ 200\ 000}$$

$$S_g = 12,57\ m^2$$

Ao final do trabalho encontra-se o detalhamento do suporte para queima de combustível, onde pode-se observar suas várias características.

8.2 - TUBOS DA CÂMARA DE COMBUSTÃO:

Foi-se adotado tubos de 3" aletados com passo P de 100 mm. Anexado ao trabalho tem-se um croquis da distribuição dos tubos.

Em anexo tem-se uma tabela com as características de tubos para caldeiras, conforme a norma DIN 2448.

A tolerância no diâmetro interno é de $\pm 1\%$, conforme DIN 1629-1.

- material dos tubos : St 00.29 (Aço comum)

8.3 - DIMENSIONAMENTO DO TAMBOR:

8.3.1 - Espessura do tambor

$$e = \frac{p \cdot d}{2 \sigma E}$$

onde:

e = espessura (cm)

p = pressão (Kgf/cm²)

d = diâmetro (cm)

σ = tensão admissível do material

E = fator de eficiência

Então, calcula-se:

8.3.1.1 - Fator de eficiência

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

$$E = \frac{128 - 76}{128}$$

$$E = 0,41$$

8.3.1.2 - Tensão admissível

Segundo a tabela 2:

material : ASTM 515 GRAU 65

tensão de escoamento = 2450 Kgf/cm²

coeficiente de segurança = 3

$$\sigma = \frac{4000}{3}$$

$$\sigma = 817 \text{ Kgf/cm}^2$$

Agora, tendo-se:

$$p = 24 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$d = 120 \text{ cm}$$

$$\sigma_e = 817 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$E = 0,41$$

Calcula-se e,

$$e = \frac{24 \cdot 120}{2 \cdot 817 \cdot 0,41}$$

$$e = 4,30 \text{ cm}$$

Adota-se e = 50 mm

8.3.2 - Comprimento do tambor

$$L = \frac{8 \cdot V_c}{\pi d^2}$$

8.3.2.1 - Volume da câmara do tambor

$$V_c = \frac{D \cdot v}{G}$$

onde:

D = descarga de vapor

v = volume específico do vapor

G = constante referente a qualidade da água

Do âbaco 5 tem-se $G = 500 \text{ m}^3 \cdot \text{h/m}^3$, das tabelas de propriedades termodinâmicas tem-se:

$$v = 0,0849 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$V_c = \frac{20000 \cdot 0,849}{500}$$

$$V_c = 3,40 \text{ m}^3$$

Como $V_c = \frac{V_{\text{tambor}}}{2}$, calculamos L pela expressão dada anteriormente.

$$L = \frac{8 \cdot 3,40}{\pi \cdot (1,2)^2}$$

$$L = 6,01\text{m}$$

BIBLIOGRAFIA

- PERA, Hildo - Geradores de Vapor de Água (Caldeiras), São Paulo, EPUSP, Departamento de Engenharia Mecânica, 1966.
- SHIELD, Carl D. - Caldeiras: tipos, características y sus funciones - Barcelona, Campaña Editorial Continental S/A., 1970.
- HOLMAN, Jack Philip - Transferência de Calor, São Paulo, Editora Mc Graw-Hill do Brasil Ltda, 1983.
- VAN WYLEN, Gordon J. e SONNTARG, Richard E., São Paulo, Editora Edgard Blucher Ltda, 2ª edição, 1981.
- The Babcock & Wilcox Company, New York - Steam, its generation - and use, New York, 37ª edição, 1972.
- SILVA, Remy Benedicto - Gerador de vapor de água, São Paulo, - EPUSP, 1957.
- RAVAGLIA, Ennio - Projeto de uma caldeira, São Paulo, Depto. de Publicações do C.A. da E.E. Mauá, 1967.
- FRAAS, Arthur P. e Ozisik, M. Necati - Heat Exchanger Design. New York, John Wiley & Sons Inc., 1965.
- SILVA, Remy Benedicto - Manual de Termodinâmica e Transferência de calor, São Paulo, 6ª Edição, Grêmio Politécnico - DLP , 1.980.
- Normas:
- NB 227 - Caldeiras Estacionárias, código para Projeto e Construção. Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1974.

Situação física	U	
	Btu/h.pé ² .°F	W/m ² .°C
Parede com superfície externa de tijolo aparente, revestida internamente de gesso, não isolada	0,45	2,55
Parede estrutural, revestida internamente de gesso:		
Não isolada	0,25	1,42
Isolada com lã de rocha	0,07	0,4
Janela de vidro simples	1,10	6,2
Janela de vidro duplo	0,40	2,3
Condensador de vapor	200-1000	1100-5600
Aquecedor de água de alimentação	200-1500	1100-8500
Condensador de Freon-12 resfriado com água	50-150	280-850
Trocador de calor água-água	150-300	850-1700
Trocador de calor de tubo aletado com água no interior dos tubos e ar sobre os tubos	5-10	25-55
Trocador de calor água-óleo	20-60	110-350
Vapor-óleo combustível leve	30-60	170-340
Vapor-óleo combustível pesado	10-30	56-170
Vapor-querosene ou gasolina	50-200	280-1140
Trocador de calor de tubo aletado, vapor nos tubos, ar sobre os tubos	5-50	28-280
Condensador de amônia, água nos tubos	150-250	850-1400
Condensador de álcool, água nos tubos	45-120	255-680
Trocador de calor gás-gás	2-8	10-40

Tabela 1
valores de alguns coeficientes globais de transferência de calor

DIN 2448

Tubos MANNESMANN, de aço sem costura, pretos, com pontas lisas, para caldeiras e outros fins, segundo as normas DIN 2448. (Tolerâncias cf. DIN 1629-I).

Diâmetro externo	Espessura de parede	Peso teórico
mm	mm	kg/m
25,0	2,50 3,00	1,39 1,63
32,0	2,75 3,25	1,99 2,31
38,0	2,75 3,25	2,39 2,79
44,5	2,75 3,25	2,83 3,31
51,0	2,75 3,25	3,28 3,83
57,0	3,00 3,50	4,00 4,63
63,5	3,00 3,50	4,48 5,19
70,0	3,00 3,50	4,96 5,74
76,0	3,00 3,50	5,40 6,27
83,0	4,00	7,79
89,0	4,00	8,38
95,0(*)	4,00	8,98
102,0	4,00	9,67
108,0(*)	4,00	10,30
121,0(*)	4,00	11,50
133,0	4,00	12,70
146,0(*)	4,25	14,90
159,0	4,50	17,20
171,0(*)	4,50	18,50
191,0	6,00	27,40
216,0	6,50	33,60
219,1	6,50	34,10

DADOS TÉCNICOS:

Material: Os tubos para caldeiras, fabricados em aço carbono, podem ser fornecidos, segundo os fins aos quais se destinam, nas seguintes qualidades:

1) Aço comum (St 00.29)

Pressão de ensaio com água fria: 50 kg/cm²

2) Em aços especiais:

a) St 35.29, St 45.29 etc. cf. as normas alemãs DIN.

b) Aços de acordo com as normas ASTM e SAE

c) Aços-liga

d) Tubos trefilados a frio em aços ST 35.8 St 45.8, 15 Mo 3, 13 CrMo 44 e 10 CrMo 9 10, cf. DIN 17.175.

Não constando da encomenda nenhuma indicação específica, os tubos são fornecidos em comprimentos de fabricação de 4 até 7m, exceto para a bitola de 76,0 mm com 4 até 6,50 m, a bitola de 83,0 mm com 3,5 até 5,5 m, e a bitola de 89,0 mm com 3 até 7 m.

Os tubos podem ser fornecidos também em comprimentos fixos.

TOLERÂNCIAS no diâmetro externo e espessura da parede conforme DIN 1629-1.

No diâmetro externo:

Até 51mm ± 0,5 mm

Acima de 51 até 203 mm ± 1 %

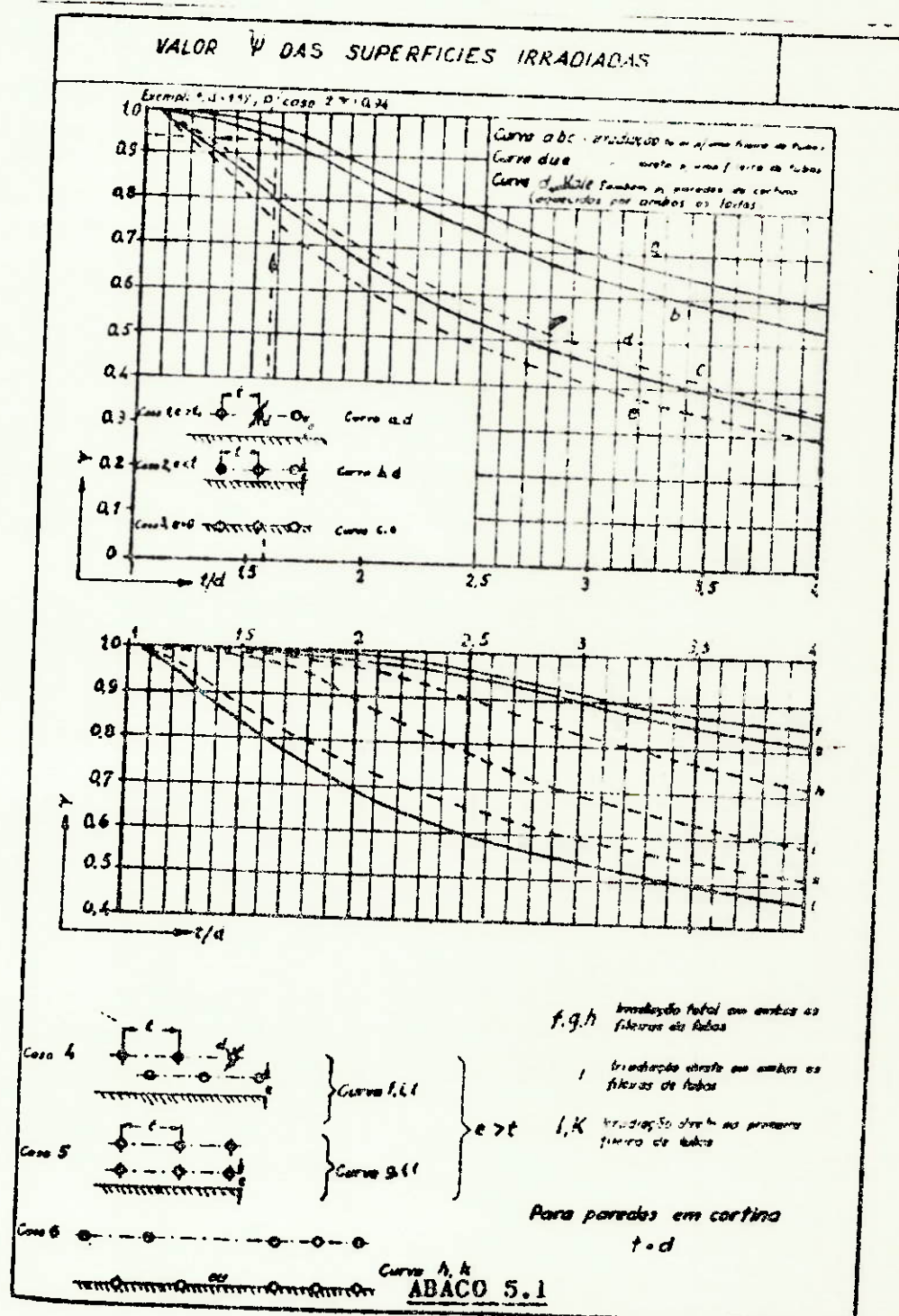
Acima de 203 mm ± 1,5 %

Na espessura da parede do tubo ± 15 %

(*) Essas bitolas poderão ser encomendadas somente para maiores quantidades, após consulta prévia.

Tabela 2

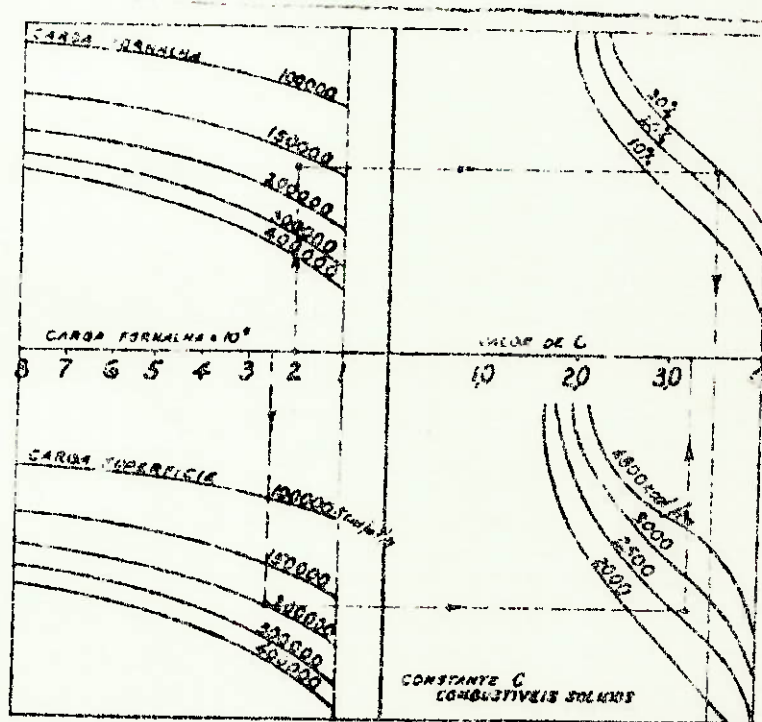
Características de tubos para caldeiras (conforme norma DIN 2448)



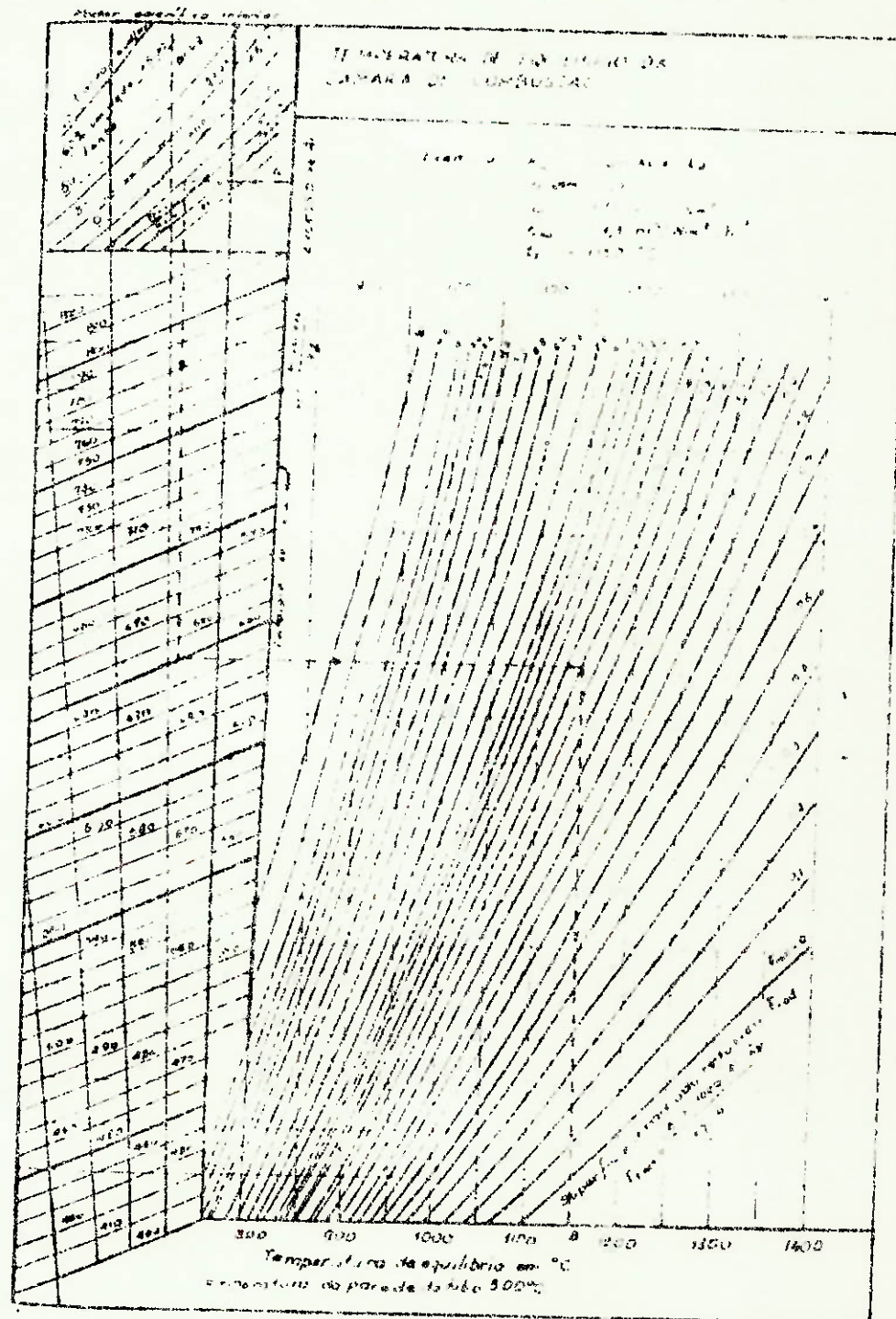
$$T_0 = (t_0 + 2 \cdot 3) \cdot 0,72$$

$$T_0 = 10 + 6 = 16$$

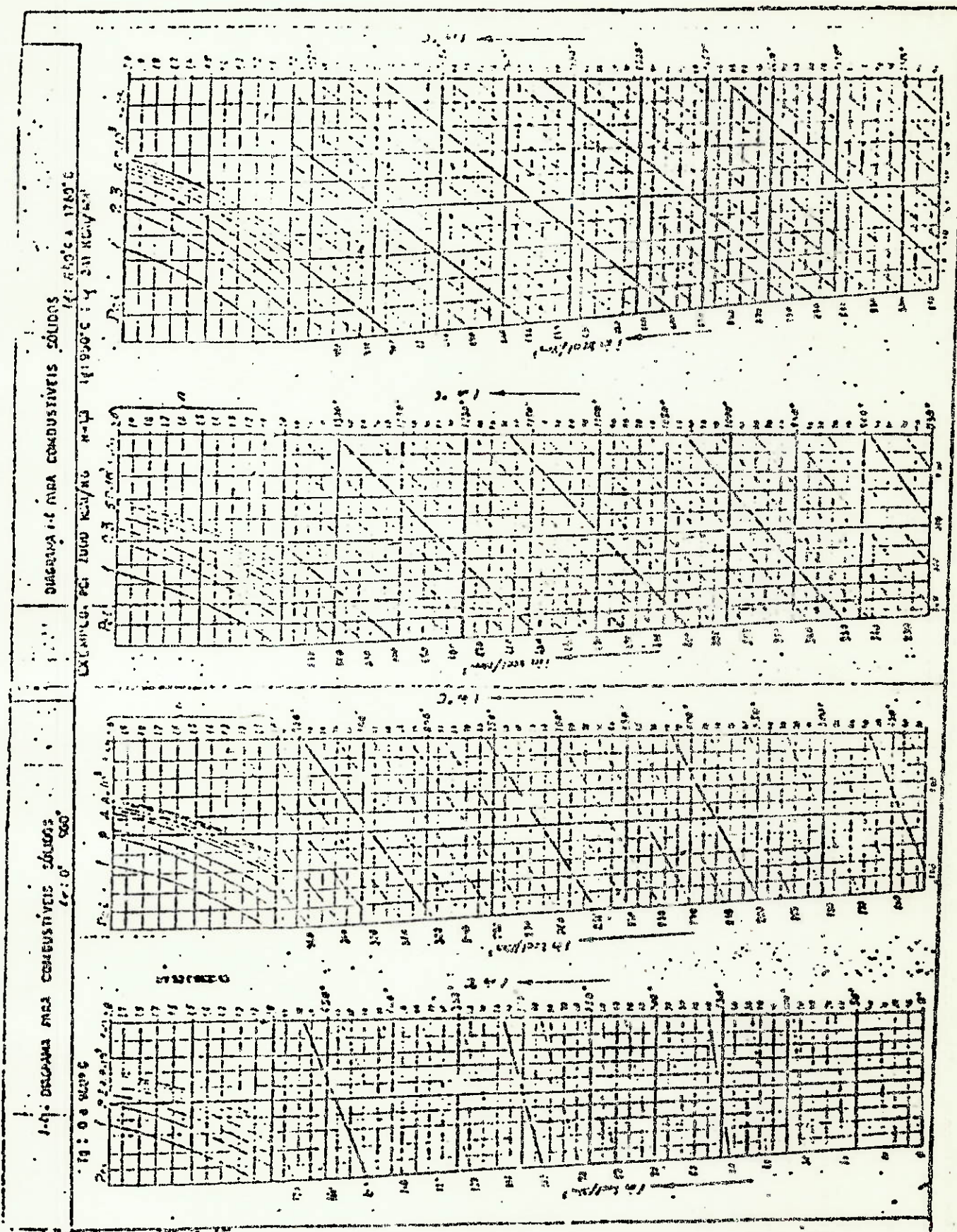
Abaco 1
Valor ψ das superfícies irradiadas



Abaco 2
Determinação de C, coeficiente da irradiação

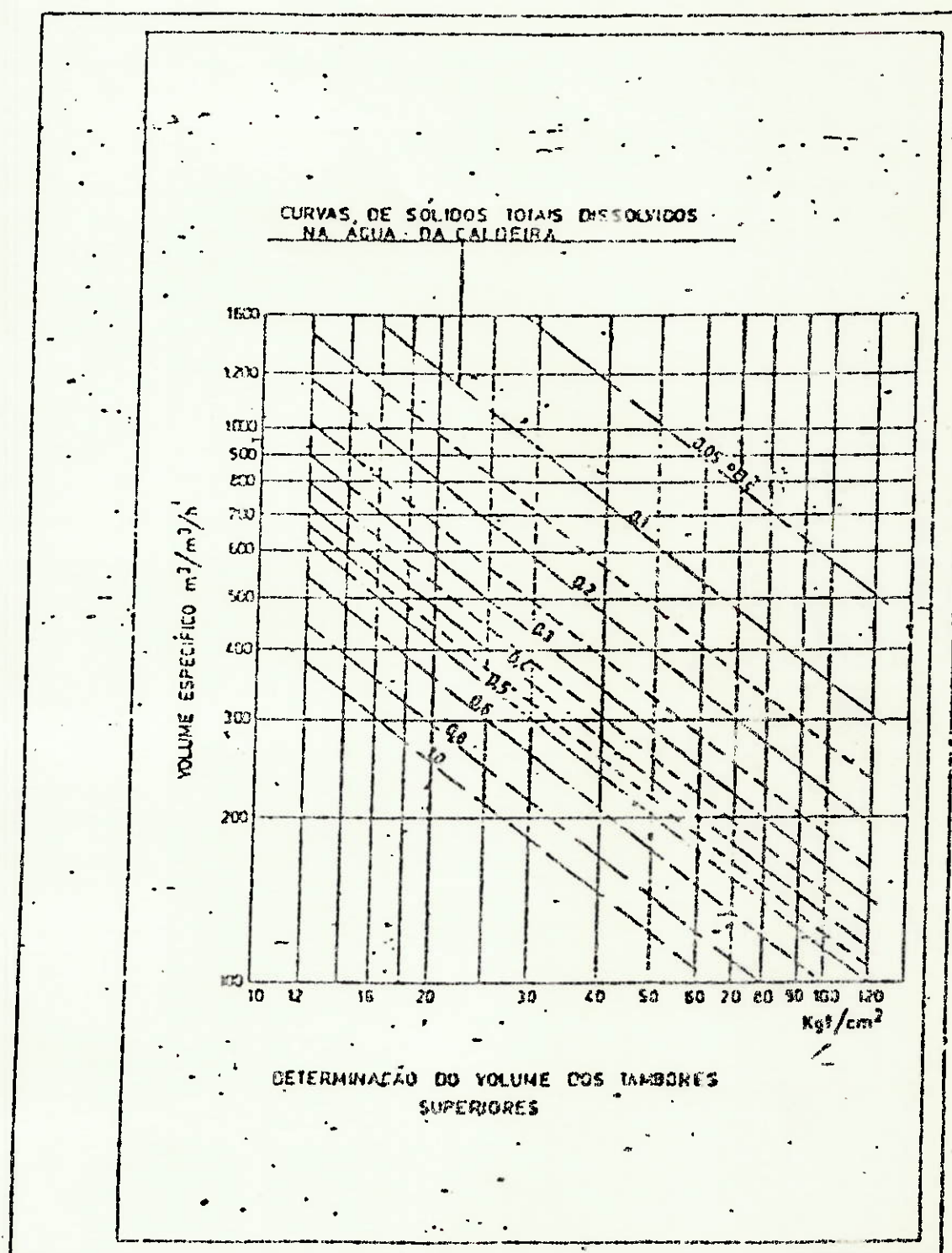


Abaco 3
Determinação da temperatura de equilíbrio da câmara de combustão

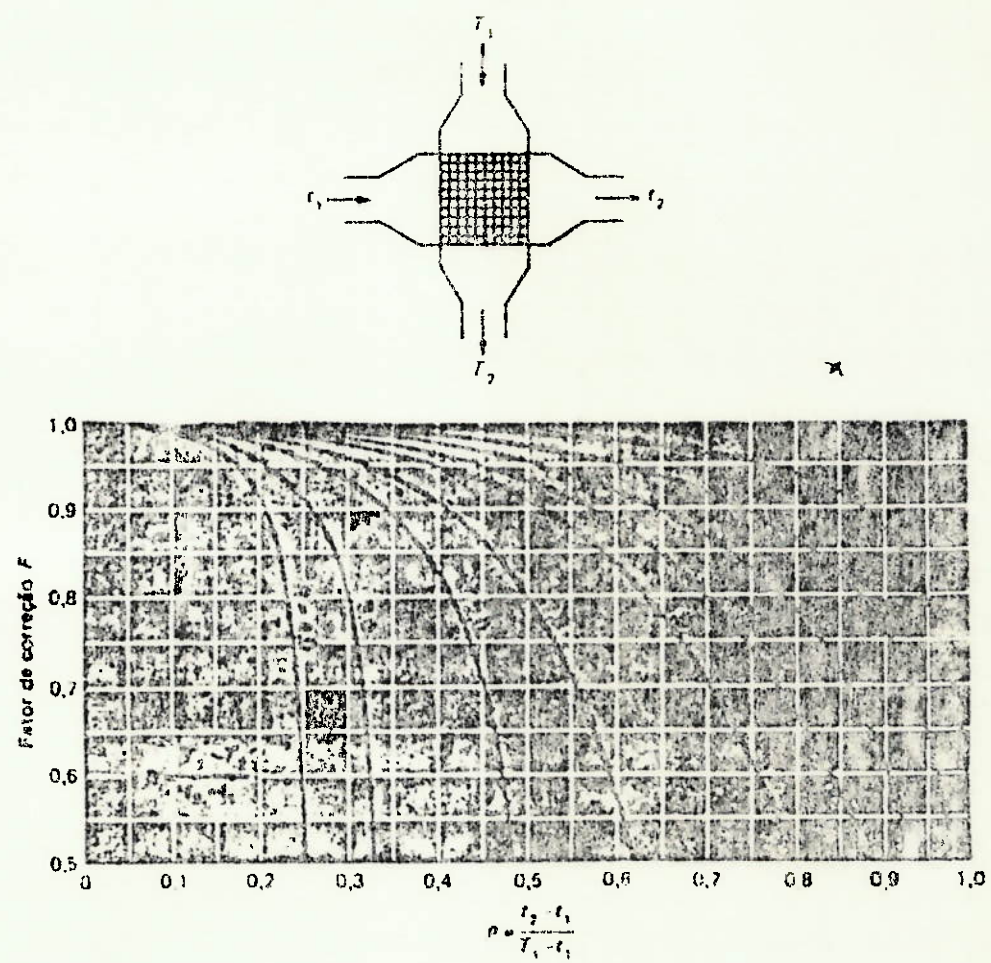


Ábaco 4

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

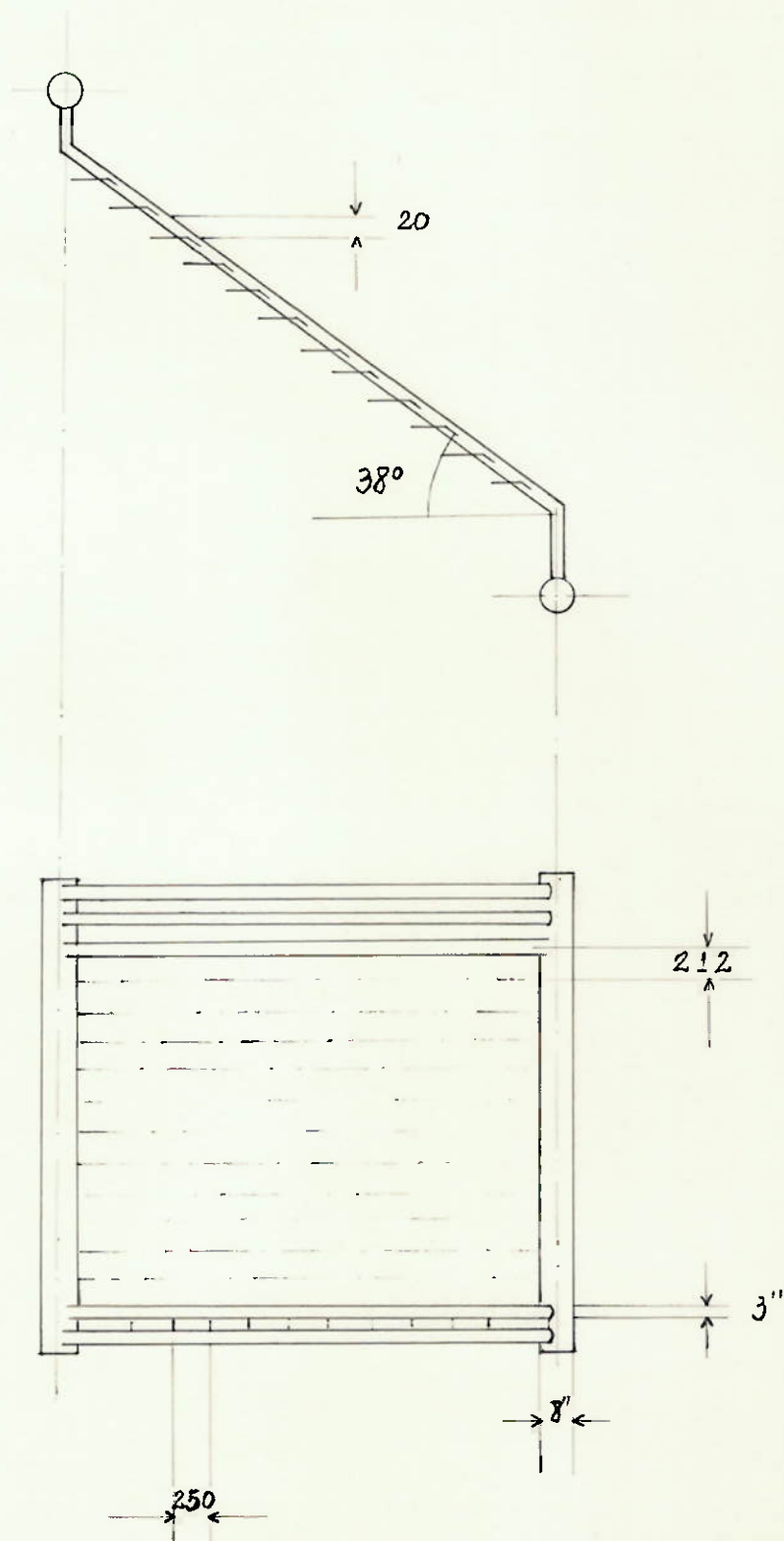


Abaco 5
Determinação do comprimento dos tambores

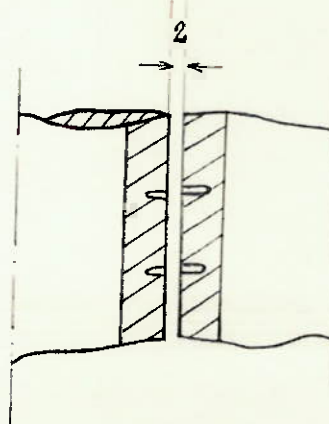
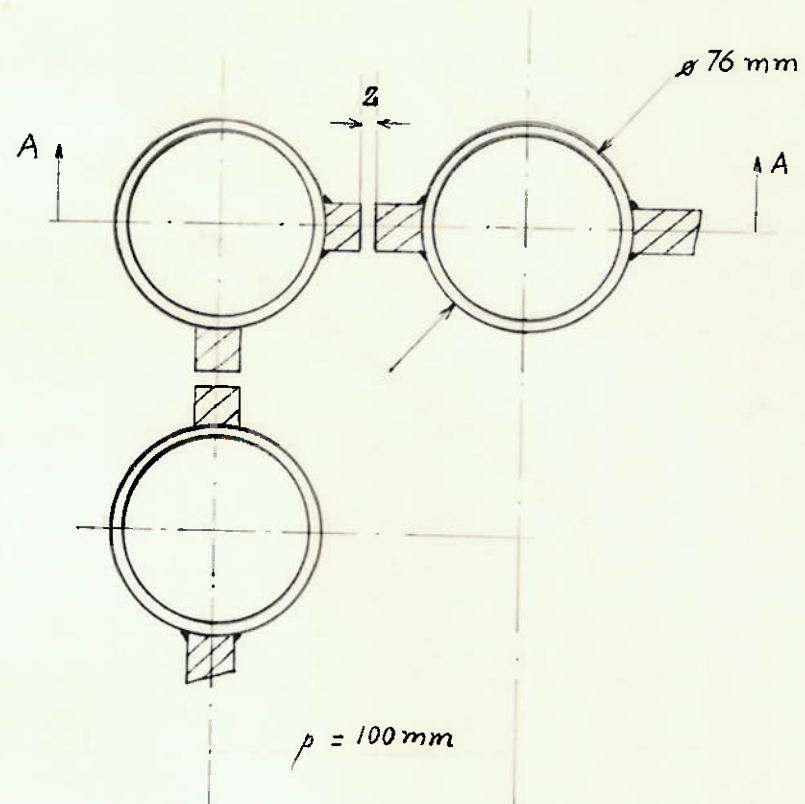


Abaco 6
Fator de correção aplicado a DMLT

DESENHOS ELABORADOS

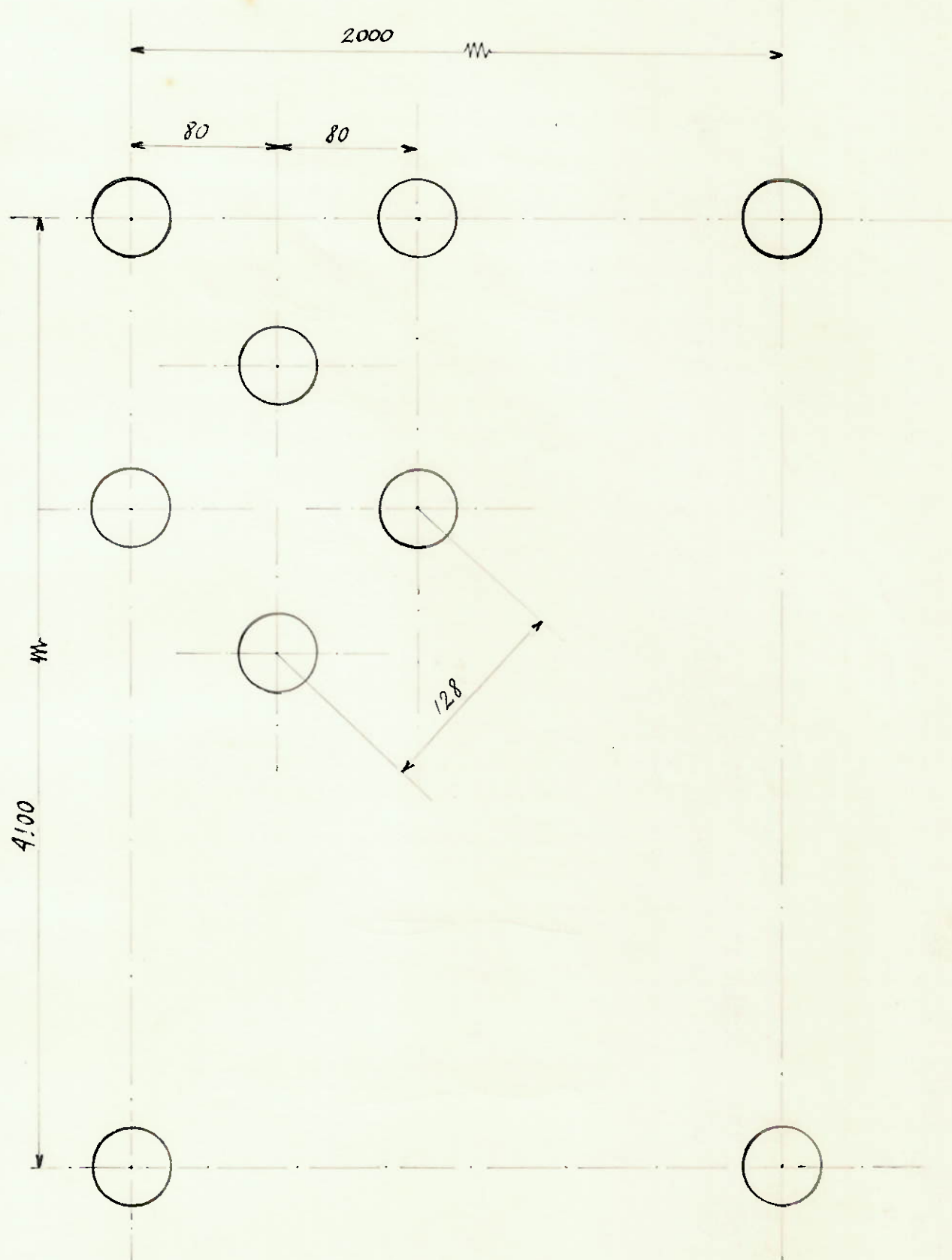


Detalhamento do suporte para queima de combustível



Corte A-A

Disposição dos tubos na camara
de combustão



Disposição dos tubos no feixe de convecção