

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

PROJETO DE UM GERADOR DE VAPOR COM COMBUSTÍVEL
LENHA PICADA

Autor: Luís Carlos de Marino Schiavon
Orientador: Prof. Hildo Pera

1985

Sumário :

O problema energético que o mundo enfrenta hoje será duradouro e tende a agravar-se com o tempo. O Brasil em particular, dada a sua forte dependência do petróleo em matéria de combustível, deve procurar diversificar urgentemente suas fontes energéticas e, com isso, livrar-se da dependência petrolífera.

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

Torna-se necessário, portanto, que se projetem equipamentos que utilizem da forma correta e racional essa fonte energética.

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

Índice

	<u>pg.</u>
1. Introdução	
1.1 Breve histórico da geração de vapor	01
1.1.1 Aspectos brasileiros	07
2. Justificação para a escolha do projeto	10
3. Dados de projeto	11
3.1 Seleção do gerador de vapor e da fornalha	12
3.1.1 Definição	12
3.1.2 Tipos fundamentais	12
3.1.2.1 Caldeiras tubos de fumaça(fogotubulares) ..	12
3.1.2.2 Caldeiras tubos de água(aquatubulares)..	12
3.1.3 Seleção do tipo de gerador de vapor.....	13
3.1.4 Seleção do tipo de fornalha	13
4. Cálculos Térmicos	
4.1 Poder calorífico inferior do combustível	15
4.2 Quantidade de calor a ser fornecido para a água	16
4.3 Consumo de combustível	17
4.4 Volume dos fluidos	17
4.4.1 Volume de ar teórico	17
4.4.2 Volume de ar real	18
4.4.3 Vazão de ar necessária	18
4.4.4 Volume teórico dos gases de combustão	18
4.4.5 Volume real dos gases de combustão	19
4.4.6 Vazão dos gases de combustão	19
4.5 Determinação do Calor total introduzido na fornalha ..	19
4.5.1 Calor liberado pela queima da lenha	19
4.5.2 Calor contido no ar de combustão	20
4.6 Volume da câmara da combustão	20
4.7 Dimensões da fornalha	21
4.7.1 Área da fornalha	21
4.8 Determinação da temperatura de equilíbrio na câmara de combustão	21
4.8.1 Dimensões da caldeira	21
4.8.2 Área projetada	21
4.8.3 Superfície irradiada	22
4.8.4 Superfície reduzida	22

4.8.5 Cálculo da temperatura de equilíbrio na câmara de combustão	22
4.9 Determinação das trocas de calor	23
4.9.1 Entalpia dos gases após a câmara de combustão ..	23
4.9.2 Calor dos gases após a fornalha	23
4.9.3 Calor absorvido na fornalha	23
4.9.3.1 Verificação da margem de erro de T_e	24
4.9.4 Calor fornecido ao feixe de tubos	25
4.9.5 Saldo de calor após o feixe.....	25
4.9.6 Calor fornecido ao economizador	25
4.9.7 Calor fornecido ao pré-aquecedor de ar	25
4.9.8 Saldo de calor para a chaminé	26
4.10 Balan	

6.4 Área de troca de calor	38
7. Perdas de Calor	
7.1 Definição	39
7.2 Determinação das perdas de calor	39
7.2.1 Perdas nas cinzas	39
7.2.2 Perdas devidas a combustão incompleta	39
7.2.3 Perdas por irradiação	39
7.2.4 Perdas por calor sensível na chaminé	40
7.2.5 Perdas por parada-partida e variação de carga ..	40
7.3 Calor total perdido	40
7.4 Verificação do rendimento do gerador de vapor	40
8. Cálculos Mecânicos	
8.1 Dimensionamento do suporte para queima de combustível.	41
8.2 Tubos da câmara de combustão	41
8.3 Dimensionamento do tambor	42
8.3.1 Espessura do tambor	42
8.3.1.1 Fator de eficiência	42
8.3.1.2 Tensão admissível	42
8.3.2 Comprimento do tambor	43
8.3.2.1 Volume da câmara do tambor	43
Bibliografia	45
Anexos	
Tabela 1	
Valores de alguns coeficientes globais de transferência de calor	47
Tabela 2	
Propriedades mecânicas de alguns aços	48
Tabela 3	
Características de tubos para caldeira(conforme norma DIN 2448)	49
Âbaco 1	
Valor ϕ das superfícies irradiadas	50
Âbaco 2	
Determinação de C, coeficiente de irradiação	51

Abaco 3

Determinação da temperatura de equilíbrio da câmara de combustão. 52

Abaco 4

Determinação da entalpia de saída dos gases da câmara de combustão, temperatura na saída do feixe e na chaminé 53

Abaco 5

Determinação do comprimento dos tambores 54

Abaco

Fator de correção aplicado a DMLT 55

Desenhos Elaborados

Detalhamento do suporte para queima do combustível 57

Disposição dos tubos na câmara de combustão 58

Disposição dos tubos no feixe de convecção 59

Esquema geral do gerador de vapor 60

1 - Introdução

1.1 - Breve histórico da geração de vapor

As possibilidades de utilização de vapor como fonte de energia já eram conhecidas desde aproximadamente o ano 150 A.C. Por essa época, Hero de Alexandria, em seu trabalho "Pneumática", discorre sobre antigas descobertas neste campo, e também apresenta suas próprias invenções, sendo que a mais importante ficou sendo conhecida como a "máquina de Hero" (fig. 1). Este aparelho constituía-se de uma esfera ôca, dotada de dois tubos em pontos opostos, virados em ângulo reto, no sentido oposto. Quando cheia de água e aquecida, a força do vapor liberado pelos tubos contra o ar provocava um movimento rotativo. Pode-se portanto, considerar a "máquina de Hero" como a primeira turbina de reação da história, se bem que muito primitiva. Entretanto, não existe menção em seus trabalhos a qualquer aplicação prática destes estudos.

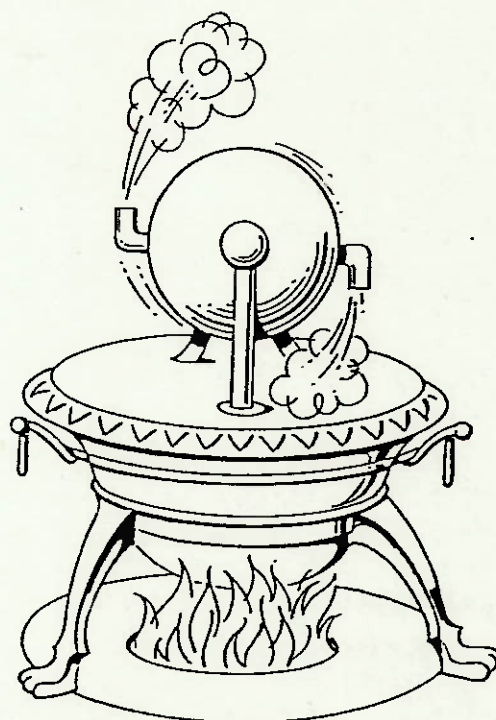


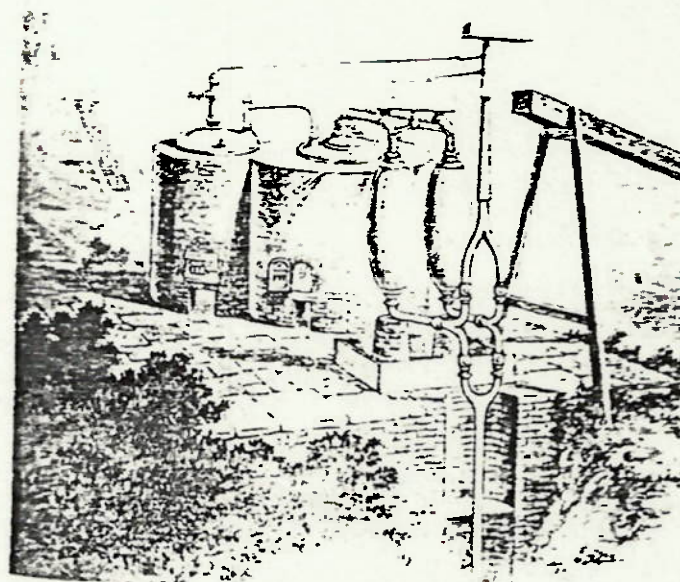
Fig.1

Essas descobertas, como muitas outras oriundas da antiguidade, perderam-se na "longa noite dos séculos", e somente

após o Renascimento foram reabordadas.

Apenas a partir de 1550 reapareceram alguns escritos sobre geração de vapor. Entre seus autores encontravam-se filósofos e matemáticos de diversas nacionalidades, principalmente alemães, italianos e franceses. Entretanto, no terreno prático, a primeira invenção de que se tem notícia, atribuída a Denis Papin (1680), é um digestor para uso culinário que funciona com válvula de segurança; é, sem dúvida, o precursor das panelas de pressão.

Nos anos seguintes, o desenvolvimento de uma máquina a vapor de valor comercial deveu-se aos esforços de três pesquisadores: DESAGULIERS, aprimorando as invenções de THOMAS SAVERY, (fig. 2) forneceu as bases para que NEWCOMEN conseguisse montar uma bomba para retirar água das minas de carvão.



dos os tipos acima mencionados eram de tubos retos. O sistema de múltiplos balões e tubos curvados foi aperfeiçoado em 1880, por ALLAN STERLING, (fig.7) tendo seu nome associado ao tipo de caldeiras de sua nova invenção.

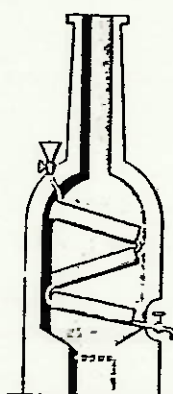


Fig. 4

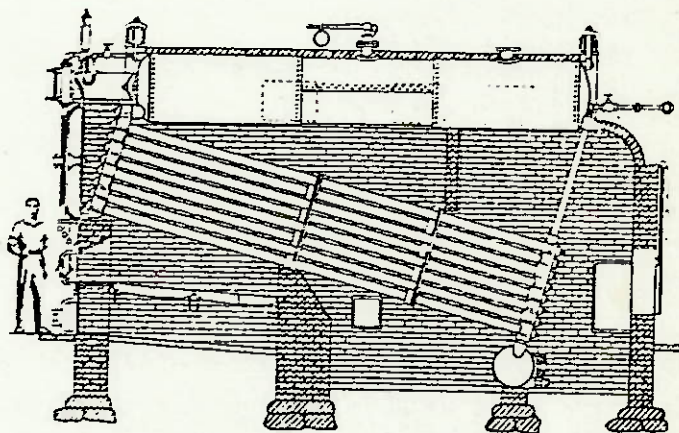
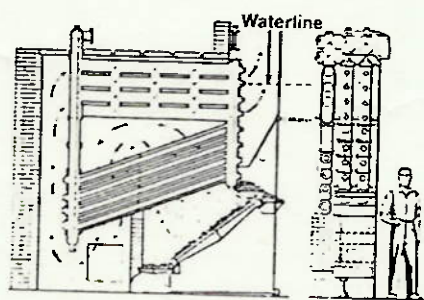


Fig. 6



- 1^a - Contratar mão de obra habilitada e adotar mo
delos de construção simples, utilizando sem-
pre os melhores materiais, cuja escolha deve
ser orientada pela experiência.
Desta maneira, evitam-se consertos inoportunos;
- 2^a - Utilizar um tambor ou balão para lama, desti-
nado a receber todas as impurezas depositadas
pela água.
Deve ser colocado fora do alcance do fogo;
- 3^a - A capacidade de vapor e água deve ser sufici-
ente para evitar flutuações na pressão do va-
por e no nível da água;
- 4^a - A superfície da água deve ser suficientemente
extensa, a fim de evitar formação de espuma na
separação da água e do vapor;
- 5^a - A circulação da água deve ser completa e cons-
tante para que todas as partes da caldeira se-
jam mantidas à mesma temperatura;
- 6^a - O compartimento de água deve ser dividido em
seções distribuídas de maneira tal que, em ca-
so de falha em alguma delas, não haja explosão
geral, limitando-se os danos ao escapamento do
conteúdo. As passagens entre as seções devem
ser largas e livres, para igual

que a combustão dos gases iniciada na fornalha, seja completada antes do escape na chaminé. (Hoje em dia é indispensável que a combustão seja completada na fornalha);

- 9^a - A superfície de aquecimento deve estar situada, na medida do possível, perpendicularmente à corrente dos gases aquecidos, interrompendo-a e tornando-a divergente, a fim de melhorar o aproveitamento do calor;
- 10^a - Todos os componentes da caldeira devem ser de fácil acesso, tendo em vista a limpeza e a manutenção; isto é muito importante, quer do ponto de vista da segurança, quer da economia;
- 11^a - As proporções da caldeira devem ser ditadas pelo trabalho a que se destina, possibilitando a sua operação a plena capacidade ou, em outras palavras, economicamente;
- 12^a - Os instrumentos, tais como válvulas de segurança, manômetros e outros devem ser selecionados criteriosamente, de acordo com o melhor padrão de qualidade que se encontre no mercado.

O 6º item destaca as medidas de segurança que já eram adotadas contra o perigo

receber treinamento e instrução no estrangeiro, bem como os técnicos especializados que vieram para cá, muito contribuíram para este fato.

Infelizmente, não só de capacidade e desempenho vive a indústria. Qualquer empresa tem, em sua fase de instalação, custos de produção mais elevados que aquelas já firmemente estabelecidas. Assim, quando a nova tarifa de Silva Ferraz encontrou em vigor, no dia 3 de setembro de 1860, a indústria nacional não pôde mais progredir. Esta tarifa, ao contrário da de Alves Branco, permitia a livre entrada de artefatos de ferro, ocasionando uma concorrência excessiva, se assim podemos dizer, entre os produtos nacionais e estrangeiros. Após essa data, a produção de caldeiras decaiu quase que completamente. Ponta da Areia entrou em falência e as outras reduziram-se a oficinas de conserto sem importância.

Com as restrições impostas à importação pela guerra de 1914/18, deu-se o ressurgimento da produção nacional de caldeiras. Esse empreendimento, entretanto, por apresentar-se em bases circunstanciais, desapareceu logo que foi findo o conflito.

Foi somente na década dos trinta que, embora em escala modesta,

2 - Justificação para a escolha do projeto

Vive-se atualmente em nosso país uma séria crise econômica. Uma das causas dessa crise é a dependência energética do petróleo importado.

Visando-se a redução dessa dependência , tem-se empreendido um grande esforço para o aumento da produção de petróleo nacional, carvão nacional, álcool etílico, xisto e da energia elétrica.

Ao mesmo tempo, procura-se a diversificação das fontes energéticas internas, promovendo-se a utilização de fontes alternativas regionais, tais como o aproveitamento energético da biomassa. Dessa forma, a lenha torna-se uma importante fonte alternativa de energia.

Dentro desse contexto, deve-se desenvolver equipamentos adequados à utilização da lenha como fonte de energia, sendo este o objetivo que consubstancia o presente trabalho.

3 - Dados de projeto

produção de vapor	20 000 Kg/h
pressão de operação	21 Kgf/cm ²
pressão de projeto	24 Kgf/cm ²
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.

3.1.3 - 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 combustível
- pressão e temperatura do vapor
- variação da demanda de vapor
- eficiência térmica desejável
- custo de instalação, operação, manutenção
- espaço disponível
- amortização do 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

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 da 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	1,0%
cinzas	1,5%
	100%

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

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

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

para a água :

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

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

$$h_e = 105,08 \text{ kcal/kg}$$

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

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

4.3 - Consumo de combustível

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

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:

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

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

$$\dot{V}_g =$$

4.5.2 - Calor contido no ar de combustão:

aquecimento

Será utilizado um pré-aquecedor de ar de combustão. O ar entrará na câmara de combustão com a temperatura de 1609 C.

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

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

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

$$Q_t = Q_1 + Q_2$$

$$Q_t = 13\,9$$

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

do âbaco 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 (h_{df}):

com:

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

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:

sendo:

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

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

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

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

4.12.10 - Número de tubos do feixe de convecção

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

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

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

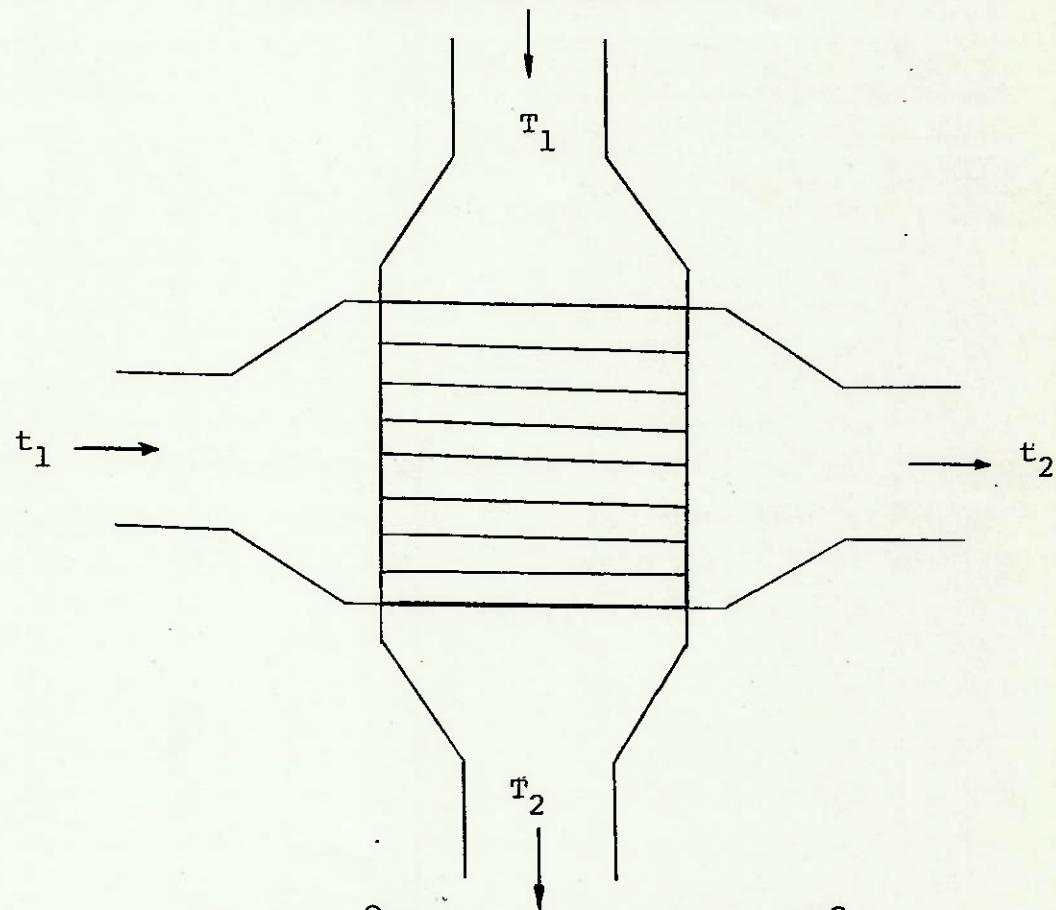
T_s' = temperatura de saída dos gases

T_{eag} = temperatura de entrada da água

T_{sag} = temperatura de saída da água

5.3 - Fator de correção aplicado a DMLT:

De acordo com o âbaco 6:



$$T_1 = 410^{\circ}\text{$$

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

$$F = 0,97$$

5.4 - Área de troca de calor

$$Q_{ec} = UAF \Delta T_m$$

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

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

$$A = 78,5 \text{ m}^2$$

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

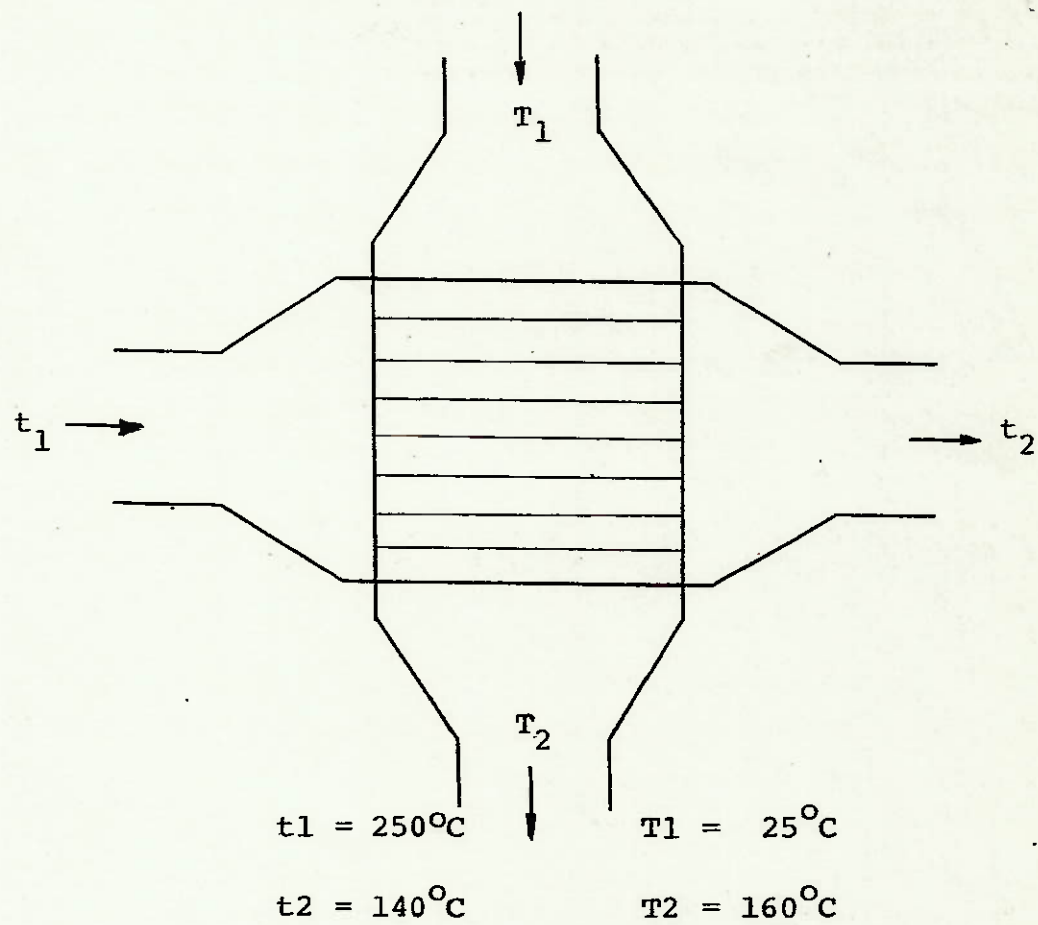
T_s'' = temperatura de saída dos gases

T_{ea} = temperatura de entrada do ar

T_{sa} = temperatura de saída do ar

6.3 - Fator de correção aplicado a DMLT

De acordo com o ábaco 6:



6.4 - Área de troca de calor:

$$Q_a = UAF \Delta T_m$$

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

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

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

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 calor total.

7.3 - Calor total perdido (Qtp)

$$Q_{tp} = 6$$

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)

$$S_g = \frac{15\ 079\ 330}{1\ 20$$

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:

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

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,

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

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

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

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

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

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

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

Anexos

