

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

"PROJETO DE UM GERADOR DE VAPOR"

**Trabalho de Formatura
apresentado à Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo.**

**Orientador: Prof. Doutor Hildo Pera
Aluno: Wellington José Moreira
Nº USP: 8253574**

SÃO PAULO

1993

Aos meus pais e amigos, que tanto
me incentivaram e que têm sido a
grande razão dessa escalada.

Espero corresponder a altura a grande
esperança em mim depositada.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador Prof. Dr. Hildo Pera pelas diretrizes seguras e o permanente incentivo.

À minha companheira Cláudia, pelo estímulo, apoio e incansável compreensão.

À todos que direta ou indiretamente colaboraram na execução deste trabalho.

SUMÁRIO

Introdução	08
1. PROJETO DE UM GERADOR DE VAPOR	10
1.1 Características Básicas	10
2. ANÁLISE DO COMBUSTÍVEL	11
2.1 Escolha do Combustível	11
2.2 Determinação da Fórmula Mínima	11
2.3 Equação da Combustão Real	13
2.3.1 Determinação da relação (massa de gases/massa de combustível)	14
2.3.2 Determinação da relação (massa de ar/massa de combustível)	14
3. ESQUEMA DA INSTALAÇÃO E CÁLCULOS PRELIMINARES	15
4. DETERMINAÇÃO DAS PERDAS E CÁLCULOS DO CONSUMO DE COMBUSTÍVEL	20
4.1 Perdas	20
4.2 Calor total e Calor útil	20
4.3 Cálculo do Consumo de Combustível	21
5. CÁLCULO DO VOLUME DA CÂMARA DE COMBUSTÃO	23
6. DIMENSIONAMENTO DO SUPERAQUECEDOR	24
6.1 Entrada/Saída	24
6.2 Cálculo de Q	25
6.3 Cálculo de T ₃	25
6.4 Escolha do Tubo	25
6.5 Cálculo do número de Tubos	26
6.6 Cálculo do Coeficiente Global	26
6.7 Cálculo da Superfície Externa para a Troca de Calor	27

7. DIMENSIONAMENTO DO ECONOMIZADOR	28
7.1 Entrada/Saída	28
7.2 Cálculo de Q	28
7.3 Cálculo de T_5	29
7.4 Escolha do Tubo	29
7.5 Cálculo do número de Espiras	30
7.6 Cálculo do Coeficiente Global	30
7.7 Cálculo da Superfície Externa para a Troca de Calor	31
8. DIMENSIONAMENTO DO PRÉ-AQUECEDOR DE AR	32
8.1 Entrada/Saída	32
8.2 Cálculo de Q	33
8.3 Cálculo de T_7	33
8.4 Escolha do Tubo	33
8.5 Cálculo do número de Tubos	34
8.6 Cálculo do Coeficiente Global	34
8.7 Cálculo da Superfície Externa para a Troca de Calor	35
8.8 Cálculo do Comprimento dos Tubos	35
9. DIMENSIONAMENTO DA CHAMINÉ	36
9.1 Cálculo da Velocidade dos Gases	36
9.2 Cálculo das Perdas	37
9.3 Cálculo da Altura da Chaminé	39
10. DIMENSIONAMENTO DO VENTILADOR DE AR DE COMBUSTÃO	
(ATÉ ACÂMARA DE COMBUSTÃO)	42
10.1 Perdas	42
10.1.1 Perda de Carga Local no Pré-Aquecedor de Ar	42
10.1.2 Perda de Carga Distribuída no Condutor do Ventilador até a Câmara de Combustão	42
10.2 Cálculo da Potência do Ventilador	43

11. DIMENSIONAMENTO DA BOMBA DE ALIMENTAÇÃO DE ÁGUA	44
11.1 Cálculo do Diâmetro da Válvula de Alimentação	44
11.2 Cálculo da Perda de Carga no Conduto de Alimentação de Água	45
11.3 Dimensionamento da Bomba de Água	46
12. DIMENSIONAMENTO DO TAMBOR PRINCIPAL	47
12.1 Diâmetro do Tambor	47
12.2 Espessura do Tambor	48
13. DIMENSIONAMENTO DO TAMBOR INFERIOR E COLETORES	49
13.1 Tambor Inferior	49
13.2 Coletores	49
14. BIBLIOGRAFIA	51

RESUMO

Geradores de Vapor têm sido largamente utilizados como alternativa na obtenção de energia e calor. Dentre esta utilização, possuem uma importância fundamental aqueles alimentados por combustíveis líquidos.

Com o intuito de estabelecer premissas básicas e diretrizes fundamentais para a elaboração de um projeto desse porte, foram consultadas várias fontes literárias existentes.

Foram estudados e dimensionados todos os componentes de um Gerador de Vapor do tipo aquatubular, sendo o projeto completo parte significativa da justificativa de "BUDGET" (Orçamento) da planta São Bernardo da Autolatina Brasil S.A. para o ano de 1994.

INTRODUÇÃO

O trabalho apresenta um projeto de um gerador de vapor do tipo aquatubular. Pode ser visto também como um resumo, uma metodologia básica a ser seguida para esta finalidade.

O gerador de vapor é uma alternativa justificável, pois é o único equipamento capaz de suprir vapor, essencial na maioria dos processos industriais. Nesse projeto, o gerador de vapor será utilizado como fonte de energia e para as estufas e câmaras de secagem da área de pintura de uma grande montadora da indústria automobilística.

Além de se considerar a disponibilidade energética e as características do combustível, a seleção do gerador de vapor depende dos custos de instalação, operação e montagem, e da amortização do investimento.

Avaliando-se os aspectos citados, chegou-se ao tipo de gerador de vapor deste projeto.

Deve-se notar que o projeto visa atender uma necessidade real, sendo de fundamental importância na justificativa do Orçamento do ano de 1994 da Planta São Bernardo da Autolatina Brasil S.A.. Sua participação nesta justificativa é a de apresentar uma alternativa para substituição/reforma do gerador de vapor existente na planta, já antigo e obsoleto, mantendo-se porém suas características básicas.

Do ponto de vista pessoal, este tema foi escolhido como trabalho de formatura devido à importância deste equipamento na área industrial. Além disso, o projeto em si é um trabalho bastante complexo, abrangendo tanto cálculos referentes ao projeto térmico, como cálculos do projeto mecânico. Apresenta-se como uma excelente oportunidade para a aplicação dos conhecimentos adquiridos ao longo do curso de Engenharia Mecânica.

Projeto de um Gerador de Vapor

1. PROJETO DE UM GERADOR DE VAPOR

1.1 Características Básicas:

• Produção de Vapor	15t vapor/hora
• Qualidade de Vapor	superaquecido
• Pressão de Trabalho	20 Kgf/cm ²
• Temperatura de Vapor na Saída do Superaquecedor	320° C
• Temperatura da Água na Saída do Economizador	190° C
• Temperatura de Ar Ambiente	22° C
• Combustível	Óleo - BPF
• PCI do Combustível	9.800 Kcal/Kg
• Rendimento Térmico previsto	92%

Análise do Combustível

2. ANÁLISE DO COMBUSTÍVEL

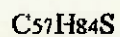
2.1 Escolha do Combustível

O combustível selecionado foi o óleo BPF da SHELL Refinaria Replan (O mesmo já utilizado em toda a fábrica). Os valores foram obtidos através da Tabela de Certificados de Qualidade da Refinaria "Replan" (Paulínea) na pág (11).

2.2 Determinação da Fórmula Mínima

Conforme dados da Tabela, temos:

	% em massa	Nº moles	Menor Inteiro Positivo
C	85,5	7,125	57
H	10,5	10,5	84
S	4,0	0,125	1



(Petróleo)

Valores Obtidos Através dos Certificados de Qualidade da Refinaria "REPLAN" (Paulínea)

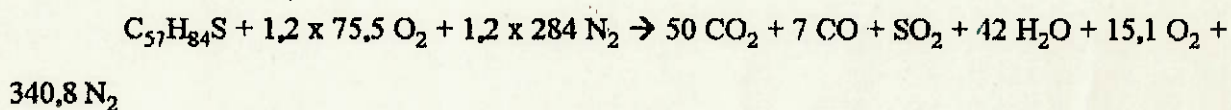
	BTE			BFP			Especific. CMP-05	
	máximo	mínimo	médio	máximo	mínimo	médio	Tipo D	Tipo A
Densidade 20/4°C	0.9266	0.9106	0.9197	0.9997	0.9624	0.9835	-	-
Ponto de Fulgor, PM, VF, °C	>120	88	>120	>120	81	110	66 min	66 min
Ponto de Fluidez, °C	45	30	36	12	0	7	-	-
Teor de Enxofre, % Peso	1.00	0.61	0.78	4.8	1.3	3.9	1.0 máx	5.0 máx
Cinzas, % Peso	0.018	0.008	0.013	0.047	0.015	0.030	-	-
Vanádio, ppm	47	23	32	139	21	55	-	-
Níquel, ppm	37	10	21	37	15	26	-	-
Teor de Sais (NaCl), % Peso	0.005	0.001	0.002	0.0080	0.0020	0.0036	-	-
Água e Sedimentos, % Peso	0.2	traços	0.1	0.80	traços	0.30	2 máx	2 máx
Viscosidade, SFS, 50°C	139.2	49.6	75.3	398	219	340	400 máx	400 máx
Poder Cal. Superior, Kcal/Kg	-	-	10574	-	-	10074	-	-
Poder Cal. Inferior, Kcal/Kg	-	-	9967	-	-	9526	-	-
Composição Centesimal			C=87.5			C=85.5		
% Peso, (calc.)	-	-	H=11.9	-	-	H=10.5	-	-

Análise do Combustível

2.3 Equação da Combustão Real

Para a utilização do óleo BPF, valores acima de 12% de CO_2 podem ser considerados bons, conforme informações da SHELL.

Adotaremos, assim, aproximadamente 12,5% de CO_2 e excesso de 20% de ar, assim nossa equação de combustão será:



Estudemos então os produtos da combustão:

	CO_2	CO	N_2	H_2O	SO_2	O_2	Total
Nº de moles	50	7	340,8	42	1	15,1	455,9
Nº de moles (base seca)	50	7	340,8	-	1	15,1	413,9
% moles (volume)	12,5	1,2	82,4	-	0,2	3,6	100
Massa molecular	44	28	28	18	64	32	-
Massa	2.200	196	9.542	756	64	483	13.241
% massa	16,6	1,5	72,1	5,7	0,5	3,6	100

Análise do Combustível

2.3.1 Determinação da Relação Massa de Gases/Massa de Combustível (MG/MC)

$$MG/MC = \frac{\sum \text{massa dos gases}}{\text{massa do combustível}}$$

$$MG/MC = \frac{13.241}{800}$$

$$MG/MC = 16,55 \text{ Kg de gás/Kg combustível}$$

2.3.2 Determinação da Relação Massa de Ar/Massa de Combustível (MA/MC)

$$MA/MC = \frac{(\text{n}^\circ \text{ de moles de ar}) (\text{massa molecular do ar})}{(\text{n}^\circ \text{ de moles do combustível}) (\text{massa molecular do combustível})}$$

$$MA/MC = \frac{1,2 \times 75,5 \times 32 + 1,2 \times 284 \times 28}{800}$$

$$MA/MC = 15,55 \text{ Kg de ar/Kg combustível.}$$

Esquema da Instalação e Cálculos Preliminares

3. ESQUEMA DA INSTALAÇÃO E CÁLCULOS PRELIMINARES

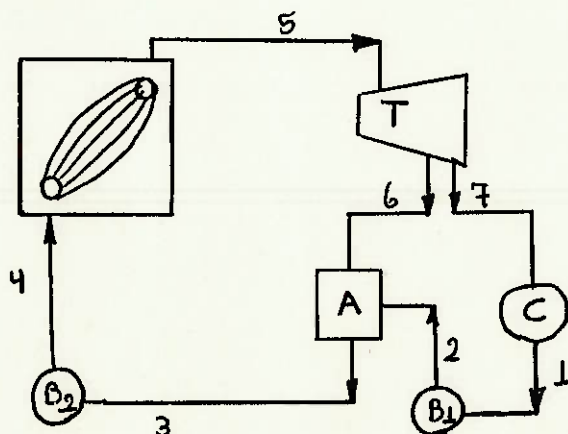
Como o combustível que utilizaremos possui cerca de 4% de enxofre em sua composição, devem ser tomadas medidas a fim de se evitar possíveis problemas de corrosão interna nos tubos do economizador.

No livro da Shield, encontramos um gráfico da temperatura mínima do metal em função do % de peso do enxofre presente no combustível.

Para 4% de enxofre deve-se ter $T_p = 110^{\circ}\text{C}$, assim a água deve entrar no economizador com a temperatura aproximada de 110°C .

Visando satisfazer esta condição, adotaremos um ciclo regenerativo que envolve a extração de uma parte do vapor após ser parcialmente expandida na turbina e o uso do aquecedor de água de alimentação para que tenhamos água à $T = 110^{\circ}\text{C}$ na entrada do economizador.

Esquemáticamente, teremos:



Esquema da Instalação e Cálculos Preliminares

Na pressão de $1,5 \text{ Kgf/cm}^2$, retiraremos uma parcela de vazão $m1$ para aquecer a água e o restante expandirá até $0,07 \text{ Kgf/cm}^2$.

Cálculos de Entalpia e Entropia:

- | | |
|--------------------------------|---|
| 1) - $P = 20 \text{ Kgf/cm}^2$ | - $h_5 = 744,0 \text{ Kcal/Kg}$ |
| - $T = 340^\circ\text{C}$ | - $s_5 = s_6 = s_7 = 1,655 \text{ Kcal/kg}^\circ\text{C}$ |

- | | |
|---------------------------------|---|
| 2) - $P = 1,5 \text{ Kgf/cm}^2$ | - $h_e = 110,8 \text{ Kcal/Kg}$ |
| - vapor saturado | - $h_v = 642,8 \text{ Kcal/Kg}$ |
| | - $s_e = 0,3406 \text{ Kcal/Kg}$ |
| | - $s_v = 1,725 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$ |

sendo:

$$s_6 = s_v - (1-x) \Delta (s_v - s_e)$$

$$h_6 = h_v - (1-x) \Delta (h_v - h_e)$$

$$- h_6 = 615,5 \text{ Kcal/Kg}$$

$$- h_3 = h_e = 110,8 \text{ Kcal/Kg}$$

Esquema da Instalação e Cálculos Preliminares

3) - $P = 0,07 \text{ Kgf/cm}^2$

- vapor saturado

- $h_e = 38,7 \text{ Kcal/Kg}$

- $h_v = 614,1 \text{ Kcal/Kg}$

- $s_e = 0,1324 \text{ Kcal/Kg}$

- $s_v = 1,9778 \text{ Kcal/Kg}^{\circ\text{C}}$

sendo:

$$s_7 = s_v - (1-x) \cdot (s_v - s_e)$$

$$h_7 = h_v - (1-x) \cdot (h_v - h_e)$$

- $h_7 = 513,4 \text{ Kcal/Kg}$

- $h_1 = h_e = 38,7 \text{ Kcal/Kg}$

4) Considerando-se uma superfície de controle ao redor da bomba de baixa pressão:

$$W_{B1} = h_2 - h_1 \text{ (1ª Lei)}$$

$$s_2 = s_1 \text{ (2ª Lei)}$$

$$W_{B1} = v (P_2 - P_1) = \frac{0,0011 (1,5 - 0,07) 10^4}{427}$$

$$W_{B1} = 0,033 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_2 = h_1 + W_{B1} = 38,7 + 0,033$$

$$h_2 = 38,7 \text{ Kcal/Kg}$$

Esquema da Instalação e Cálculos Preliminares

5) Considerando-se uma superfície de controle ao redor da turbina:

$$W_t = (h_5 - h_6) + (1 - m_1)(h_6 - h_7) \quad (1^a \text{ Lei})$$

$$s_5 = s_6 = s_7 \quad (2^a \text{ Lei})$$

Considerando-se uma superfície de controle ao redor do aquecedor de água de alimentação:

$$h_3 = m_1 h_6 + (1 - m_1) h_2$$

$$110,8 = m_1 \cdot 615,5 + (1 - m_1) \cdot 38,7$$

$$m_1 = 0,125 \text{ Kg}$$

$$\therefore W_t = 743,9 - 615,5 + (1 - 0,125)(615,5 - 513,4)$$

$$W_t = 217,7 \text{ Kcal/Kg}$$

6) Considerando-se uma superfície de controle ao redor da bomba de alta pressão:

$$W_{B2} = h_4 - h_3 \quad (1^a \text{ Lei})$$

$$s_4 = s_3 \quad (2^a \text{ Lei})$$

$$W_{B2} = v(P_4 - P_3) = \frac{0,0011(22 - 1,5) \cdot 10^4}{427}$$

$$W_{B2} = 0,527 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_4 = h_3 + W_{B2} = 110,9 + 0,527$$

$$h_4 = 111,4 \text{ Kcal/Kg}$$

$$P_4 = 22 \text{ Kgf/cm}^2 \quad \text{e} \quad T = 110^\circ\text{C} \text{ conforme planejado.}$$

Esquema da Instalação e Cálculos Preliminares

7) Trabalho Líquido:

$$W_{llq} = W_t - (1-m) W_{B1} - W_{B2}$$

$$W_{llq} = 217,7 - (1-0,125) \cdot 0,033 - 0,527$$

$$W_{llq} = 217,0 \text{ Kcal/Kg}$$

8) Estes valores calculados anteriormente foram calculados, considerando-se uma vazão em massa de 1 Kg/h.

Vamos calcular os trabalhos para o caso de 15 ton vapor/h.

Assim:

Para 1 Kg/h: $W_{B1} = 0,033 \text{ Kcal/h}$

$$W_{B2} = 0,527 \text{ Kcal/h}$$

$$W_{llq} = 217,0 \text{ Kcal/h}$$

Para 15 ton vapor/h: $W_{B1} = 495 \text{ Kcal/h}$

$$W_{B2} = 7905 \text{ Kcal/h}$$

$$W_{llq} = 3.255.000 \text{ Kcal/h}$$

Logo: $W_{B1} \rightarrow 0,8 \text{ HP}$

$$W_{B2} \rightarrow 12,5 \text{ HP}$$

$$W_{llq} \rightarrow 5.078 \text{ HP}$$

Determinação das Perdas e Cálculo do Consumo de Combustível

4. DETERMINAÇÃO DAS PERDAS E CÁLCULO DO CONSUMO DE COMBUSTÍVEL

4.1 Perdas

- 1- Perdas de calor provocadas por gases não queimados (P_n)
- 2- Perdas por calor sensível nos gases na chaminé (P_g)
- 3- Perdas por condução e radiação (P_r)
- 4- Perdas de calor devido a parada, partida. (P_p)

Perda Total:

$$P_t = P_n + P_g + P_r + P_p$$

$$P_t = 8\%$$

4.2 Calor Total e Calor Útil

Calor Total (Q_t)

$$Q_t = PCI \times MA/MC (h_s - h_o)$$

Para ar a $160^{\circ}\text{C} \rightarrow h_1 = 110 \text{ Kcal/Kg}$

$25^{\circ}\text{C} \rightarrow h_o = 70 \text{ Kcal/Kg}$

Assim: $Q_t = 10.580 \text{ Kcal/Kg comb}$

Calor Útil (Q_u)

$$Q_u = Q_t (1 - P_t)$$

$$Q_u = 10.580 (1 - 0,08) = 9.733 \text{ Kcal/Kg comb}$$

Determinação das Perdas e Cálculo do Consumo de Combustível

4.3 Cálculo do Consumo de Combustível

entrada: líquido a 25 kgf/cm² e T = 190°C

$$h_e = 190 \text{ Kcal/Kg}$$

saída: vapor superaquecido a 20 Kgf/cm² e T = 320°C

$$h_s = 743,9 \text{ Kcal/Kg}$$

O calor necessário para vaporizar e superaquecer é:

$$Q_{u1} = 14000 (743,9 - 190) = 7,74 \times 10^6 \text{ Kcal/h}$$

O calor para aquecer o ar é:

$$Q_{u2} = MA/MC \cdot B \cdot CP_{ar} (T - T_0) \quad \text{para } T_{ar} = 100^\circ\text{C}$$

$$Q_{u2} = 15,5 \times 1.650 \times 0,243 (160 - 20)$$

$$Q_{u2} = 7,8 \times 10^5 \text{ Kcal/h}$$

Calor do pré aquecedor de água:

$$Q_{u3} = D (h_s - h_e)$$

para:

$$T_e = 110^\circ\text{C} \rightarrow h_e = 110 \text{ Kcal/Kg}$$

$$T_s = 190^\circ\text{C} \rightarrow h_s = 190 \text{ Kcal/Kg}$$

$$Q_{u3} = 1,11 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h}$$

Determinação das Perdas e Cálculo do Consumo de Combustível

Assim:

$$Q_u = Q_{u1} + Q_{u2} + Q_{u3}$$

$$Q_u = (7,74 + 0,78 + 1,11) \times 10^6$$

$$Q_u = 9,7 \times 10^6 \text{ Kcal/h}$$

Cálculo do consumo de combustível (B)

$$B = \frac{Q_u}{Q_{i.n}} = \frac{9,7 \cdot 10^6}{10.580 \times 0,92} = 997 \text{ Kg/h}$$

Arredondando: Consumo = 1.000 Kg/h

Cálculo do Volume da Câmara de Combustão

5. CÁLCULO DO VOLUME DA CÂMARA DE COMBUSTÃO

$$V_f = \frac{B \times PCI}{K}$$

$$- B = 1.000 \text{ Kg/h}$$

$$- PCI = 9.800 \text{ Kcal/Kg}$$

$$- K = 0,4 \cdot 10^5 \text{ (carga da fornalha)}$$

$$V_f = 25 \text{ m}^3$$

Adotaremos então:

Base: 2,5 x 2,5m

Altura: 4,0 m

Dimensionamento do Superaquecedor

6. DIMENSIONAMENTO DO SUPERAQUECEDOR

6.1 Entrada: vapor saturado - $T_e = 211^{\circ}\text{C}$

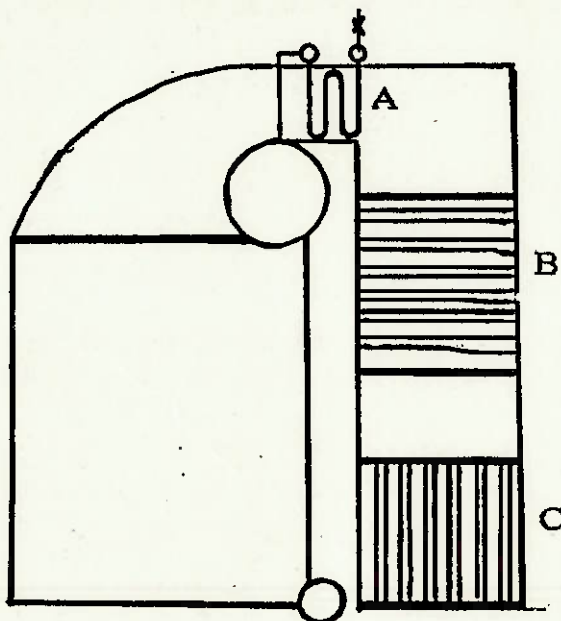
Saída: vapor superaquecido - $T_s = 320^{\circ}\text{C}$

- $P_s = 20 \text{ Kgf/cm}^2$

Gases na entrada do superaquecedor (T_e)

$T_2 = 450^{\circ}\text{C}$

Esquema do superaquecedor:



A - Superaquecedor

B - Economizador

C - Pré-aquecedor de Ar

Onde temos:

- $T_e = 211^{\circ}\text{C}$

- $T_s = 320^{\circ}\text{C}$

- $D = 15.000 \text{ Kg/h}$

- $T_2 = 450^{\circ}\text{C}$

- $m_g = B \cdot MG/MC = 16.550 \text{ Kg/h}$

Dimensionamento do Superaquecedor

Segundo o livro do REMI.

$$Q = U.A. \frac{(T_2 - T_e) - (T_3 - T_3)}{\ln (T_2 - T_e / T_3 - T_e)}$$

6.2 Cálculo de Q:

$$Q = D (h_{as} - h_{ac})$$

$$h_{ac} = 668,8 \text{ Kcal/Kg} \quad (\text{água saturada à } 211^{\circ}\text{C})$$

$$h_{as} = 743,9 \text{ Kcal/Kg} \quad (\text{água superaquecida à } 320^{\circ}\text{C})$$

$$Q = 15.000 (743,9 - 668,8)$$

$$Q = 1,12 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h}$$

6.3 Cálculo de T₃:

$$Q = D (h_{as} - h_{ac}) = m_g \cdot C_{pg} (T_2 - T_3) \cdot (1 - \alpha)$$

para temperatura média dos gases $T_g = 450^{\circ}\text{C}$, temos $C_{pg} = 0,338 \text{ Kcal/Kg}^{\circ}\text{C}$

$\alpha = 15\%$ (perdas de calor no superaquecedor)

assim: $T_3 = 380^{\circ}\text{C}$

6.4 Escolha do Tubo:

Vamos tomar o tubo ABNT - P - EB - 334 Série 40

com: diâmetro interno - $D_i = 41,12 \text{ mm}$

diâmetro externo - $D_e = 48,26 \text{ mm}$

Dimensionamento do Superaquecedor

6.5 Cálculo do número de Tubos

Tomando-se $V_{\text{vapor}} = 15 \text{ m/s}$

$$Z.S.V_i = D.V$$

$$\text{sendo: } S = \frac{\pi D_i^2}{4}$$

$$T_{\text{vapor}} = \frac{211 + 320}{2} = 275,5^\circ\text{C, assim } V = 0,121 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

logo:

$$Z = \frac{15.000 \times 0,121 \times 4}{15 \times \pi \cdot (0,04112)^2 \cdot 3600} \rightarrow Z = 25$$

$\therefore Z = 25$ tubos.

6.6 Cálculo do Coeficiente Global (U)

$$U = \frac{1}{\frac{D_e}{D_i h_i} + \frac{D_e \ln(D_e / D_i)}{K} + \frac{1}{h_e}}$$

Substituindo os dados, tem-se:

$$U = \frac{1}{\frac{48,26}{41,12 \times 592,4} + \frac{0,04826 \ln(48,26 / 41,12)}{44,7} + \frac{1}{55}}$$

$$U = 47,2 \text{ Kcal/h m}^2 ^\circ\text{C}$$

Dimensionamento do Superaquecedor

6.7 Cálculo da Superfície Externa (A) para a Troca de Calor

$$Q = U \cdot A_e \cdot \frac{(T_2 - T_e) - (T_3 - T_s)}{\ln (T_2 - T_e / T_3 - T_s)}$$

Substituindo temos:

$$A = 14,8 \text{ m}^2$$

Como temos $Z = 25$ tubos:

$$A = \pi \cdot D_e \cdot L \cdot Z$$

$$L = \frac{A}{\pi \cdot D_e \cdot Z} = \frac{14,8}{\pi \cdot 0,04826 \cdot 25}$$

$$L = 3,91 \text{ m}$$

Assim, as dimensões dos tubos serão:

$$L = 4.000 \text{ mm}$$

$$D_e = 48,2 \text{ mm}$$

$$D_i = 41,12 \text{ mm}$$

Como a altura deverá ser de 1 m, deveremos ter 4 fileiras transversais.

Dimensionamento do Economizador

7. DIMENSIONAMENTO DO ECONOMIZADOR

7.1 Entrada:	$T_e = 110^{\circ}\text{C}$	$h_e = 110 \text{ Kcal/Kg}$
Saída:	$T_s = 190^{\circ}\text{C}$	$h_s = 190 \text{ Kcal/Kg}$

Na saída do superaquecedor, a temperatura dos gases era de $T_3 = 380^{\circ}\text{C}$.

Estimando-se que o trajeto até a entrada do economizador seja de 2m e que ocorra uma queda de temperatura de 2°C/m , teremos um $T_4 = 376^{\circ}\text{C}$ na entrada do economizador.

Onde temos:

- $T_e = 110^{\circ}\text{C}$
- $T_s = 190^{\circ}\text{C}$
- $T_4 = 376^{\circ}\text{C}$
- $D = 15.000 \text{ Kg/h}$
- $m_g = 16.550 \text{ Kg/h}$

e ainda:

$$Q = U \cdot A \cdot \frac{(T_4 - T_e) - (T_s - T_3)}{\ln (T_4 - T_e / T_s - T_3)}$$

7.2 Cálculo de Q

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

$$Q = 15.000 (190 - 110)$$

$$Q = 1,2 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h}$$

Dimensionamento do Economizador

7.3 Cálculo de T5

$$Q = D (h_s - h_e) = m_g \cdot C_{Pg} (T_4 - T_5) \cdot (1 - \alpha)$$

Estimando-se a temperatura média dos gases em $T_g = 330^\circ\text{C}$

Teremos: $C_{Pg} = 0,322 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}$

$\alpha = 15\% \rightarrow$ perdas de calor no economizador.

Assim $T_5 = 290^\circ\text{C}$

7.4 Escolha do Tubo

Vamos tomar o tubo ABNT - P - EB 334 Série 25

diâmetro interno $D_i = 26,4 \text{ mm}$

diâmetro externo $D_e = 33,4 \text{ mm}$

Dimensionamento do Economizador

7.5 Cálculo do número de Espiras

Vamos adotar uma velocidade de 1,2 m/s.

assim $Z.V.S = D.V$

onde: $S = \frac{\pi D_i^2}{4}$

$$D = 15.000 \text{ Kg/h}$$

$$V = 1,08 \cdot 10^{-3} \text{ (Volume específico)}$$

$$\therefore Z = \frac{15.000 \cdot (1,08 \cdot 10^{-3}) \cdot 4}{1,11 \cdot \pi \cdot (0,0264)^2 \cdot 3600}$$

$$Z = 7 \text{ espiras}$$

7.6 Cálculo do Coeficiente Global (U)

$$U = \frac{1}{\frac{D_e}{D_i h_i} + \frac{D_e \ln(D_e / D_i)}{K_t} + \frac{1}{h_c}}$$

Substituindo os valores teremos:

$$U = \frac{1}{\frac{33,4}{26,4 \times 7209} + \frac{0,0334 \cdot \ln(33,4 / 26,4)}{44,7} + \frac{1}{70}}$$

$$U = 64,3 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Dimensionamento do Economizador

7.7 Cálculo da Superfície Externa (A) para a Troca de Calor

$$Q = U \cdot A \cdot \frac{(T_4 - T_e) - (T_5 - T_s)}{\ln (T_4 - T_e / T_5 - T_s)}$$

Substituindo-se os valores teremos:

$$A = 24,3 \text{ m}^2$$

Como existe 2 x Z tubos de 2 m para cada fileira transversal, temos:

$$A_1 = 2 \cdot Z \cdot \pi \cdot D_e \cdot L$$

$$A_1 = 2 \cdot 7 \cdot \pi \cdot 33,4 \cdot 2$$

$$A_1 = 2,94 \text{ m}^2$$

assim, o número de fileiras transversais será:

$$n = \frac{A}{A_1} = \frac{24,3}{2,94}$$

$$n = 8 \text{ fileiras transversais.}$$

Vamos adotar 14 fileiras longitudinais.

Dimensionamento do Pré-Aquecedor de Ar

8. DIMENSIONAMENTO DO PRÉ-AQUECEDOR DE AR

8.1 Entrada/Saída

ar na entrada - $T_e = 22^{\circ}\text{C}$

ar na saída - $T_s = 160^{\circ}\text{C}$

Na saída do economizador, a temperatura dos gases era de $T_5 = 290^{\circ}\text{C}$. Estimando-se que o trajeto até a entrada do pré-aquecedor seja de 2 m e que ocorra uma queda de temperatura de $2^{\circ}\text{C}/\text{m}$, teremos $T_6 = 286^{\circ}\text{C}$ na entrada do pré-aquecedor de ar.

Onde temos:

- $T_e = 22^{\circ}\text{C}$

- $T_s = 300^{\circ}\text{C}$

- $T_6 = 286^{\circ}\text{C}$

$m_{ar} = 15,55 \times 1.000 = 15.550 \text{ Kg ar/h}$

$m_g = 16,55 \times 1.000 = 16.550 \text{ Kg gas/h}$

e ainda:

$$Q = U \cdot A \cdot \frac{(T_6 - T_e) - (T_7 - T_s)}{\ln (T_6 - T_e / T_7 - T_s)}$$

Dimensionamento do Pré-Aquecedor de Ar

8.2 Cálculo de Q

$$Q = m_{ar} \cdot CP_{ar} (T_s - T_e)$$

$$Q = 15.550 \times 0,244 (160-22)$$

$$Q = 0,52 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h}$$

8.3 Cálculo de T7

$$Q = m_{ar} \cdot CP_{ar} (T_s - T_e) = m_g \cdot CP_g (1-\alpha) \cdot (T_6 - T_7)$$

Estimando-se a temperatura média dos gases $T_g = 247^\circ\text{C}$, temos:

$$CP_g = 0,305 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}$$

$\alpha = 15\% \rightarrow$ perdas de calor no pré-aquecedor.

Assim: $T_7 = 208^\circ\text{C}$.

8.4 Escolha do Tubo

Vamos escolher o tubo ABNT - P - EB 334 Série 60

diâmetro interno $Di = 62,71 \text{ mm}$

diâmetro externo $De = 73,03 \text{ mm}$

Dimensionamento do Pré-Aquecedor de Ar

8.5 Cálculo do número de Tubos

Vamos adotar uma velocidade dos gases no pré-aquecedor de ar de $V_g = 10 \text{ m/s}$.

assim:

$$Z \cdot V_g \cdot S = \frac{m_g}{\rho_g}$$

onde: $Z = n^\circ$ de tubos

$$S = \frac{\pi D_i^2}{4}$$

$$\rho_g = 0,415 \text{ Kg/m}^3$$

$$\therefore Z = \frac{16.550 \cdot 4}{0,415 \cdot 10 \cdot \pi \cdot (0,06271)^2}$$

$$Z = 600 \text{ tubos}$$

8.6 Cálculo do Coeficiente Global (U)

$$U = \frac{1}{\frac{D_e}{D_i h_i} + \frac{D_e \ln(D_e/D_i)}{K_t} + \frac{1}{h_e}}$$

Substituindo os valores, teremos:

$$U = \frac{1}{\frac{73,03}{62,71 \times 21,64} + \frac{0,07303 \cdot \ln(73,03/62,71)}{30} + \frac{1}{53}}$$

$$U = 13,2 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Dimensionamento do Pré-Aquecedor de Ar

8.7 Cálculo da Superfície (A) para a Troca de Calor

$$Q = U \cdot A \cdot \frac{(T_6 - T_e) - (T_7 - T_s)}{\ln (T_6 - T_e / T_7 - T_s)}$$

Substituindo os valores, temos:

$$A = 195,8 \text{ m}^2$$

8.8 Cálculo do Comprimento dos Tubos (L)

$$A = \pi \cdot D_e \cdot 600 \cdot L$$

$$L = \frac{195,8}{\pi \cdot 0,07303 \cdot 600}$$

$$L = 1,42 \text{ m}$$

9. DIMENSIONAMENTO DA CHAMINÉ

9.1 Cálculo da Velocidade dos gases nos diversos pontos do circuito

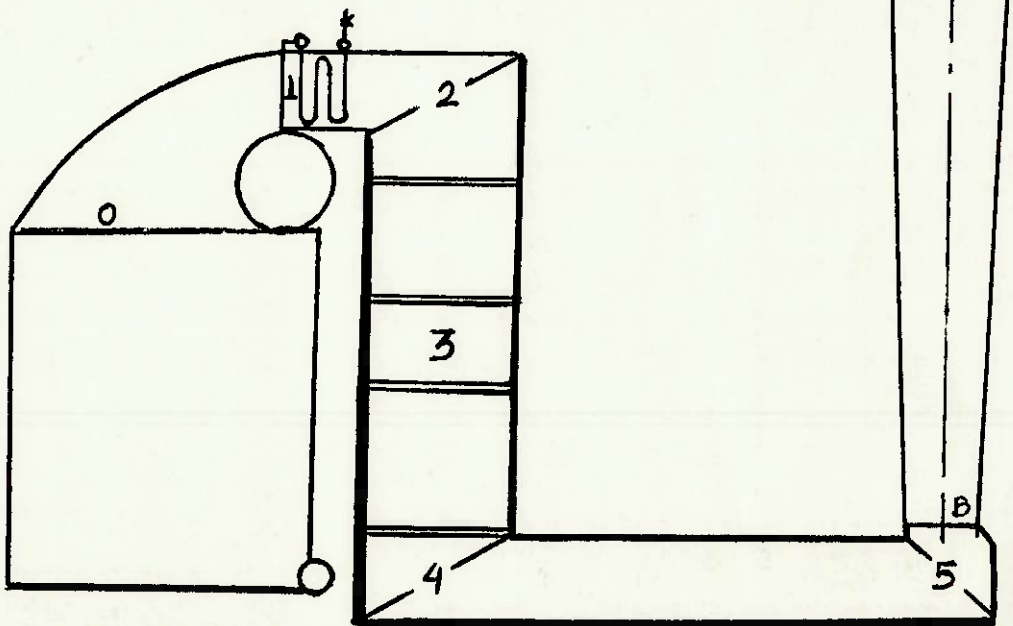
$$\frac{m_g}{3600 \cdot \rho_g} = V_g \cdot S$$

sendo: $m_g = 16.550 \text{ Kg/h}$

$S = \text{área da secção (m}^2\text{)}$

$\rho_g = \text{densidade (Kg/m}^3\text{)}$

$V_g = \text{velocidade do gás (m/s)}$



Dimensionamento da Chaminé

Posição		1	2	3	4	5
	Xi (%)	ρ_i	ρ_i	ρ_i	ρ_i	ρ_i
CO ₂	16,6	0,3845	0,4309	0,4902	0,6374	0,6422
CO	1,5	0,2067	0,2451	0,3091	0,4065	0,4095
N ₂	72,1	0,2083	0,2467	0,3108	0,4066	0,4096
H ₂ O	5,7	0,1548	0,1746	0,2020	0,2586	0,2609
SO ₂	0,5	0,3845	0,4309	0,4902	0,6374	0,6422
O ₂	3,6	0,2300	0,2804	0,3556	0,4635	0,4669
Densidade da mistura	(Kg/m ³)	0,2361	0,2753	0,3369	0,4397	0,4430
Área da secção	(m ²)	1 x 2,95	1 x 2,95 (2 x 1,74)	2 x 1,74 (2 x 3,05)	2 x 3,05 (1 x 2,65)	1 x 2,675
Velocidade dos gases	(m/s)	10,89	9,34/7,92	6,47/3,69	2,83/6,45	6,40

9.2 Cálculo das Perdas

- Geométricas (ΔP_g)
- Distribuídas (ΔP_d)
- Locais (ΔP_e)

Tabela com resumo dos dados obtidos

Posição	1	2	3	4	5	1 - 2	2 - 3	3 - 4	4 - 5
Comprimento (m)	-	-	-	-	-	2	4	3,5	5
Conduto (m x m)	-	-	-	-	-	1 x 2,95	2 x 1,74	2 x 3,05	1 x 2,675
área transv. (m ²)	-	-	-	-	-	2,95	3,48	6,1	2,675
Diam. Hidráulico (m)	-	-	-	-	-	1,493	1,861	2,416	1,456
Velocidade (m/s)	2,41/10,89	9,34/7,92	64,7/3,69	2,83/6,45	6,4	9,96	9,34	9,89	6,43
p (Kg/m ³)	0,2361	0,2753	0,3369	0,4397	0,4436	0,2557	0,3061	0,3883	0,4414
ΔPa (mm H ₂ O)	-	-	-	-	-	1,64	3,51	2,32	0,16
ΔPe (mm H ₂ O)	1,86	2,1	0,28	1,32	1,85	-	-	-	-
ΔPg (mm H ₂ O)	-	-	-	-	-	- 3,440	- 2,722	-	-

Dimensionamento da Chaminé

9.3 Cálculo da Altura da Chaminé (H)

$$H = \frac{\sum h_p - \sum h_g + h_{dc} - h_{da} - h_a}{(\rho_a - \rho_g) \cdot g - 0,5\beta \cdot (h_{db}/d_b + h_{dc}/d_c)}$$

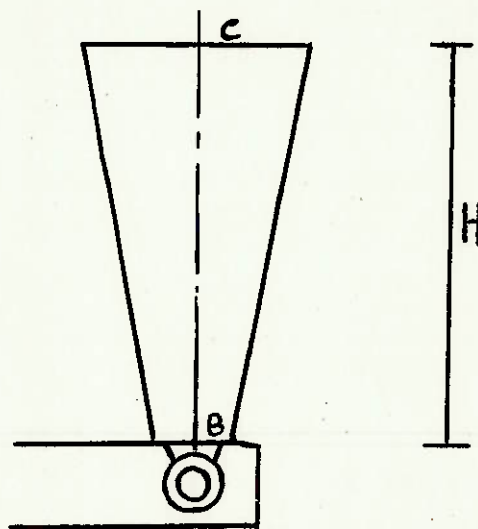
Vamos dimensionar a chaminé com uma tiragem mecânica com aspiração na base da chaminé.

Admitiremos: $V_c = 6 \text{ m/s}$ (velocidade de saída dos gases)

$H = 8 \text{ m}$ (chaminé da chapa)

$\Delta T = 3 \text{ }^\circ\text{C/m}$ (chapa)

A chaminé deverá ter uma forma divergente, conforme o esquema.



Sendo $T_b = 200^\circ\text{C}$

$T_c = 200 - 8 \cdot 3 = 176^\circ\text{C}$

Dimensionamento da Chaminé

- Cálculo do Diâmetro

$$\frac{m_g}{\rho_g} = \frac{\pi d_c^2}{4} \cdot V_c$$

$$d_c^2 = \frac{16550 \times 4}{0,4520 \times \pi \cdot 6 \times 3600}$$

$$d_c = 1,79 \text{ m}$$

$$d_B = 0,45 d_c \rightarrow d_B = 0,80 \text{ m}$$

Perdas:

$$\Delta p = 21,2 + 25 = 46,2 \text{ mm H}_2\text{O}$$

utilizando um fator de segurança 1,3, temos:

$$\Delta p = 60,1 \text{ mm H}_2\text{O}$$

- Cálculo da Tiragem a ser Fornecida pelo Ventilador

$$h_v = \left(\Delta p + \frac{V_s^2 \cdot \rho_s}{2g} \right) - h_c$$

onde: $V_s = 6,4 \text{ m/s}$

$$\rho_s = 0,443 \text{ Kg/m}^3$$

$$\text{logo: } h_v = 47,0 \text{ mmH}_2\text{O}$$

$$h_c = 14,05 \text{ mmH}_2\text{O}$$

$$\Delta p = 60,1 \text{ mmH}_2\text{O}$$

Dimensionamento da Chaminé

- Cálculo da Potência do Ventilador

$$N_v = \frac{V_g \cdot h_v}{75n}$$

onde: $n = 0,7$

$$h_v = 47,0$$

$$V_g = \frac{m_g}{\rho_g} = \frac{16.550}{0,443} = 37.359 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$N_v = \frac{13,7 \cdot 47}{75 \cdot 0,7} \rightarrow N_v = 12,26 \text{ Cv}$$

- Escolha do Ventilador

Catálogo da GEMA:

- Ventilador radial com rotor tipo A

$$V_g = 17,1 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$h_v = 47 \text{ mmH}_2\text{O}$$

Dimensionamento do Ventilador de Ar de Combustão

10. DIMENSIONAMENTO DO VENTILADOR DE AR DE COMBUSTÃO (ATÉ A CÂMARA DE COMBUSTÃO)

10.1 Perdas

10.1.1 Perda de carga local no pré-aquecedor de ar (ΔP_e)

$$\Delta P_e = \frac{0,117 \times 30913^2 \times 20}{0,789 \times 6,579 \times 10^7} = 43 \text{ mmH}_2\text{O}$$

existindo 2 passes: $\Delta P_e = 86 \text{ mmH}_2\text{O}$

10.1.2 Perda de carga distribuída no condutor do ventilador até a câmara de combustão (ΔP_d)

$$\Delta P_d = 0,05 \times \frac{6}{1,04} \times \frac{0,596}{2 \times 9,8} \times 14^2 = 1,72 \text{ mmH}_2\text{O}$$

$$\Delta P_{\text{total}} = 86 + 1,7 = 87,7 \text{ mmH}_2\text{O}$$

utilizando-se um fator de segurança 1,3, tem-se:

$$\Delta P_{\text{total}} = 114 \text{ mmH}_2\text{O}$$

Dimensionamento do Ventilador de Ar de Combustão

10.2 Cálculo da Potência do Ventilador (Nv)

$$N_v = \frac{V \cdot \Delta P_{total}}{75n}$$

$$N_v = \frac{22000 \times 114}{75 \times 3600 \times 0,7} = 13,3 \text{ Cv}$$

Dimensionamento da Bomba de Alimentação de Água

11. DIMENSIONAMENTO DA BOMBA DE ALIMENTAÇÃO DE ÁGUA

11.1 Cálculo do Diâmetro da Válvula de Alimentação

- permitir ou interromper o suprimento de água no gerador de vapor.

Vamos utilizar do tipo globo com passagem reta.

$$V = \frac{15.000}{918} = 15,3 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V = A \cdot V_{ag} \rightarrow 15,3 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot 1,11 \cdot 3600 \rightarrow d = 0,07 \text{ m}$$

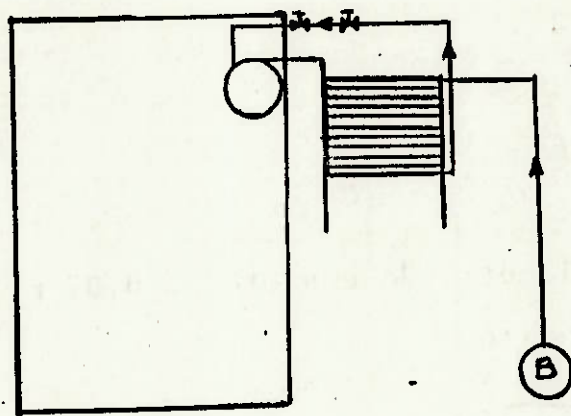
$$d = 3''$$

Válvula de retenção

Também $d = 3''$

Dimensionamento da Bomba de Alimentação de Água

11.2 Cálculo da Perda de Carga no Conduto de Alimentação de Água



1 Válvula de retenção 3"

2 Válvulas globo 3"

comprimento do conduto

15 curvas de 1800 (economizador)

5 curvas de 900 (percurso)

TOTAL

L	Total
9,7	9,7
26	52
14	14
3,4	51
2,1	10,5
	137,5

a perda de carga será:

$$\Delta P_T = \beta \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} \cdot \rho_{\text{ág}}$$

$$\Delta P_T = 0,013 \cdot \frac{137,5}{0,07} \cdot \frac{1,11^2}{2 \cdot 9,8} \cdot 918 = 1474 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Dimensionamento da Bomba de Alimentação de Água

11.3 Dimensionamento da Bomba de Água

$$H_t = \frac{V_s^2 - V_e^2}{2g} + Z_s - Z_e + \frac{P_s - P_e}{\rho_{\text{ág}} \cdot g} + \Delta P_T$$

$$H_t = \frac{2,5^2 - 2,0^2}{2 \cdot 9,8} + 5 + \frac{(22-1,5) \cdot 10^4 \cdot 9,8}{918 \cdot 9,8} + 1,474 = 229,9 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$N_B = \frac{D \cdot H_t \cdot s}{3600 \cdot 75 \cdot n}$$

$$N_B = \frac{1500 \cdot 229,9 \cdot 1,3}{3600 \cdot 75 \cdot 0,7} = 22,1 \text{ Cv}$$

Bomba centrífuga com:

$$N_B = 22 \text{ Cv}$$

$$H_t = 229 \text{ m}$$

$$Q = 15,25 \text{ m}^3/\text{h}$$

Dimensionamento do Tambor Principal

12. DIMENSIONAMENTO DO TAMBOR PRINCIPAL

12.1 Diâmetro do Tambor

Pelo livro de Dubbel, temos:

Pressão	at ef	20 °)	40 °)	64 °)	80 °)	125 °)	160
Valor p	mval/li t	< 10	< 6	< 3	< 1')	< 0,3')	< 0,1')
Ácido silícico	mgSiO ₂ /li t	< (70+7p)°)	< (30+3p)°)	< 10	< 4	< 1,2	< 0,4
Fosfato	mgP ₂ O ₅ /lt	< 25	< 10	< 10	< 3	< 3	< 3
Condutividade a 20°C	µS/cm	< 8000	< 5000	< 2500	< 1500	< 250	< 50
Densidade	°Bé	< 0,4	< 0,25				

De onde temos para uma pressão de 20 Kgf/cm², uma condutibilidade de 5000 µs/cm.

Dimensionamento do Tambor Principal

Temos uma carga admissível da câmara de vapor de 660 m³ de vapor/m³.h

$$\frac{\text{m}^3 \text{ de vapor}}{\text{m}^3 \cdot \text{h}} = D \cdot \frac{1}{\rho \cdot \text{volume}}$$

$$\frac{15.000 \times 4 \times 2}{9,84 \times \pi \times 3,7 \times d^2} = 660$$

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

12.2 Espessura do Tambor

$$e = \frac{P \cdot d}{200 \cdot \pi/s \cdot \alpha + p}$$

$$e = \frac{20 \cdot 1200}{200 \cdot \pi/1,5 \cdot 0,54 + 20}$$

$$e = 22 \text{ mm}$$

Dimensionamento do Tambor Inferior e Coletores

13. DIMENSIONAMENTO DO TAMBOR INFERIOR E COLETORES

13.1 Tambor Inferior

Adotaremos um diâmetro $d = 500$ mm

A espessura será dada por:

$$e = \frac{P \cdot d}{200 \cdot \sigma / s \cdot \alpha + p}$$

$$e = \frac{20 \cdot 500}{200 \cdot 16/1,5 \cdot 0,54 + 20}$$

$$e = 10 \text{ mm}$$

13.2 Coletores

Função de tubos de afluxo ou de descarga de diâmetros grandes, com um certo número de tubos de superfície de aquecimento de pequeno diâmetro.

Segundo Shield, o diâmetro recomendado é de 200 à 500 mm.

Dimensionamento do Tambor Inferior e Coletores

Adotaremos então $d = 300 \text{ mm}$.

A espessura será:

$$e = \frac{20 \cdot 300}{2000 \cdot 16/1,5 \cdot 0,54 + 20}$$

$$e = 6,0 \text{ mm}.$$

Bibliografia

14. BIBLIOGRAFIA

RAVAGLIA, Ennio; "Projeto de um Gerador de Vapor de Água.

DUBBEL; "Manual do Engenheiro Mecânico".

VAN WYLEN; GORDON, John; "Fundamentos da Termodinâmica Clássica".

SILVA, Remi B.; "Geradores de Vapor de Água".

PERA, Hildo; "Geradores de Vapor de Água".

SILVA, Remi B.; "Manual de Termodinâmica e Transmissão de Calor".

PERA, Hildo; "Anotações das aulas de Gerador de Vapor".