

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DISCIPLINA: PMC - 581 - PROJETO MECÂNICO II

P R O J E T O D E

U M G E R A D O R

D E Á G U A D E

A L T A T E M P E R A T U R A

ALUNO: MARCOS JUN TAKASE

NUSP: 1502169

PROFESSOR ORIENTADOR: HILDO PERA

TF.
1992

ÍNDICE

1. Introdução.....	pág. 01
2. Justificação do projeto.....	pág. 02
3. Circuito básico de AAT.....	pág. 04
4. Dados do projeto.....	pág. 05
5. Esquema de um gerador de AAT.....	pág. 06
6. Dimensionamento.....	pág. 07
6.1 - Esquema básico	
6.2 - Cálculo da vazão de água	
6.3 - Cálculo do diâmetro da tubulação de alimentação da caldeira	
6.4 - Cálculo da vazão de combustível	
6.5 - Cálculo da quantidade de ar	
6.6 - Cálculo da quantidade de gases	
6.7 - Calor total introduzido na câmara	
7. Dimensionamento da fornalha e câmara de combustão...	pág. 15
7.1 - Escolha da fornalha	
7.2 - Cálculo da área da grelha	
7.3 - Cálculo do volume da câmara de combustão	
7.4 - Cálculo da área de suporte	
7.5 - Dimensões da câmara de combustão	
7.6 - Cálculo da área da superfície irradiada	
7.7 - Cálculo da superfície reduzida	
7.8 - Cálculo da temperatura de equilíbrio	
7.9 - Balanço térmico	
7.9.1 - Saldo de calor após a câmara de combustão	
7.9.2 - Cálculo do calor absorvido na câmara de combustão	
8. Dimensionamento do feixe de convecção.....	pág. 22
8.1 - Cálculo do calor absorvido no feixe de convecção	
8.2 - Cálculo da área do feixe de convecção	
8.2.1 - Cálculo de ΔT	
8.2.2 - Cálculo do coeficiente global de transferência de calor K	
8.3 - Dimensões preliminares do feixe	

9. Cálculo do diâmetro dos tubos que vão compor a superfície de radiação.....	pág. 27
10. Bibliografia.....	pág. 28
11. Anexo: Desenho do Gerador AAT.....	pág. 29

Este Trabalho de Formatura visa efetuar um projeto de um gerador de água de alta temperatura. Inicialmente, é necessário uma explanação a respeito do assunto que será tratado.

Um gerador de água de alta temperatura é uma caldeira que eleva a temperatura da água. É muito mais eficiente que um aquecedor de água pois um gerador pode produzir água a temperatura muito maiores que a de um aquecedor. Mas, para essa permanecer no estado líquido, é necessário que ela seja submetida a pressões tanto maiores quanto mais elevada for a temperatura.

Seu funcionamento é assim descrito: a água(que permanece no estado líquido) está no circuito completamente fechado e aproveita o calor do combustível para elevar sua temperatura a valores correspondentes aos exigidos pelos processos.

O projeto a ser executado segue alguns parâmetros pré-determinados como capacidade, temperatura de saída e temperatura de retorno e o tipo de combustível a ser queimado na câmara de combustão.

Tem-se a ressaltar a importante colaboração do professor da disciplina PMC-510 - Instalações Motoras e Geradoras de Vapor e também professor orientador Hildo Pera no que se refere ao dimensionamento do gerador propriamente dito.

Um circuito básico de água de alta temperatura (AAT) apresenta inúmeras vantagens e são enumeradas a seguir:

- a) é um sistema fechado de transferência de calor;
- b) o consumo de água é praticamente nulo, devendo-se apenas compensar as perdas através das guarnições de válvulas e bombas;
- c) o circuito dispensa tratamento de água;
- d) não há formação de incrustações porque não há vaporização e, portanto, concentração de sólidos existentes na água;
- e) a água retorna à caldeira com entalpia elevada sem perda, após ter cedido calor aos processos.

Comparando-se esse sistema com um sistema que utiliza vapor (gerador de vapor), verifica-se que o sistema de água de alta temperatura (AAT) possibilita o retorno da água com uma temperatura bem maior que aquela obtida quando utiliza-se o gerador de vapor. Assim, seu rendimento é bem mais elevado. A figura a seguir mostra os dois tipos de sistemas: água de alta temperatura (AAT) e gerador de vapor (GV).

Do ponto de vista do controle de temperatura no trocador de calor, a água em circulação permite melhor comportamento que o vapor.

Sendo assim, é evidente que o sistema de água de alta temperatura (AAT) é viável como meio de transferência de calor para aquecimento de indústrias, grupos de prédios em uma vasta área.

No caso do projeto propriamente dito, sob o seu ponto de vista técnico, é viável pois servirá como um gerador de água de alta temperatura para uma indústria de fabricação de compensado que utilizará como combustível resíduos que são gerados dentro da própria indústria.

Para a execução do projeto, efetuou-se consultas a bibliografias a respeito do assunto dando possibilidade de se aprofundar mais no assunto e ao mesmo tempo facilitar o dimensionamento propriamente dito.

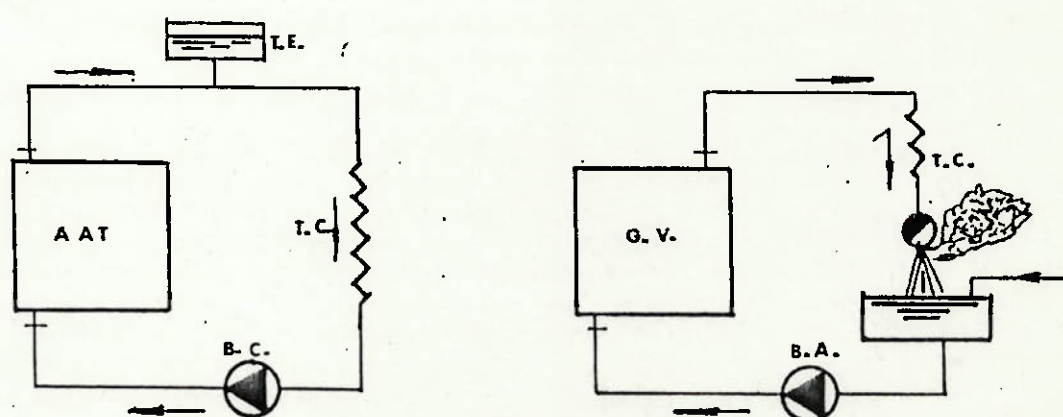


Figura 1 - Esquema de um sistema AAT e GV

O circuito básico de água de alta temperatura(AAT) compreende um gerador de água de alta temperatura, uma bomba de circulação e uma rede de tubulação em circuito fechado de tal maneira disposta a assegurar permanente cessão e contínua recuperação de calor.

A figura a seguir ilustra um circuito básico de água de alta temperatura(AAT). Existe também um tanque de expansão, cuja função é compensar o aumento do volume verificado durante a elevação da temperatura ambiente até a determinada pela instalação.

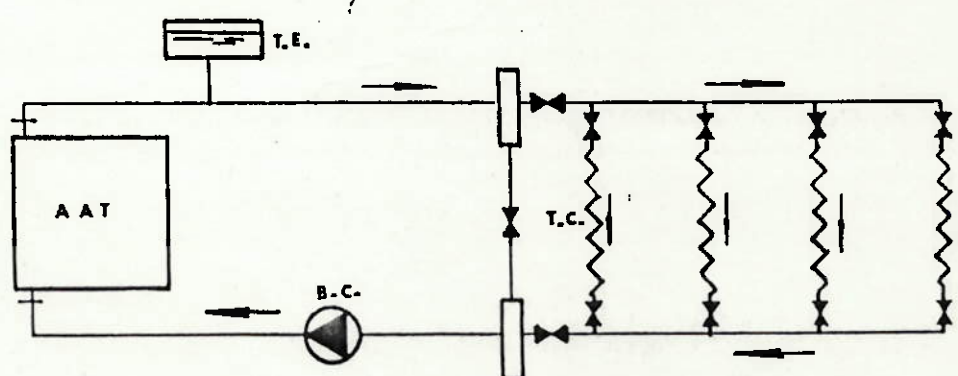


Figura 2 - Circuito básico de AAT

O projeto a ser executado consistiu no dimensionamento de um gerador de água de alta temperatura(AAT) segundo parâmetros que são citados abaixo:

- a) o gerador deve possuir uma capacidade de produzir 3.10^6 kcal/h;
- b) a temperatura de saída é de 180°C ;
- c) a temperatura de retorno é de 150°C ;
- d) o combustível a ser utilizado(queimado) deve ser proveniente de resíduos de uma indústria de fabricação de compensado.

A figura a seguir ilustra a instalação de um gerador de água de alta temperatura(AAT), onde se pode visualizar suas partes principais:

- câmara de combustão;
- feixe de convecção;
- grelha inclinada resfriada.

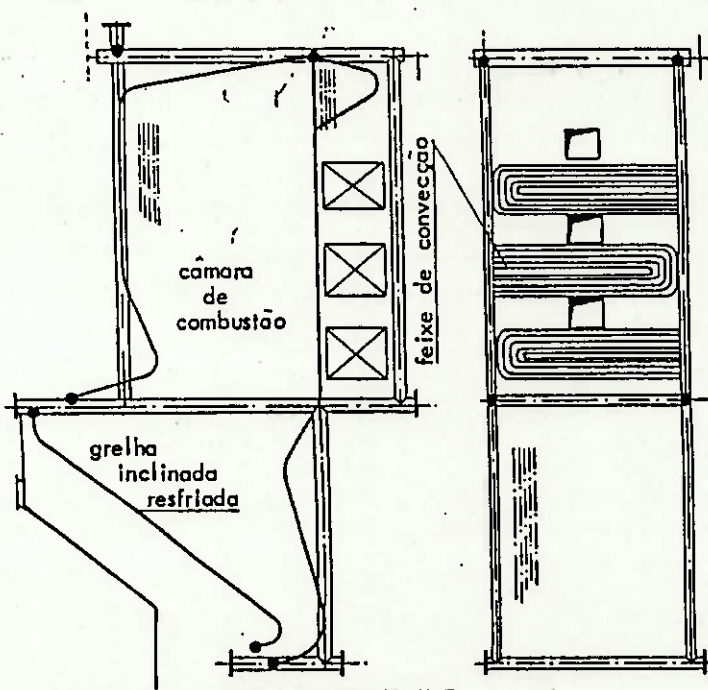
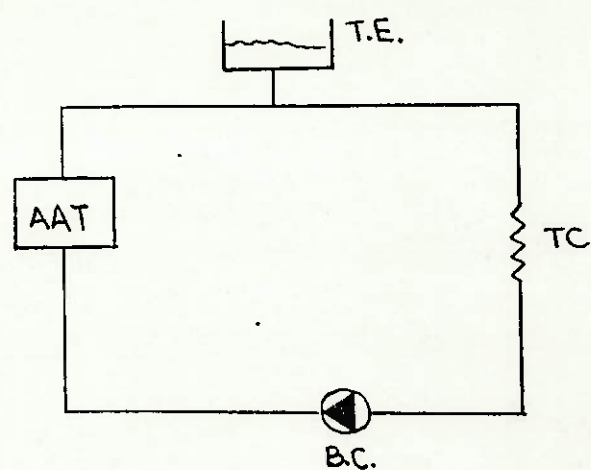


Figura 3 - Gerador de AAT

O item seguinte trata do dimensionamento do gerador conforme os dados já citados no item 4.

6.1 - Esquema básico:



6.2 - Cálculo da vazão de água:

A vazão de água que é impulsionada pela bomba de circulação é determinada pela fórmula:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{h_s - h_r}, \text{ onde } \begin{array}{l} \dot{Q}: \text{ calor a ser produzido por hora} \\ h_s: \text{ entalpia a temperatura de saída da caldeira} \\ h_r: \text{ entalpia a temperatura de retorno à caldeira} \end{array}$$

$$h_s = 182,20 \text{ kcal/kg} \quad T_s = 180^\circ \text{C}$$

$$h_r = 150,90 \text{ kcal/kg} \quad T_r = 150^\circ \text{C}$$

$$\dot{m} = 3 \cdot 10^6 \text{ kcal/h} : (182,20 - 150,90) \text{ kcal/kg}$$

$$\dot{m} = 95846,65 \text{ kg/h}$$

Vamos impor ao sistema uma pressão de trabalho de 14 kgf/cm^2 . Esta pressão é superior à pressão de vaporização para temperatura máxima de 180°C .

Assim, pode-se impedir qualquer possibilidade de se formar vapor ao longo da rede de tubulações que distribui o fluido aquecido e tem-se a vantagem de manter o líquido permanente na rede impedindo golpes de aríete.

6.3 - Cálculo do diâmetro da tubulação de alimentação da caldeira:

A faixa de velocidades recomendada para tubulação de alimentação é : $1,25 \text{ ft/s} < v < 7,00 \text{ ft/s}$

Adota-se $v = 4,5 \text{ ft/s} = 1,37 \text{ m/s} = 4938 \text{ m/h}$

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot v$$

$$95846,65 = 10^3 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 4938$$

$$d = 0,1572 \text{ m} = 15,72 \text{ cm} = 6,18''$$

$$\begin{aligned} d_{\text{nom.}} &= 6'' \text{ SCH 10S} & d_i &= 161,4 \text{ mm} \\ & & e &= 3,4 \text{ mm} \\ & & d_e &= 168,2 \text{ mm} \end{aligned}$$

6.4 - Cálculo da vazão de combustível

$$B = \frac{\dot{Q}}{\text{PCI} \cdot \eta} \quad , \text{ onde } \text{PCI} = 3500 \text{ kcal/kg}$$

$$\eta = 0,87 \text{ (rendimento do gerador adotado)}$$

O valor do PCI(poder calorífico inferior) do combustível escolhido se baseou na tabela a seguir.

Resíduo	Umidade %	Peso Específico Aparente (Kg/m³)	Materiais Voláteis %	P. C. I. kcal/kg	Teor de Cinzas %
Serragem	30	185	50	2.400	1,5
Pó lixa aglom.	10	265	70	3.500	1,0
Pó lixa mad.	10	250	70	3.250	1,0
Casca eucalip.	30	320	45	2.000	1,5
Casca pinho	50	360	70	1.890	2,0
Viruta	20	110	65	2.800	1,5
Sobra Carpint.	20	120	60	2.800	1,5
Recortes prens.	8	110	80	3.350	1,5
Recortes aglom.	8	120	80	3.350	1,5
Mad. Trilurada	10	175	70	3.260	1,5
Lâminas de Torno	50	115	45	1.800	2,0

Tabela 1 - Características de Resíduos da Indústria de Madeira

$$B = 3.10^6 \text{ kcal/h} : (3500.0,87) \text{ kcal/kg}$$

$$B = 985,22 \text{ kg/h}$$

6.5 - Cálculo da quantidade de ar

A quantidade de ar será determinada por dois métodos onde o primeiro método será através de equações e a segunda através de um ábaco. Este ábaco se encontra no livro Geradores de Vapor, do prof. Hildo Pera à pág. 3.13.

1º Método:

$$V_{ar}^t = 8,876C + 26,47 \left(\frac{h-o}{8} \right) + 3,32s \quad (\text{Nm}^3/\text{kg})$$

composição do combustível: C = 47,5%

H₂ = 6,0%

O₂ = 44,0%

N₂ = 1,0%

cinzas = 1,5%

$$V_{ar}^t = 8,876.0,475 + 26,47(0,06 - 0,44/8)$$

$$V_{ar}^t = 4,35 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

$$G_{ar}^t = 11,582C + 34,52(h-o/8) + 4,34s$$

$$G_{ar}^t = 11,582.0,475 + 34,52(0,06 - 0,44/8)$$

$$G_{ar}^t = 5,67 \text{ kg de ar/kg comb.}$$

A combustão, segundo dados experimentais, será praticada com um fator de excesso de ar de 40%, conforme tabela a seguir.

Combustível	Fornalha	n
Carvão britado	greihas rotativas ar forçado	1,15 - 1,5
Carvão britado	greihas planas ar natural	1,5 - 1,65
Carvão moído	ciclonica	1,10 - 1,15
Carvão pulverizador	integralmente irradiada	1,15 - 1,20
Óleo combustível	queimador de óleo de baixa pressão de ar	1,3 - 1,4
Óleo combustível	queimador de pulverização mecânica	1,20 - 1,25
Óleo combustível	queimador de pulverização mecânica com vapor auxiliar	1,05 - 1,15
Lenha	greiha plana, ar natural	1,40 - 1,50
	greiha plana, ar forçado	1,30 - 1,35
Bagaço de cana	greiha inclinada	1,40 - 1,50
	fornalha celular	1,25 - 1,30
Gás de refinaria	queimador com registro	1,05 - 1,10
Licor preto	fornalha de recuperação	1,05 - 1,07

Tabela 2.-- Valores experimentais do fator de excesso de ar n

com $n=1,4$

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

$$V_{ar}^r = 1,4 \cdot 4,35$$

$$\underline{V_{ar}^r = 6,09 \text{ Nm}^3/\text{kg comb.}}$$

$$G_{ar}^r = 1,4 \cdot 5,67$$

$$G_{ar}^r = 7,94 \text{ kg ar/kg comb.}$$

2º Método: Utilizando o Ábaco 3.2.1 do livro Prof. Pera

$$\begin{array}{l} \text{PCI} = 3500 \text{ kcal/kg} \\ n = 1,4 \end{array} \longrightarrow V_{ar}^t = 4,2 \text{ Nm}^3/\text{kg comb.}$$

$$V_{ar}^r = 1,4 \cdot 4,2$$

$$\underline{V_{ar}^r = 5,9 \text{ Nm}^3/\text{kg comb.}}$$

6.6 - Cálculo da quantidade de gases

1º Método:

$$V_g^{tu} = 1,8535C + 0,693s + 0,79 \cdot V_{ar}^t + 0,8n$$

$$V_g^{tu} = 1,8535 \cdot 0,475 + 0,79 \cdot 4,35 + 0,8 \cdot 0,01$$

$$V_g^{tu} = 4,32$$

$$G_g^{tu} = 3,664C + 1,996s + 0,77 \cdot G_{ar}^t + n$$

$$G_g^{tu} = 3,664 \cdot 0,475 + 0,77 \cdot 5,67 + 0,01$$

$$G_g^{tu} = 6,11$$

$$V_g^{ru} = V_g^{tu} + (n-1) \cdot V_{ar}^t$$

$$V_g^{ru} = 4,32 + (1,4-1) \cdot 4,35$$

$$V_g^{ru} = 6,06 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

$$G_g^{ru} = G_g^{tu} + (n-1) \cdot G_{ar}^t$$

$$G_g^{ru} = 6,11 + (1,4-1) \cdot 5,67$$

$$G_g^{ru} = 8,38$$

Volume dos gases real: $V_g^{ru} = 6,06 \text{ Nm}^3/\text{kg}$ (1º Método)

2º Método: Utilizando o Ábaco 3.2.1

$$\begin{array}{lcl} \text{PCI} = 3500 \text{ kcal/kg} & \longrightarrow & V_g^{ru} = 6,4 \text{ Nm}^3/\text{kg} \\ n = 1,4 & & \end{array}$$

6.7 - Calor total introduzido na câmara

$$\dot{Q}_T = B \cdot \text{PCI} + V_{ar}^r \cdot C_{p_{ar}} \cdot t_{ar}$$

$$B = 985,22 \text{ kg/h}$$

$$\text{PCI} = 3500 \text{ kcal/kg}$$

$$V_{ar}^r = 5,9 \text{ Nm}^3/\text{kg comb.}$$

$$C_{p_{ar}} = 0,31 \text{ kcal/Nm}^3 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{ar} = 150 ^\circ\text{C}$$

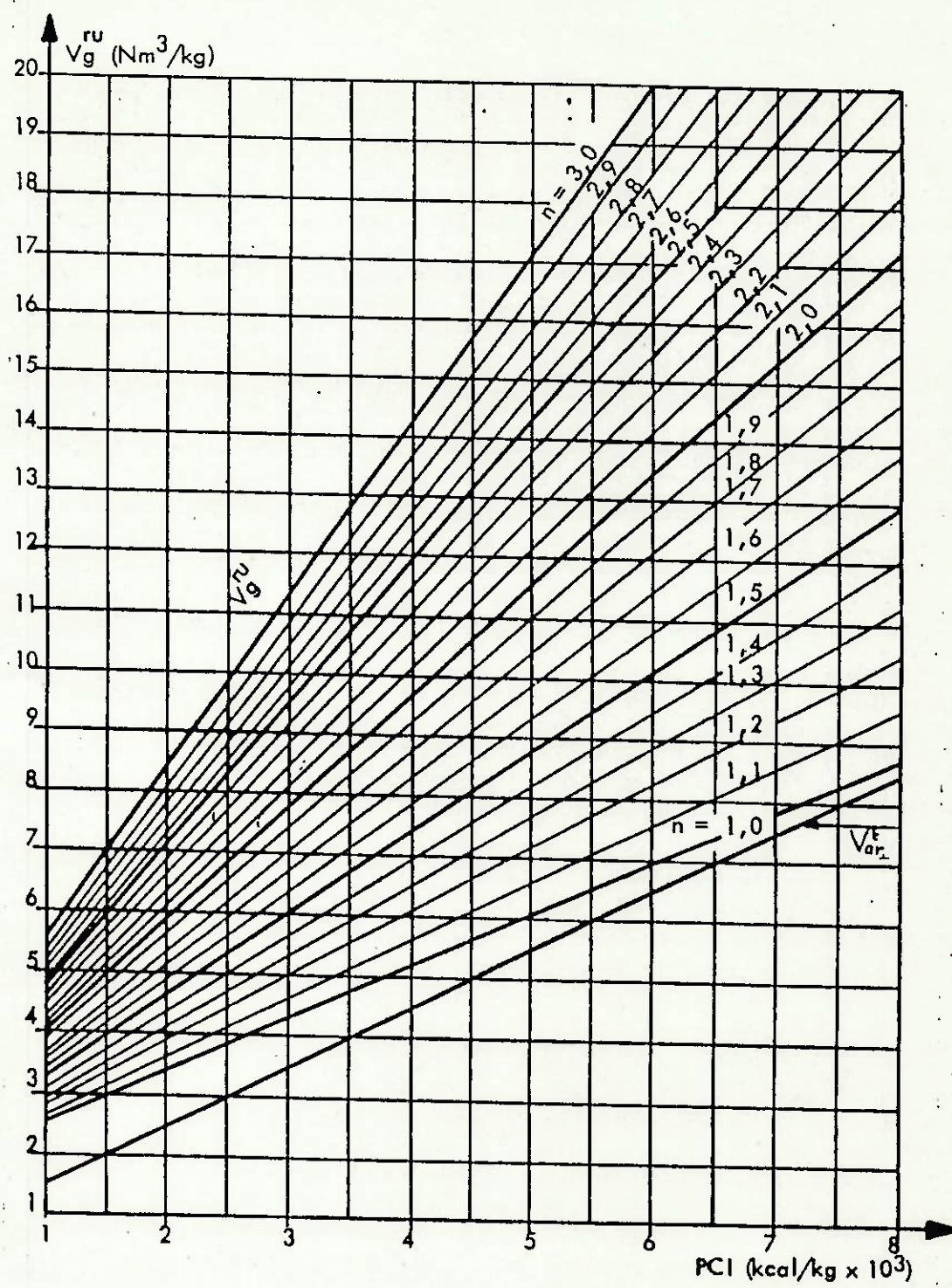
$$V_{ar}^r (\text{Nm}^3/\text{h}) = V_{ar}^r (\text{Nm}^3/\text{kg}) \cdot B (\text{kg}/\text{h})$$

$$V_{ar}^r = 5,9 \cdot 985,22$$

$$V_{ar}^r = 5812,80 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_T &= 985,22 \text{ kg}/\text{h} \cdot 3500 \text{ kcal}/\text{kg} + \\ &+ 5812,8 \text{ Nm}^3/\text{h} \cdot 0,31 \text{ kcal}/\text{Nm}^3 \cdot ^\circ\text{C} \cdot 150^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\underline{\dot{Q}_T = 3718565,2 \text{ kcal}/\text{h}}$$



Ábaco A 3.2.1 - Volumes de Ar e Gases de Combustão na Queima de Combustíveis Sólidos em Função do PCI

7.1 - Escolha da fornalha

A fornalha adequada será a fornalha de queima sob suporte de combustível sólido, com material picado, injetado por processo mecânico e da grelha resfriada inclinada.

O desenho a seguir ilustra bem uma grelha resfriada inclinada.

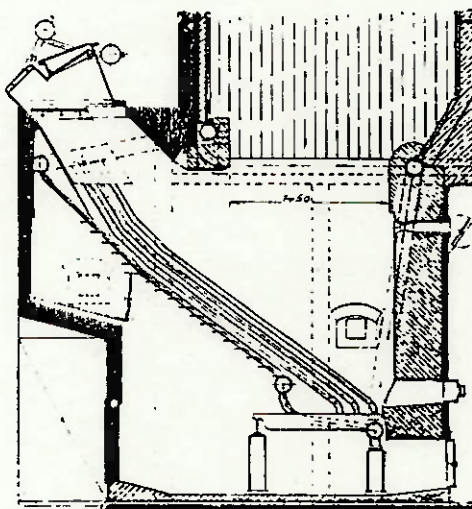


Figura 3 - Grelha resfriada inclinada

7.2 - Cálculo da área da grelha

$$S_G = \frac{B \cdot PCI}{C_g}$$

onde: $B = 985,22 \text{ kg/h}$;

$PCI = 3500 \text{ kcal/kg}$;

$C_g = 1.10^6 \text{ kcal/m}^2\text{h}$

$$S_G = 3,45 \text{ m}^2$$

A profundidade da grelha está limitada a 2,5 m. Portanto, sua largura será:

$$L_g = \frac{3,45}{2,50} = 1,38 \text{ m.}$$

7.3 - Cálculo do volume da câmara de combustão

Adotando-se uma carga C_v de 300000 kcal/m³h, temos:

$$V_{\text{câmara}} = \frac{\dot{Q}_T}{C_v} = \frac{3718565,2}{300000} = 12,40 \text{ m}^3$$

$$\underline{V_{\text{câmara}} = 12,40 \text{ m}^3}$$

7.4 - Cálculo da área de suporte

Adotando-se uma carga C_g de $5 \cdot 10^5$ kcal/m².h, temos:

$$S_{\text{suporte}} = \frac{Q_T}{C_g} = \frac{3718565,2}{5 \cdot 10^5}$$

$$\underline{S_{\text{suporte}} = 7,44 \text{ m}^2}$$

7.5 - Dimensões da câmara de combustão

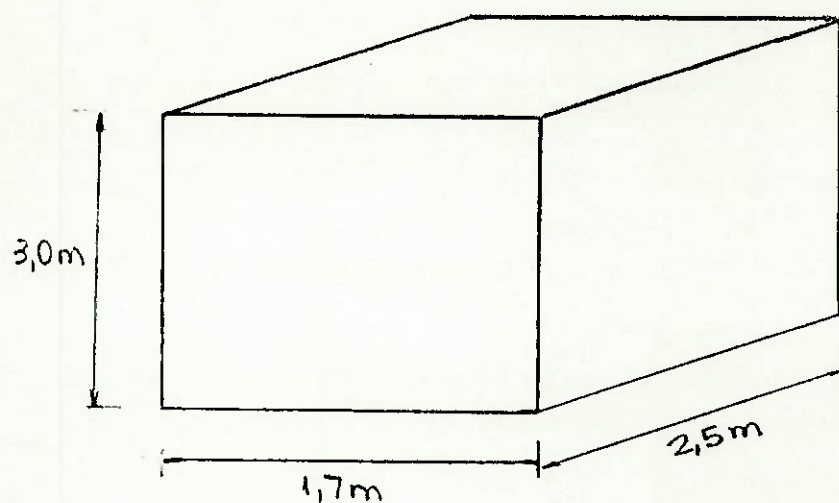


Figura 4 - Dimensões da câmara de combustão

7.6 - Cálculo da área da superfície irradiada

A área da superfície irradiada corresponde a área projetada.

$$S_{irr.} = S_{projetada}$$

$$S_{irr.} = 2 \cdot 3,0 \cdot 2,5 + 2 \cdot 1,7 \cdot 3,0 + 1,7 \cdot 2,5$$

$$S_{irr.} = 29,45 \text{ m}^2$$

7.7 - Cálculo da superfície reduzida

$$S_{red.} = \frac{1000 \cdot c_i \cdot S_{irr.}}{4 \cdot V_g^{ru}}$$

$$\text{onde: } V_g^{ru} = 6,4 \text{ Nm}^3/\text{kg} = 6305,4 \text{ Nm}^3/\text{h};$$

$$c_{irr.} = 4,5$$

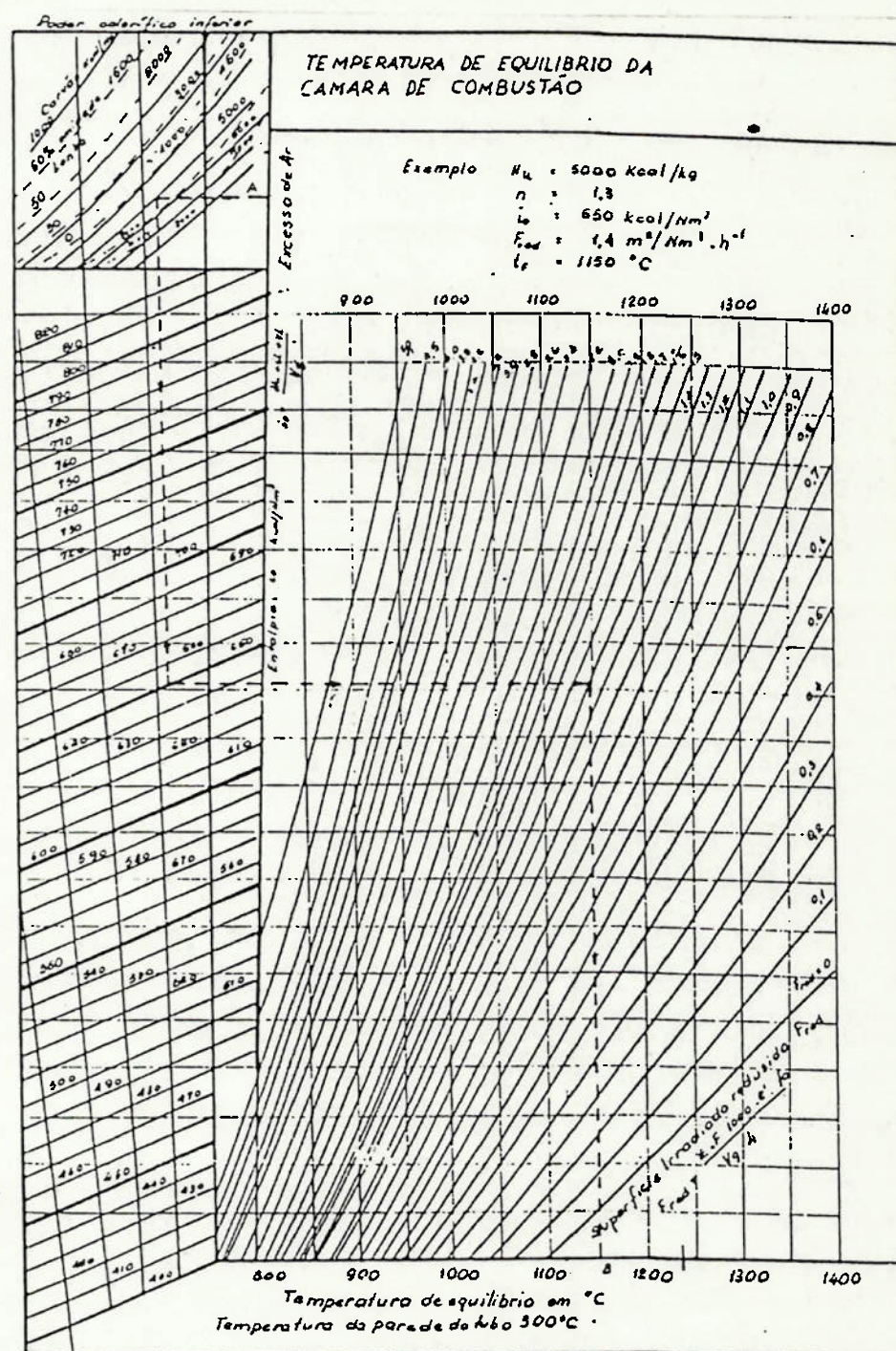
$$\underline{S_{\text{red.}} = 5,25 \text{ m}^2/\text{Nm}^3 \cdot \text{h}}$$

- Conteúdo térmico específico dos gases(h_o)

$$h_o = \frac{Q_T}{V_g^{\text{ru}}} = \frac{3718565,2}{6305,4} = 589,74 \text{ kcal/Nm}^3$$

7.8 - Cálculo da temperatura de equilíbrio

O ábaco a seguir permite a determinação da temperatura de equilíbrio da câmara de combustão.



Ábaco - Temperatura de equilíbrio da Câmara de Combustão

Tem-se como dados de entrada:

$$n = 1,4$$

$$PCI = 3500 \text{ kcal/kg}$$

$$h_o = 589,74 \text{ kcal/Nm}^3$$

$$S_{red.} = 5,25 \text{ m}^2/\text{Nm}^3 \cdot \text{h}$$

Assim, utilizando o ábaco, obtemos o seguinte valor para a temperatura de equilíbrio:

$$\underline{T_{eq.} = 1040 \text{ }^{\circ}\text{C}}$$

7.9 - Balanço térmico:

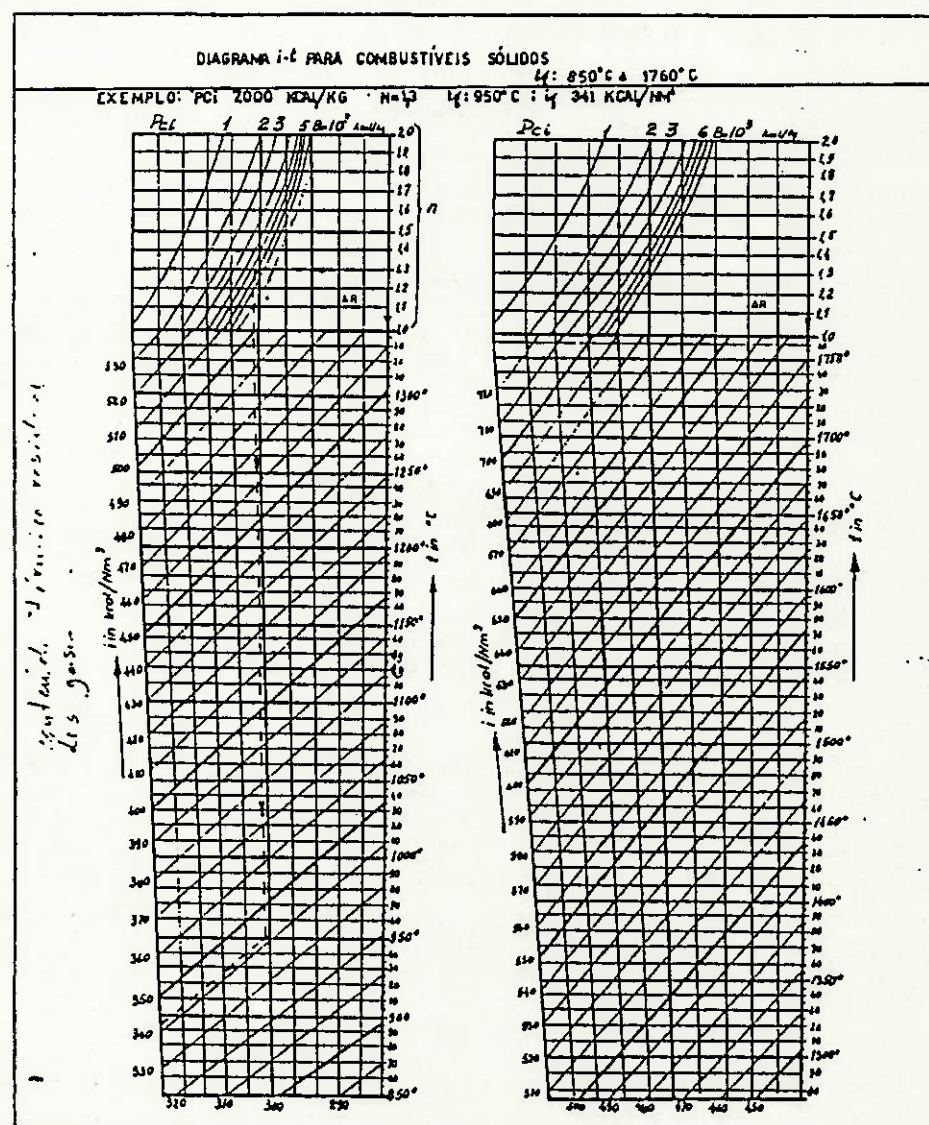
7.9.1 - Saldo de calor após a câmara de combustão

$$n = 1,4$$

$$PCI = 3500 \text{ kcal/kg}$$

$$T_{eq.} = 1040 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

O ábaco da página seguinte permite determinar o calor da entalpia residual ($h_{res.}$).



Ábaco - Calor da entalpia residual

$$h_{res.} = 380 \text{ kcal/Nm}^3$$

$$\dot{Q}_{res.} = h_{res.} \cdot V_g^r$$

$$\dot{Q}_{res.} = 380 \frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3} \cdot 6305,4 \frac{\text{Nm}^3}{\text{h}}$$

$$\dot{Q}_{res.} = 2396052 \text{ kcal/h} = 2,4 \cdot 10^6 \text{ kcal/h}$$

7.9.2 - Cálculo do calor absorvido na câmara de combustão

$$\dot{Q}_{irr.} = Q_T - \dot{Q}_{res.}$$

$$\dot{Q}_{irr.} = (3718565,2 - 2396052) \text{ kcal/h}$$

$$\dot{Q}_{irr.} = 1322513,2 \text{ kcal/h}$$

8. DIMENSIONAMENTO DO FEIXE DE CONVECÇÃO

8.1 - Cálculo do calor absorvido no feixe de convecção

$$D.(h_v - h_a) = B.PCI.n$$

$$\dot{Q}_{feixe} = D.(h_v - h_a) - Q_{irr.}$$

$$\dot{Q}_{feixe} = 985,22.3500.0,87 - 1322513,2$$

$$\dot{Q}_{feixe} = 1677481,7 \text{ kcal/h}$$

8.2 - Cálculo da área do feixe de convecção

$$S = \frac{Q}{K.\Delta T}, \text{ onde: } Q \text{ - calor absorvido pelo feixe;}$$

ΔT - média logarítmica da temperatura dos fluidos;

K - coeficiente global de transferência de calor

$$S = n.A_T \quad , \text{ onde: } n - \text{ número de tubos do feixe}$$

$$A_T - \text{ área superficial dos tubos}$$

$$A_T = \pi \cdot d \cdot l \quad , \text{ onde: } d - \text{ diâmetro dos tubos;}$$

$$l - \text{ comprimento do tubo}$$

8.2.1 - Cálculo de ΔT

$$\Delta T = \frac{(t_{ef} - t_v) - (t_{sf} - t_v)}{\ln \left(\frac{t_{ef} - t_v}{t_{sf} - t_v} \right)}$$

onde: t_{ef} - temperatura na entrada do feixe;
 t_{sf} - temperatura na saída do feixe;
 t_v - temperatura de saturação do vapor

No feixe de convecção, temos:

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} = 2396052 \text{ kcal/h} \quad T_{ef} = 1040 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q}_{\text{feixe}} = 1677481,7 \text{ kcal/h}$$

$$\dot{Q}_{\text{saldo}} = 718570,3 \text{ kcal/h}$$

$$h_{\text{gás}} = \frac{718570,3}{6305,4} = 113,9 \text{ kcal/Nm}^3$$

No ábaco A3.3.8 da referência (1), tem-se:

$$t_{sf} = 300 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_v = 194 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (\text{ para } p = 14 \text{ kgf/cm}^2)$$

$$\Delta T = \frac{(1040 - 194) - (300 - 194)}{\ln \left(\frac{1040 - 194}{300 - 194} \right)} = 356,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

8.2.2 - Cálculo do coeficiente global de transferência de calor K

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_g} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}}$$

onde: α_g - coeficiente de calor por convecção do gás para a camada limite;

e/λ - resistência oferecida na condução através do tubo;

α_a - coeficiente de calor por convecção da cama da limite da água para a água

$$\alpha_a = 2000 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}$$

$$e/\lambda = \frac{0,005}{30} = 0,00016$$

8.2.2 a) Cálculo de α_g

$$T_{\text{média}}^{\text{gás}} = 500 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ adotado}$$

$$\bar{\rho}_{\text{gás}} = 0,604 \text{ kg/m}^3$$

$$\bar{\mu}_{\text{gás}} = 31,96 \cdot 10^{-6} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$\bar{\lambda}_{\text{gás}} = 0,0525 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\bar{C}_{p\text{gás}} = 0,3015 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

Para uma velocidade de escoamento de 10 m/s, tem-se:

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A$$

$$A = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot V} = \frac{95846,65 \text{ kg/s}}{0,604 \cdot 10 \cdot 3600 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$

$$A = 4,4 \text{ m}^2$$

O número de Reynolds é obtido por:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot d}{\mu}, \text{ onde } d=2''=0,0525 \text{ m}$$

$$Re = \frac{0,604 \cdot 10 \cdot 0,0525}{32,96 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 9921,7$$

$$\alpha_g = 0,284 \cdot f_a \cdot f_b \cdot z \cdot (Re)^{0,61} \cdot \frac{\lambda}{d}$$

- f_a (obtido do ábaco A6.6.4 - ref. 1)

$$f_a = 0,98$$

- $z = 0,98$

- $f_b = 1$

$$\alpha_g = 0,284 \cdot 0,98 \cdot 1 \cdot 0,98 \cdot (9921,7)^{0,61} \cdot \frac{0,0522}{0,0525}$$

$$\alpha_g = 74,3 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

Assim, o coeficiente global de transferência de calor K é obtido por:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{74,3} + 0,00016 + \frac{1}{2000}}$$

$$K = 70,8 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

Portanto, o valor da área do feixe de convecção é:

$$S = \frac{Q}{K \cdot \Delta T} = \frac{1677481,7}{70,8 \cdot 356,2}$$

$$S = 67 \text{ m}^2$$

Considerando-se um tubo de 3 m de comprimento, tem-se:

$$n = \frac{S}{\pi \cdot d \cdot l} = \frac{67}{\pi \cdot 0,0525 \cdot 3}$$

$$n = 135 \text{ tubos}$$

8.3 - Dimensões preliminares do feixe

$$\text{largura: } 2,5 \text{ m} \quad \frac{2500}{52,5+105} \Rightarrow 16 \text{ tubos}$$

$$\text{comprimento: } \frac{c}{52,5+105} = \frac{135}{16} \Rightarrow c = 1,32 \text{ m} \Rightarrow 9 \text{ tubos}$$

altura do tubo: 3 m

9. CÁLCULO DO DIÂMETRO DOS TUBOS QUE VÃO COMPOR A SUPERFÍCIE DE RADIAÇÃO

Adotou-se $d_{nom.} = 2,0''$ - $d_i = 52,5$ mm

$e = 3,9$ mm

$d_e = 60,0$ mm

A faixa de velocidades para escoamento de água em alta temperatura é de 0,8 ft/s a 1,25 ft/s.

- número de tubos justapostos:

$$d \cdot n = L$$

$$n = \frac{3000}{60} = n = 50 \text{ tubos}$$

- vazão por tubo:

$$\dot{m}_{tubo} = \frac{\dot{m}}{50} = \frac{95846,65}{50} = 1916,93 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_{tubo} = \rho \cdot A_{tubo} \cdot V$$

$$V = \frac{1916,93 \cdot 4}{10^3 \cdot \pi \cdot (52,5 \cdot 10^{-3})^2}$$

$$V = 885,52 \text{ m/h} = 0,246 \text{ m/s} = 0,81 \text{ ft/s}$$

Esse valor é adequado pois se encontra dentro da faixa de velocidades.

$$d_{nom.} = 2,0'' \text{ SCH40} , \quad d_i = 52,5 \text{ mm}$$

$$e = 3,9 \text{ mm}$$

$$d_e = 60,0 \text{ mm}$$

1. Hildo Pera - Geradores de Vapor, Editora Fama
2. Silva Telles, Pedro Carlos - Tubulações Industriais -
Materiais, Projeto e Desenho, Livros Técnicos e Científi-
cos Editora
3. Geiringer, Paul L. - High Temperature Water Reating
4. Van Wylen, Gordon J. and Sonntag, Richard E. - Fundamentos
da Termodinâmica Clássica, Editora Edgard Blücher Ltda
5. Ravaglia, Ennio - Projeto de um gerador de vapor de água,
Grêmio Politécnico
6. Silva Telles, Pedro Carlos - Tubulações Industriais -
Cálculo, Livros Técnicos e Científicos Editora
7. Holman, J. P. - Transferência de Calor, Editora
McGraw-Hill