

946
6

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TRABALHO DE FORMATURA

PROJETO DE GERADOR DE VAPOR COM LEITO FLUIDIZADO

(PARTE II)

- TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM LEITOS FLUIDIZADOS
- PROJETOS
- BIBLIOGRAFIA

Hans Alfon Batistic

Autor: JOSE CARLOS DE OLIVEIRA GOMES

Orientador: Prof. HILDO PERA

Nossos agradecimentos a todos os que colaboraram com a realização deste trabalho, em particular aqueles que, de posse de informações, não hesitaram em fornecê-las. Em especial ao professor Hildo Pera.

Nossos agradecimentos à **Maysa**, doce e meiga criatura, que com sua resignação, paciência, dedicação e especialmente capricho, nos ajudou a levar ao fim toda esta obra.

A P R E S E N T A Ç Ã O

O trabalho mostrado a seguir, foi feito em conjunto entre José Carlos de Oliveira Gomes e Mauro Arcon Batistic. A bibliografia foi dividida entre ambos e a seguir foram trocadas as informações de modo que ambos tiveram igual participação na elaboração do projeto apresentado.

Deve-se ressaltar, que a nossa intenção inicial era colocar em funcionamento sob carga o grupo termoelétrico do Departamento de Engenharia Mecânica, o que se tornou impossível visto que não há óleo combustível suficiente. No mês de agosto do corrente ano, o prof. Hildo Pera nos propôs um tema alternativo, igualmente de interesse teórico, mas sem o conteúdo prático da proposição anterior.

Nos propusemos, então a iniciar em projeto de uma caldeira de feito fluidizado, orientados pelo prof. Hildo Pera, com o intuito de iniciar estudos nesse sentido. Sendo assim, nosso trabalho deverá servir como ponto de partida para estudos futuros, uma vez que pouco se fez, até agora, nesse sentido aqui no Brasil. Esperamos que seja útil para o futuro aproveitamento real de queima de carvão.

Desenvolvemos nosso trabalho em dois volumes, contendo os fundamentos teóricos, os cálculos envolvidos no projeto, até chegarmos aos seus valores finais.

O B J E T I V O S

Nosso trabalho, de modo algum, tem por objetivo fornecer um modelo preciso, visto que para isso seriam necessários mais tempo e muito material para que pudesse ser realizadas experiências, para uma modelagem um pouco mais precisa.

Nossos cálculos se basearam em simplificações encontradas na escassa literatura sobre o assunto. Tais simplificações se basearam em experiências realizadas no exterior, em condições bastante diferentes das existentes aqui.

Salienta-se, ainda, que este assunto se encontra em escala experimental em todo o mundo, e, por isso, há muitas divergências de autor para autor, bem como diferentes caminhos a serem seguidos.

Com isso, o objetivo do nosso trabalho é dar início ao estudo, eliminando apenas a inércia existente, de modo que, quando retomado o estudo, o projeto poderá ser substancialmente modificado, conforme o desenvolvimento na época.

M O T I V A Ç Ã O

É conhecida por todos a atual situação mundial de combustíveis fósseis. Com a escassez, principalmente, dos combustíveis líquidos, derivados do petróleo começa-se a pesquisar fontes alternativas, que antigamente eram de utilização anti-econômica. Aí podemos enquadrar o xisto e o carvão mineral, que no caso do Brasil é de baixa qualidade, de modo geral.

Fixando-nos no carvão de Santa Catarina, que será base para o nosso projeto, temos 42 % de cinzas, 24 % de materiais voláteis e apenas 36 % de carbono fixo.

... /

/...
Isso torna difícil sua queima em grelhas convencionais, por diversos fatores, por exemplo, perda de calor nas cinzas, dificuldades com o manuseio das mesmas, perdas dado o excesso de voláteis, etc.

A melhor forma de queimar-se um carvão com tais características é um leito fluidizado, que pode reduzir substancialmente as deficiências do processo de combustão desse carvão. Note que, um projeto de queima de carvão em leito fluidizado é um assunto que acompanha as tendências do futuro visto que o processo apresenta altíssimos rendimentos (chegando bem próximo aos 100 %) e baixos índices de poluição por SO_2 , NO_x e CO. O último, por se tratar de combustão praticamente total e os dois primeiros, porque sua retirada pela utilização decatalizadores junto à chaminé é bastante fácil.

.../

/...

SUMÁRIO

O presente trabalho trata do projeto de uma caldeira de leito fluidizado para as condições necessárias ao funcionamento do conjunto gerador termoelétrico existente nas dependências do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da U.S.P. .

Divide-se basicamente em duas partes:

A primeira é a parte teórica que traz um estudo sobre o processo de fluidização, sua aplicação em leitos fluidizados e sobre os mecanismos de troca de calor no interior dos leitos.

A segunda parte trata do projeto da caldeira propriamente dito, a um nível de detalhamento suficiente para orientar sua implantação prática. O cálculo baseia-se em expressões obtidos de literatura recente e em dados experimentais fornecidos pelo nosso orientador.

/.../

/...

Notação Utilizada:

A = Superfície de troca de calor, m^2 .

A_r = Número de Arquimedes.

c = Calor específico, Kcal/ Kg $^{\circ}C$.

C = Coeficiente de proporcionalidade.

C_p = Coeficiente de arraste para o fluxo ao redor de uma esfera.

d = Diâmetro da partícula, m.

d_e = Diâmetro equivalente da partícula, m.

D_T = Diâmetro do tubo (leito fluidizado), m.

D = Coeficiente de difusão (difusividade) m^2/h .

D_o = Coeficiente de difusão molecular, m^2/h .

D_c = Coeficiente de difusão convectiva, m^2/h .

f = Coeficiente de atrito.

g = Aceleração da gravidade, m/s^2 .

G = Fluxo de massa, Kg/h ou Kg/s.

G_r = Número de Grashof.

h = Coeficiente de troca de calor por convecção, Kcal/ $m^2 h$ $^{\circ}C$.

H_o = Altura inicial do leito, m.

H = Altura do leito, m.

l = Comprimento do curso, m.

L = Distância entre duas fileiras de partículas, m.

m = Porosidade do leito.

M = Peso molecular.

n = Exponentes em equações.

Nn = Número de Nusselt.

p, P = Pressão, Kg/ m^2 .

P_r = Número de Prandtl.

Q = Quantidade de calor transferido por unidade de tempo Kcal/h.

q_{τ} = Calor transferido por m^2 de parede no tempo τ , Kcal/ m^2 .

R = Raio do leito, m.

.../

/...

R_e = Número de Reynolds.

S = Área das partículas ou do leito, m^2 .

t = Temperatura do meio, $^{\circ}C$.

T = Temperatura do meio, $^{\circ}K$.

V = Volume da partícula, m^3 .

V_L = Volume do leito, m^3 .

V_M = Volume de material, m^3 .

W_M = Velocidade total de movimento das partículas, m/s .

$W_{1.s}$ = Velocidade superficial do fluido na mínima fluidização, m/s .

W_f = Velocidade superficial do fluido, m/s .

w_n = Componente normal à superfície de troca de calor da velocidade da partícula, m/s .

α = Coeficiente de transferência de calor da partícula.

α_{par} = Coeficiente de transferência de calor da parede, $Kcal/m^2 h ^{\circ}C$.

α_{max} = Máximo coeficiente de transferência de calor da parede.

α_{cond} = Componente de condução do coeficiente de transferência de calor, $Kcal/ m^2 h ^{\circ}C$.

α_{conv} = Componente de convecção do coeficiente de transferência de calor, $Kcal/ m^2 h ^{\circ}C$.

α_{rad} = Componente de radiação do coeficiente de transferência de calor, $Kcal/ m^2 h ^{\circ}C$.

Δ = Diferença finita.

δ_{par} = Distância média entre as partículas e a parede na camada mais próxima a esta, m .

δ = Espessura do filme de gás, m .

γ_M = Peso específico das partículas, Kgf/ m^3 .

γ_m = Peso específico do meio, Kgf/ m^3 .

γ_g = Peso específico do gás, Kgf/ m^3 .

ϵ = Emissividade.

λ = Coeficiente de resistência.

λ_g = Coeficiente molecular de condutividade térmica, $Kcal/ m h ^{\circ}C$.

λ_r = Componente de radiação da condutividade térmica, $Kcal/ m h ^{\circ}C$.

... /

/...

λ_m = Condutividade térmica molecular do meio, Kcal/ m h $^{\circ}$ C.

λ_{ef} = Condutividade térmica efetiva, Kcal/ m h $^{\circ}$ C.

μ = Viscosidade dinâmica, Kg . s/m².

ν = Viscosidade cinemática, m²/s.

θ = Temperatura da partícula, $^{\circ}$ C ou $^{\circ}$ K.

$\theta_{f.b.}$ = Temperatura das partículas na superfície do leito fluidizado,
 $^{\circ}$ C ou $^{\circ}$ K.

φ_1 = Fator de forma da partícula de acordo com Zhavoronkov.

$\varphi = \varphi_1^2$ = Fator de forma da partícula segundo Leva.

INDICES

M = material.

f = fluido.

f.b. = leito fluidizado.

1.s. = referente ao limite de estabilidade (minima velocidade de fluidização).

m = meio.

l = leito.

par = parede.

.../

/...

INDICE

Apresentação	ii
Objetivos	iii
Motivação	iii
Sumário	v
Notação Utilizada	vi
Índice	ix

CONTEÚDO DO VOLUME I

I- Realidade Energética Nacional	01
II- Fluidização	13
II-1)-Introdução ao estudo da fluidização	13
II-2)-Descrição e análise do fenômeno	14
II-3)-Leitos fixos e o limite de estabilidade	23
II-4)-Algumas características das partículas e dos leitos	30
II-5)-Relações entre densidade, porosidade e altura	35
II-6)-Mistura do fluido (difusão)	37
II-7)-Velocidade Mínima de fluidização	39
II-7.1)- Descrição do Fenômeno	39
II-7.2)- Relações do Projeto	42

CONTEÚDO DO VOLUME II

III- Transferência de Calor em Leitos Fluidizados.....	50
III-1)-Considerações Gerais	50
III-2)-Coeficiente de transferência de calor entre as partículas e o meio	51
III-3)-Diferença média de temperatura em trocadores de calor de leito fluidizado	54
III-4)-Mecanismo de troca de calor	55
III-4.1)-Equações aproximadas para troca de calor por condução	55
III-4.2)-Efeito da troca de calor por convecção....	59
III-4.3)-Efeito da radiação	60

.../

/...

IV- Projeto	62
IV-1)-Definição das características	62
IV-2)-Vapor e Combustível	63
IV-3)-Determinação do volume dos fluidos	64
IV-4)-Perda de carga do leito fluidizado	68
IV-5)-Transferência de calor	76
IV-6)-Dimensionamento dos tubos	90
IV-7)-Perdas de carga	91
IV-8)-Determinação da quantidade de areia para partir o leito	94
IV-9)-Instrumentação e Controle	95
IV-10)-Controle de Poluição	96
IV-11)-Alimentação e Partida	99
IV-12)-Métodos para aperfeiçoar o funcionamento de leitos fluidizados	100
IV-13)-Observações Finais	103
V- Bibliografia	104

.../

1...

Col. 8. pag. 162

III - TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM LEITOS FLUIDIZADOS

III-1)-CONSIDERAÇÕES GERAIS

Os mais complexos problemas no estudo da transferência de calor num leito fluidizado são:

- 1) A transferência de calor entre as partículas e o meio;
- 2) A condutividade térmica efetiva do leito, e;
- 3) A transferência de calor entre o leito fluidizado com outra superfície submersa, ou com as paredes circundantes.

Uma grande quantidade de calor pode ser transferida por unidade de tempo num dispositivo trocador de calor se todos os três fatores, do lado direito da equação de Newton forem elevados; estes fatores são:

- o coeficiente de troca de calor;
- a área de transferência do calor, e;
- a diferença média de temperatura.

Enquanto a determinação do coeficiente de calor representa a maior dificuldade no projeto de trocadores de uma única superfície, há outros problemas particulares, na maioria dos trocadores em leito fluidizado, na determinação da diferença média de temperatura devido à distribuição não uniforme do meio fluido entre as partículas. Nestes trocadores a diferença média de temperatura é extremamente pequena, e torna-se necessário encontrar soluções que superem essa dificuldade, ao invés de tentar aumentar o coeficiente de troca de calor entre as partículas e o meio. Quando as partículas são irregulares na forma e possuem lados concavos ou chatos, torna-se também difícil a determinação da área de troca de calor.

.../

/...

(pág. 167)

III-2) - COEFICIENTE DE TRANFERÊNCIA DE CALOR ENTRE
AS PARTÍCULAS E O MEIO

No caso geral a transferência de calor entre as partículas e o meio pode ser observada como sendo a soma de 3 componentes. As parcelas de transferência por condução, convecção e radiação. Assim:

$$\alpha = \alpha_{\text{COND}} + \alpha_{\text{CONV}} + \alpha_{\text{RAD}} \quad (29)$$

(8-1)

Os fatores mencionados anteriormente, como por exemplo o diâmetro das partículas, afetam os componentes condutivo e conectivo do coeficiente de transferência de calor de maneiras distintas.

Para partículas finas, a componente condutiva de α causada pela condução de calor molecular, é muito elevada. O coeficiente de troca de calor aumenta rapidamente quando o diâmetro médio das partículas decresce. Isto ocorre diretamente, da assim chamada relação limite de Nusselt (que fornece o mínimo valor do coeficiente de troca de calor, para partículas esféricas) desde que assumamos que neste caso o calor é transferido para a superfície das partículas, apenas por condução molecular, através de uma esfera de gás ao redor da partícula.

O diâmetro exterior desta esfera de gás é adotado como infinito, isto é, a espessura da camada à qual se aplica a diferença de temperatura é infinita. Este valor mínimo do coeficiente de troca de calor, pode ser obtido da equação de condução em regime uniforme, numa parede esférica. Assim:

$$Q = \frac{2\pi \lambda_m \Delta t}{1/d_1 - 1/d_2} = \alpha \pi d_1^2 \Delta t \quad (30)$$

onde $\alpha = \frac{2\lambda_m}{d_1 (1 - d_1/d_2)}$ (31)

pág. 168

... /

/...

onde d_1 e d_2 são respectivamente, o diâmetro da partícula e o diâmetro da camada em torno da partícula. Quando $d_2 \rightarrow \infty$ a equação tende para seu menor valor, ou seja:

$$\alpha_{min} = \frac{2 \lambda_m}{d} \quad (8-3)$$

A componente condutiva do coeficiente de troca de calor é assim, inversamente proporcional ao diâmetro da partícula, isto é, valores do coeficiente de calor tão grandes quanto se deseja, podem ser obtidos simplesmente pela redução do tamanho das partículas. Assim, uma intensificação na troca de calor quando o diâmetro das partículas é diminuído é conseguida não apenas pela formação de uma área maior de transferência de calor por unidade de peso, mas também pelo aumento no próprio coeficiente de troca de calor.

Um aumento maior em α_{cond} é obtido pela redução da espessura do filme do meio fluido no qual se calcula a diferença de temperatura. Este é o caso de um leito fixo ou um leito levemente fluidizado; por causa da alta concentração das partículas, a espessura da camada do meio (o agente principal de troca de calor) entre as partículas é bastante reduzida.

Durante a expansão uniforme do leito a espessura média do filme circundante aumenta, ou seja, α_{cond} diminui.

A tabela (5) mostra os valores de α_{cond} calculados pela equação (31) para várias espessuras de "envelope de fluido".

δ/d_1	d_1, d_2	$\frac{\alpha_{cond}}{\alpha_{min}}$
0.025	1.05	20.8
0.05	1.1	11.1
0.10	1.2	6
0.25	1.5	3
0.50	2	2
1	3	1.5
2	5	1.25
4.5	10	1.11
50	101	1.01

Tabela 5

Tabela 5

.../

/...

A componente convectiva α_{conv} inclui toda a parcela de α devido ao transporte molar. A velocidade característica do meio para a operação de trocadores de calor de leito fluidizado é pequena, variando de frações de metro até alguns metros por segundo. Poderia parecer que α_{conv} para as partículas deve-se ser pequeno, mas não é isto o que acontece na prática.

A componente radiante da transferência de calor entre as partículas e o gás é geralmente desprezível (apesar de não ser este o caso para a transferência de calor para as paredes ou outras partículas), por causa da elevada transparência térmica dos gases e pequenas camadas de gás entre as partículas.

.../

/...

III-3)-DIFERENÇA MÉDIA DE TEMPERATURA EM
TROCADORES DE CALOR DE LEITO FLUIDIZADO

A diferença de temperatura depende principalmente do arranjo do trocador de calor (co-corrente, contra-corrente ou correntes perpendiculares) e da relação dos equivalentes térmicos do meio fluido e do material de condução de calor

É praticamente impossível o aumento da quantidade de calor transferido pelo aumento da área superficial e do coeficiente de película, se a diferença de temperatura no trocador de calor for muito pequena.

No limite, quando o trocador estiver operando, em regime uniforme e $\propto F/W_g$ for infinitamente elevado, a temperatura dos gases, em contato com as partículas, durante a mistura intensiva no leito fluidizado, tende para a temperatura do material, isto é, a diferença logarítmica de temperatura tende a zero.

Leitos suspensos possuem concentração volumétricas baixas de partículas. As partículas permanecem afastadas umas das outras e são uniformemente banhadas pelo fluido; o meio possui uma temperatura relativamente uniforme através de quase toda a seção do trocador de calor, devido à intensa mistura e agitação no leito. Assim, a determinação de coeficientes de transferência de calor das partículas não é complexa e fórmulas empíricas, relativamente simples, são utilizadas:

$$Nu = 1.25 \cdot 10^{-3} Re^{1.46}$$

.../

/...

III-4)-MECANISMO DE TROCA DE CALOR

(pag 229)

Mesmo as velocidades superficiais baixos do gás, da ordem de décimos de metro por segundo, os coeficientes de troca de calor são extremamente elevados em paredes submersas, em leito de partículas finas; os coeficientes podem atingir 300-600 Kcal/m² h °C, ou até mais.

Tais valores elevados de coeficientes, podem ser explicados pelo fato que a troca de calor neste caso não se limita pela espessura da camada laminar ou sublaminar do gás, mas sim pela espessura da camada de gás entre as paredes e as camadas de partículas mais próximas a elas, que é consideravelmente menor (741).

Em contraste com a transferência de calor entre uma parede e um leito denso estacionário, as partículas nas camadas mais próximas às paredes, de um leito fluidizado, possuem praticamente a mesma temperatura que o núcleo do leito; pois o tempo de permanência de cada partícula próxima às paredes é muito pequeno.

A todo momento, a espessura da camada de gás, entre a parede e o material do leito, varia. A menor espessura de camada ocorre no caso de contato entre a parede e uma fileira de partículas, o que, para o caso de partículas esféricas, corresponderia a um sexto do diâmetro da partícula.

III-4.1)- EQUAÇÕES APROXIMADAS PARA TROCA DE CALOR

POR CONDUÇÃO

Um valor aproximado da distância (*L*) entre as partículas, numa dada fileira, ou entre fileiras, pode ser estimada da porosidade do leito (*m*). O volume do leito é :

$$V_{leito} = \frac{V_m}{(1-m)}$$

.../

/...

onde V_m é o volume de material sólido.

A distância axial entre as partículas de diâmetro "d" num leito fluidizado varia na proporção do inverso das raízes cúbicas da relação dos volumes:

$$\frac{L''}{L'} = \left(\frac{V''_{leito}}{V'_{leito}} \right)^{1/3} = \left(\frac{1 - m'}{1 - m''} \right)^{1/3}$$

(10-1) pág. 224

Esta distância é igual a "d" para um leito denso de esferas num arranjo cúbico, para o qual $m = 0.476$.

Para um leito fluidizado de porosidade m , as distâncias médias entre as partículas tornam-se:

$$L = d \left(\frac{1 - 0,476}{1 - m} \right)^{1/3} = \frac{0,807 d}{(1-m)^{1/3}} \quad (32)$$

Num intervalo de tempo $d\zeta$ uma partícula recebe (ou fornece) a seguinte quantidade de calor, por condução:

$$dQ = \frac{\lambda_m}{\delta_w} \frac{\pi d^2}{4} (\theta - t_{par}) d\zeta = c_M \gamma_n \frac{\pi d^3}{6} d\theta \quad (33)$$

onde δ_w = distância média entre a parede e a superfície da partícula adjacente.

λ_m = condutividade térmica do gás.

t_{par} = temperatura da parede.

θ = temperatura da partícula.

da equação (33), vem:

$$\frac{d\theta}{\theta - t_{par}} = k_1 d\zeta \quad (34)$$

.../

/...

$$\text{onde } k_1 = \frac{1,5 \lambda_m}{c_M \gamma_M \delta_w d}$$

integrando a equação (34) para o intervalo de tempo ζ durante o qual a partícula permanece na primeira fileira, encontra-se:

$$l_n \frac{\theta - t_{par}}{\theta - \theta_{f.b}} = k_1 \zeta$$

onde $\theta_{f.b}$ é a temperatura da partícula na parte central do leito.

Esta equação pode ser reescrita na forma:

$$\theta - t_{par} = (\theta_{bb} - t_{wall}) e^{(-k_1 \zeta)}$$

$$\text{ou } \Delta\theta = \theta - \theta_{bb} = (\theta_{bb} - t_{par}) (1 - e^{-k_1 \zeta}) \quad (35)$$

O tempo ζ no qual a partícula passa da primeira camada para a segunda, pode ser interpretado $\frac{L}{wn}$, isto é, diretamente proporcional à velocidade da partícula na direção normal à parede (wn).

Assim, o tempo necessário para renovar a primeira camada de partículas é:

$$\zeta = \frac{L}{wn} = \frac{0,807 d}{wn(1-m)^{1/3}} \quad (36)$$

A quantidade de calor transferida no tempo ζ , por m^2 de parede é:

$$q_\zeta = c_M \gamma_M \frac{\pi d^3}{6} \Delta\theta \cdot N$$

onde N é o número de partículas na primeira camada.

$$N = \frac{1}{L^2} = \frac{(1-m)^{2/3}}{0,65 d^2} \quad (37)$$

.../

/...

Assim,

$$q_{\zeta} = \frac{\pi c_M \gamma_M d (1-m)^{2/3}}{3,9} \Delta \theta \quad (38)$$

ou, por unidade de tempo, a quantidade de calor transferida é:

$$Q = \frac{q_{\zeta}}{\zeta} = c_M \underbrace{\gamma_M w_n (1-m) (1-e^{-k_1 \zeta})}_{\alpha_{par}} (\theta_{bb} - t_{par}) \quad (39)$$

cq (10-9) pag 229

É interessante notar que quanto mais rápido as partículas se movem, ou seja, quanto menor é o tempo de permanência de cada partícula sobre a superfície a ser aquecida, e portanto menor é a quantidade de calor cedida por uma partícula num único ciclo, maior será o fluxo de calor para a superfície da parede. Quando a mistura de partículas é acelerada, o número de partículas, efetivamente, trocando calor com a parede, por unidade de tempo, é aumentado muitas vezes mais do que a redução na quantidade de calor removida por cada partícula.

Quando a velocidade superficial aumenta, eleva-se também a velocidade w_n e a porosidade do leito m . O aumento na velocidade das partículas leva a um acréscimo em α_{par} , enquanto que o aumento da porosidade do leito possui o efeito oposto.

Inicialmente, quando a porosidade é pequena, e a velocidade w_n é insuficiente para elevados valores de troca de calor, uma aceleração das partículas possui um efeito sensível, ou seja, α_{par} aumenta consideravelmente com a velocidade superficial do fluido; posteriormente a situação muda. Com velocidades altas a velocidade w_n se torna tão elevada, que a temperatura da partícula não é capaz de diminuir durante o tempo de permanência na primeira camada. Um aumento posterior na velocidade superficial (e portanto em w_n) praticamente não causa efeito algum na diferença de temperatura aplicada e assim, não facilita-

.../

...

rá uma troca de calor mais elevada. Ao mesmo tempo o efeito negativo da porosidade é aumentado com aumento de w_n . Assim, com um ligeiro aumento da velocidade, α_{par} começa a decrescer. Isto pode ser visualizado nos gráficos a seguir:

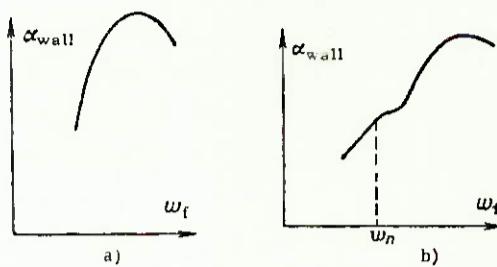


Figura 9 (10-1) pág 23)

III-4.2)- EFEITO DA TROCA DE CALOR POR CONVEÇÃO

(pág 239)

De uma maneira formal, podemos entender a troca de calor no leito fluidizado como o resultado de uma simples passagem de jatos entre as partículas. É interessante notar que este tratamento leva à conclusão de que a troca de calor é proporcional aos parâmetros w_f e d (velocidade das partículas na direção normal à parede e diâmetro médio das partículas).

Como resultado de experiências com partículas de diâmetros médios (10) chegou-se a uma expressão para a componente convectiva de $\alpha_{par-máx}$, dada a seguir:

$$\lambda_f = 18 w_f c \cdot \bar{\gamma}_M \cdot d \quad (40) \quad (10-11)$$

onde: w_f = velocidade superficial do fluido (m/s)

c = calor específico ($Kcal - Kg^{-1} \cdot {}^{\circ}C^{-1}$)

$\bar{\gamma}_M$ = densidade do meio ($Kg \cdot m^{-3}$)

d = diâmetro das partículas (m).

Note-se que a infiltração de fluido ao longo das paredes, nas condições de $\alpha_{par-máx}$ é da or

.../

/...

dem de 1/20 daquela no meio de um leito denso, com as mesmas partículas e a mesma velocidade superficial.

III-4.3) - EFEITO DA RADIAÇÃO

(pág. 235)

Pode-se levar em conta a troca de calor entre o leito fluidizado e as paredes, com uma componente de radiação λ_r . Como a equação (39) expressa a troca de calor por condução, entre a parede e a primeira fileira de partículas apenas, enquanto que a troca de calor por radiação ocorre igualmente com todas as partículas das outras camadas que são "visíveis" à parede, torna-se necessário definir λ_r por uma substituição em λ_{eff} e na equação (39) como:

$$\frac{-q}{\Delta t} = \frac{Q \cdot 1.2 \cdot \delta_w}{\frac{\pi d^2}{4} (\theta - t_{par})} \quad (41)$$

onde $Q \cdot 1.2$ é o calor recebido pela parede, de uma única partícula.

Introduz-se também um fator de correção para realçar a radiação total apenas com a radiação da primeira camada de partículas:

$$\lambda_m = \frac{-q}{t} \underbrace{\frac{1}{1.2 (1-m)^{2/3}}}_{\text{fator de correção}} \quad (42)$$

(10-19)

Entretanto é mais simples e mais conveniente considerar a transferência de calor por radiação pela definição de um coeficiente global de transferência dado por:

$$\alpha_{par} = \alpha'_{par} + \alpha_r \quad (10-15)$$

onde α_p é a componente condutiva-convectiva calculada por (39) com $\lambda = \lambda_m + \lambda_f$ e

.../

/...

$$\alpha_r = 4,9 \frac{E_{red} \left[\left(\frac{\theta}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{par}}{100} \right)^4 \right]}{\theta - T_{par}} \quad (43)$$

pag 235
10-21

onde:

E_{red} é a emissividade reduzida de corpo negro para o sistema leito fluidizado/parede.

T_{par} e θ são as temperaturas absolutas da parede e das partículas.

Pode-se demonstrar que $E_{red} = E_1$, sendo E_1 a emissividade da superfície da parede aquecida.

A determinação de θ será melhor analisada na segunda parte deste projeto, em conjunto com certas considerações práticas.

Assim, a troca total de calor entre as paredes e o leito fluidizado fica:

$$Q = \alpha_T (\theta - T_{par}) \quad (44)$$

onde:

$$\alpha_T = c_M \gamma_M w_n (1+m) \left(1 - \frac{-1,2 \lambda_m}{\delta_w c_M \gamma_M w_n (1-m)^{1/3}} \right)^{+} + \frac{4,9 E_1 \left[\left(\frac{\theta_{fb}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{par}}{100} \right)^4 \right]}{\theta_{fb} - T_{par}} \quad (45)$$

(10-21)
pag 237

.../

/...

IV - PROJETO

IV-1) - DEFINIÇÃO DAS CARACTERÍSTICAS

Tremos, agora, aliar os métodos para a construção de caldeiras convencionais com a teoria de leitos fluidizados, até aqui desenvolvida.

Vamos projetar uma caldeira, comparativamente de pequeno porte, para movimentar o conjunto termo-elétrico existente no Laboratório de Máquinas Térmicas do Departamento de Engenharia Mecânica.

Sem entrar em maiores detalhes quanto às deficiências do ciclo usado, vamos porjetar uma caldeira de características idênticas às da caldeira convencional, hoje, lá existente. São elas:

Produção normal de vapor (D)	1.100 Kg/h
Produção máxima continua	1.200 Kg/h
Produção de picos	1.270 Kg/h
Pressão de trabalho	8 ata
pressão de construção	9 ata
Qualidade do Vapor	superaquecido
Temperatura do Vapor	250 °C
Temperatura do ar ambiente	30 °C
Temperatura da água de retorno	37 °C
Altitude do local da instalação	nível do mar
Combustível	carvão vapor de Santa Catarina
Eficiência térmica na produção normal (ref. pci)	83 %
Perda de combustível nas cinzas	desprezível
Concentração de sólidos na saída dos gases para a atmosfera	desprezível

... /

/...

IV-2) - VAPOR E COMBUSTÍVEL

1. Condições de estado do vapor:

$$p_v = 8 \text{ Kgf/cm}^2 \quad \text{e} \quad t_v = 250^\circ\text{C} \quad \text{definem:}$$

$$h_v = 704,8 \text{ Kcal/Kg} \quad \text{e} \quad v_v = 0,3031 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

2. Calor do vapor:

$$Q_v = D (h_v - t_a)$$

$$Q_v = 1.100 (704,8 - 37) \quad Q_v = 734.580 \text{ Kcal/h}$$

3. Consumo de combustível:

conhecido o carvão vapor de Santa Catarina, com

pci = 4.180 Kcal/Kg, temos:

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

$$B = \frac{734.580}{4.180 \cdot 0,83} \quad B = 211,7 \text{ Kg/h}$$

Como não há perda de combustível não queimado nas cinzas, essa é, efetivamente, a massa de combustível que gerará calor.

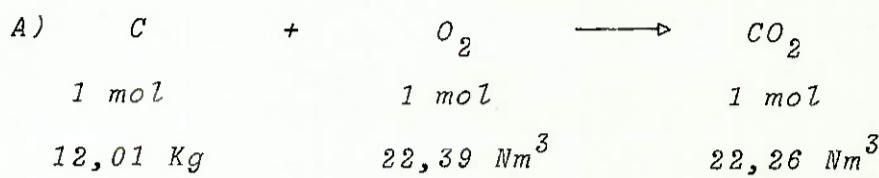
.../

/...

IV-3) - DETERMINAÇÃO DO VOLUME DOS FLUIDOS

1. Equacionamento da combustão:

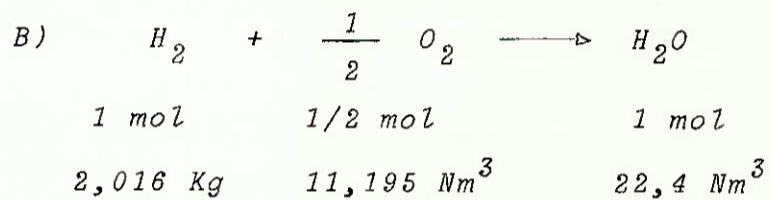
Basicamente, na combustão do carvão vapor de Santa Catarina ocorrem as oxidações de enxofre, hidrogênio e obviamente do carbono que pode ser total ou parcial (no caso particular de combustão em leito fluidizado é total). Então, temos as equações:



então, 1 Kg de carbono:

$$\text{exige } \frac{22,39}{12,01} = 1,864 \text{ Nm}^3 \text{ de oxigênio}$$

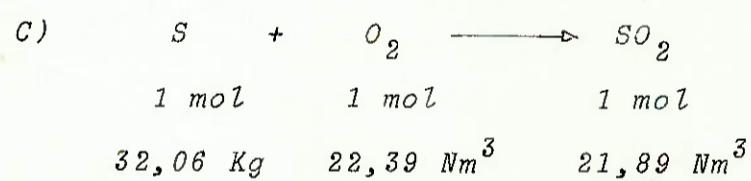
$$\text{e produz } \frac{22,26}{12,01} = 1,8535 \text{ Nm}^3 \text{ de dióxido de carbono}$$



então, 1 Kg de hidrogênio:

$$\text{exige } \frac{11,195}{2,016} = 5,56 \text{ Nm}^3 \text{ de oxigênio}$$

$$\text{e produz } \frac{22,4}{2,016} = 11,11 \text{ Nm}^3 \text{ de vapor d'água}$$



então, 1 Kg de enxofre:

.../

/...

$$\text{exige } \frac{22,39}{32,06} = 0,697 \text{ Nm}^3 \text{ de oxigênio}$$

$$\text{e produz } \frac{21,89}{32,06} = 0,683 \text{ Nm}^3 \text{ de dióxido de enxofre}$$

2. Volume de ar:

Com isso e a composição do carvão, obtemos o volume de oxigênio teórico (estequiométrico) necessário na combustão:

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

onde:

$$c = 43 \%$$

$$h = 2,9 \%$$

$$\Theta = 3,2 \%$$

$$s = 2,9 \%$$

Além disso, assumindo-se que no ar temos 21 % de oxigênio, podemos tirar o volume de ar teórico para a combustão:

$$\frac{V_{ar}^t}{ar} = \frac{V_{O_2}^t}{0,21} = 8,876 c + 26,443 (h - \frac{\Theta}{8}) + 3,322 s$$

$$\frac{V_{ar}^t}{ar} = 4,574 \text{ Nm}^3/\text{Kg de combustível}$$

Sabemos que para a combustão total se realizar é necessária uma certa porcentagem de excesso de ar. Intuitivamente, percebemos que a combustão é tão mais completa quanto maior for esse excesso, mas por outro lado, esse excesso reduz a eficiência térmica da caldeira por elevar as perdas na chaminé.

Como não nos foi possível construir um protótipo, somos obrigados a recorrer a dados experimentais conhecidos. Devemos apenas estar atentos para

... /

/...

o fato de que tais dados foram obtidos em condições, muitas vezes, bastante diferentes da nossa (por exemplo, o carvão europeu é, em geral, antracítico, de qualidade muito superior à do nosso).

A tabela (11) abaixo mostra alguns resultados obtidos quando da variação do excesso de ar:

Excesso de ar %	Emissão de CO % (base seca)
0	0,8
2,5	0,25
10	0,08
30	menos que 0,04

Tais valores foram obtidos com carvão queimado em pedaços relativamente grandes (6-25 mm) em leito fluidizado.

Notamos que, do ponto de vista da emissão de CO, o valor de 30 % é bastante satisfatório. Quanto à eficiência térmica, basta lembrarmos que o excesso de ar usual em caldeiras convencionais é da ordem de 30 a 35 %, sem grande perda de rendimento.

Então:

$$V_{ar}^{r*} = (1+m) V_{ar}^t = (1+0,30) \cdot 4,574 = 5,946 \text{ Nm}^3/\text{Kg}$$

Ou seja:

$$V_{ar}^r = V_{ar}^{t*} \cdot B = 5,946 \cdot 211,7$$

$$V_{ar}^r = 1.260 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

3. Volume dos gases queimados:

Analogamente ao volume teórico de oxigênio, temos (13):

.../

/...

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

Onde:

$$n = 1,0 \%$$

$$w = 10 \%$$

$$V_g^{r*} = V_g^t + m v_{ar}^t$$

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

$$\begin{aligned} V_g^{r*} = & 1,8535 \cdot 0,43 + 0,683 \cdot 0,029 + 0,8 \cdot 0,01 + 1,29 (9 \cdot 0,029 \\ & + 0,1) + 0,79 \cdot 4,574 + 0,3 \cdot 4,574 \end{aligned}$$

$$V_g^{r*} = 6,258 \text{ Nm}^3/\text{Kg de combustivel}$$

$$\text{Como: } V_g^r = V_g^{r*} \cdot B$$

$$V_g^r = 6,258 \cdot 211,7$$

$$V_g^r = 1,325 \text{ Nm}^3/h$$

.../

/...

IV-4) - PERDA DE CARGA NO LEITO FLUIDIZADO

De acordo com a parte teórica (14):

$$\Delta p = \frac{2}{d_e} \lambda \frac{H}{f} \frac{w^2}{S_c} \frac{\rho_m}{m_o^3} \psi$$

Quanto ao tamanho dos pedaços de carvão, as experiências realizadas mostraram que, quanto maiores eles foram, menor será a elutriação. Em contrapartida, pedaços muito grandes exigiriam uma velocidade de fluidização altíssima, o que tornaria a fluidização quase impraticável. As recomendações são para o uso de pedaços de 6 a 25 mm.

Por conveniência, usaremos carvão britado com tamanho máximo de 1/4" (6,35 mm), podendo ser admitido como diâmetro médio, ponderadamente, o valor 3,0 mm, dada a friabilidade do carvão. Usaremos, ainda, areia com grãos variando de 1.000 a 1.500 mm.

Uma consideração importante deve ser feita quanto ao material do leito, em regime permanente. Inicialmente, temos uma mistura de areia e carvão, que com a queima deste último passa a ser areia + cinzas + carvão. Como há alimentação constante de carvão, bem como sua queima, há uma produção constante de cinzas (que no nosso caso é maior dada a má qualidade do nosso carvão). Ocorre, então, um aumento no volume do leito, até que ele seja "drenado". A partir daí, como há constante produção de cinzas, teremos uma mistura de cinzas, e carvão não queimado formando o material do leito.

Isto nos traz a vantagem de dispensar alimentação de areia mas a desvantagem da incerteza das características físicas da "areia de cinzas": densidade, calor específico, granulometria, etc ... Principalmente a granulometria nos preocupa por não sabermos como se comportará quanto à abrasão, tanto entre si quanto com os metais, com os quais entra em contato.

.../

/...

Para as condições iniciais do leito, calcularemos o diâmetro equivalente, como uma média ponderada entre os diâmetros da silica e do carvão.

Conhecemos:

$$\gamma_c = 1.000 \text{ Kgf/m}^3 = \text{densidade do carvão (16)}$$

$$\Delta_t = 180 \text{ s} = \text{tempo necessário para a queima de } '$$

Devemos observar que as experiências (12) realizadas, principalmente na Inglaterra nos dão um valor de Δ_t muito maior, mas algumas experiências realizadas aqui no Brasil mostraram que as maiores porosidade e porcentagem de voláteis reduzem o tempo de queima. Outro detalhe importante é que o carvão existente na Europa Ocidental é predominantemente antracítico.

Com isso, a cada instante, em regime permanente, teremos $0,011 \text{ m}^3$ de carvão, num leito fluidizado, que, em primeira aproximação deverá ter entre $0,19$ e $0,20 \text{ m}^3$. Com isso, sem grande erro, podemos supor que o diâmetro das partículas do leito é aproximadamente o diâmetro das partículas de areia.

Passaremos, agora, ao cálculo dos demais parâmetros que participam da perda de carga:

1. Fator de forma Φ

Segundo Leva (15):

$$\Phi = 0,205 \frac{F}{\gamma^{2/3}} = \Phi_1^2$$

Adotaremos, em primeira aproximação, partículas de forma cúbica visto que essa é a figura geométrica regular que mais se aproxima da forma real do carvão britado (bem como dos grãos de areia).

Assim, se $D = 1,5 \text{ mm} = \text{aresta das partículas do leito.}$

.../

/...

$$F = 6 \cdot D^2 = 6 \cdot 1,5^2 = 13,5 \text{ mm}^2 = \text{área externa das partículas.}$$

$$V = D^3 = 1,5^3 = 3,375 \text{ mm}^3 = \text{volume ocupado pelas partículas.}$$

então:

$$\varphi = \frac{13,5}{(3,375)^{2/3}} = 1,23$$

2. Porosidade:

De acordo com o gráfico abaixo (14)

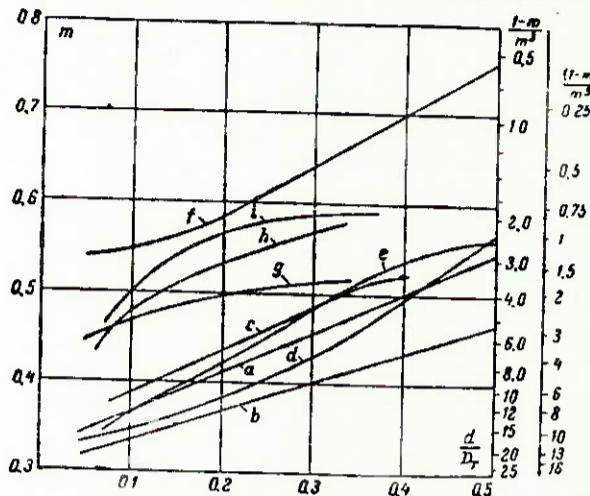


Figura 10

Conhecida a relação $d/D_T = 3,33 \times 10^{-3}$, supondo que D_T seja da ordem de 0,5 m, e supondo, ainda, que as partículas sejam lisas e com dimensões uniformes, sai do gráfico:

$$m = 0,32 = \text{porosidade do leito}$$

Temos, ainda, uma relação importante, que será bastante usada:

$$\frac{(1-m)^2}{m^3} = 14,11$$

3. Areia:

Sem entrar em maiores detalhes quanto às proporções dos silicatos e outros minerais, vamos apenas supor, que, a sua densidade é :

.../

/...

$\gamma_a = 2.200 \text{ Kgf/m}^3$, e seu diâmetro médio de partícula é $d_a = 1,0$ e $1,5 \text{ mm}$.

Além disso, a areia tem dimensões tais que, ponderadamente com o carvão, nos permitem admitir que o leito tem partículas com diâmetro equivalente médio:

$$d_e = 1,5 \text{ mm.}$$

4. Cálculo da velocidade de fluidização: w_f

Segundo o equacionamento conhecido (14), supondo que estamos em regime laminar, adotaremos a seguinte expressão para o cálculo da velocidade de fluidização:

$$w_f = 1,58 \times 10^{-4} \frac{d^{1,82}}{\nu^{0,88}} \left(\frac{\gamma_M - \gamma_m}{\gamma_m} \right)^{0,94} (\text{m/s})$$

onde:

$$d = 1,5 \times 10^{-3} \text{ m} = \text{diâmetro da partícula.}$$

$$\nu = \text{viscosidade cinemática do ar } (\text{m}^2/\text{s}).$$

$$\gamma_m = \text{peso específico das partículas do leito.}$$

$$\text{como: } \nu = \frac{\mu}{\rho}$$

$$\mu = 1,97 \times 10^{-5} \text{ kg/s.m} = \text{viscosidade dinâmica do ar.}$$

$$\rho = 1,12 \text{ Kg/m}^3$$

para o ar, aproximadamente nas condições do leito,

$$\nu = 1,76 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

Além disso, adotaremos para o material do leito uma mistura 25% carvão e 75% areia (e, posteriormente, cinzas), o que nos dará:

$$\gamma_M = 0,25 \gamma_c + 0,75 \gamma_a = 0,25 \cdot 1000 + 0,75 \cdot 2200$$

$$\gamma_M = 1.900 \text{ Kgf/m}^3$$

.../

Então, teremos uma velocidade de fluidização:

$$w_f = 0,019 \text{ m/s}$$

Esse valor coloca o nosso leito em condição de regime laminar, mas, o que acontece é que é um valor extremamente baixo e, prevê-se que nem a fluidização ocorrerá com uma velocidade de tal ordem.

A parte teórica nos fornece a expressão:

$$w_f = g \frac{(\rho_M - \rho_m) d_e^2}{200 \mu_m \phi^2} \cdot \frac{m^3}{1-m}$$

que fornece o valor de $w_f = 0,42 \text{ m/s}$; para as nossas condições, entretanto, dados experimentais preliminares mostram que esta velocidade não se encontra na faixa considerada ideal, levando-nos a supor, que esta expressão não é a mais indicada para o nosso caso.

Pode haver uma certa discordância entre a velocidade de crítica calculada por relações empíricas e o valor medido experimentalmente. Isso pode ser atribuído ao escoamento preferencial das fases, em virtude da qual a força de arraste do leito pelo fluido se torna menor, ou à ação de forças eletrostáticas (no caso de fluidização com gases), à aglomeração das partículas ou ao atrito fluido nas paredes do tanque. Este último efeito é particularmente importante nos leitos de pequeno diâmetro (que é o nosso caso).

Existe outra correlação empírica (24) para partículas com densidades entre 70 e 243 lb/ft^3 , fluidizadas com gases cujas densidades variam de 0,01 a 0,112 lb/ft^3 :

$$w_{f_t} = \frac{g (\rho_M - \rho_m)^{0,9} d_e^{2,0} \rho_m^{0,1}}{800 \mu}$$

conhecidos todos os valores, teremos:

$$w_{f_t} = 1,2616 \text{ m/s}$$

... /

/...

Necessitamos, ainda, corrigir esse valor, multiplicando-o pelo fator de forma, e, com isso, teremos o valor real da velocidade mínima de fluidização.

$$w_f = w_{f_t} \cdot \varphi$$

$$w_f = 1,55 \text{ m/s}$$

5. Valor de λ (fator de atrito)

Na parte teórica, temos um gráfico que nos dá tal valor em função do regime do leito. Supondo, que estamos no regime de transição: $10 < R_e < 1.000$, temos:

$$R_e = 132 \Rightarrow \lambda = 15$$

Com isso, já podemos calcular a perda de carga dos fluidos (ar e gases queimados) no interior do leito fluidizado.

$$\Delta_p = 2 \times 15 \frac{0,90}{1,5 \times 10^{-3}} \cdot (2,4)^2 \cdot \frac{1,12}{9,8^2} \cdot 14,11 \cdot 1,23$$

$$\Delta_p = 2,0 \text{ Kgf/cm}^2$$

Obs: Fomos obrigados a assumir um valor para a altura H do leito. Nossa idéia inicial era fazê-la de 1 m, mas os cálculos subsequentes, principalmente os referentes à transmissão de calor, revelaram que 0,90 m é um valor mais conveniente.

6. Definição do leito:

Inicialmente, temos os seguintes parâmetros do leito já determinados:

$$w_f = 1,55 \text{ m/s} = \text{velocidade mínima de fluidização.}$$

$$H = 0,90 \text{ m} = \text{altura assumida para o leito.}$$

... /

/...

$\Delta p = 2,0 \text{ Kgf/cm}^2$ = perda de carga no interior do leito.

$V_{ar}^r = 1.260 \text{ Nm}^3/\text{h}$ = volume real de ar que atravessa o leito, ou

$V_{ar}^r = 0,350 \text{ Nm}^3/\text{s.}$

Quando o leito estiver fluidizado, haverá um grande espaçamento entre as partículas. Isto nos leva a supor que tal espaçamento não ocasiona redução da área da seção transversal do leito. Além disso, devemos transformar a vazão de ar no valor das condições de pressão, e temperatura do leito:

$$\frac{pV}{T} = \frac{p_0 V_0}{T_0} \Rightarrow \begin{aligned} p &= 1,6 \text{ Kgf/cm}^2 = \text{pressão média do leito} \\ T &= 1.173^\circ \text{K} = \text{temperatura do leito (supta } 900^\circ \text{C}) \end{aligned}$$

$$Q_{ar} = \frac{p_0}{p} \cdot \frac{T}{T_0} V_{ar}^r = \frac{1}{1,6} \cdot \frac{1173}{273} \cdot 0,35$$

$$Q_{ar} = 0,94 \text{ m}^3/\text{s}$$

Devemos trabalhar a uma velocidade superior à crítica para evitar que epquenas falhas possam interromper o processo de fluidização. Adotaremos 2,4 m/s para o projeto:

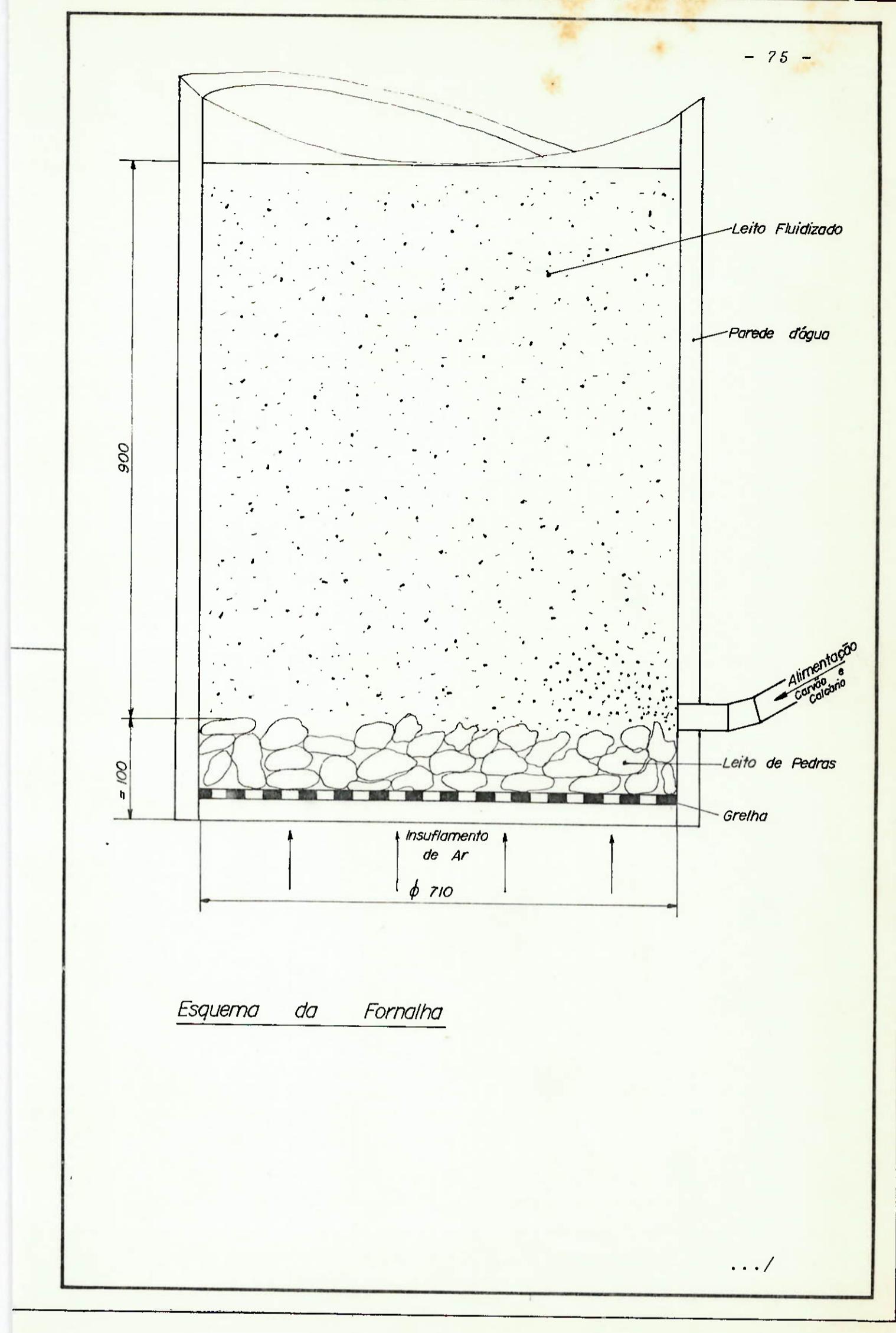
$$A_{leito} = \frac{Q_{ar}}{w} = \frac{0,94}{2,4} = 0,39 \text{ m}^2$$

Admitindo numa seção circular para o leito teremos:

$$D = 0,71 \text{ m} = \text{diâmetro do leito}$$

Feito isso, podemos fazer um esboço da fornalha, aguardando apenas as dimensões da câmara, feixe de convecção e superaquecedor, que dimensionaremos a seguir.

.../



Esquema da Fornalha

.../

/...

IV-5) - TRANSFERÉNCIA DE CALOR

1. Calor total

$$Q_t = B \cdot pci = 211,7 \cdot 4180 = 884906 \text{ Kcal/h}$$

Esse calor é fornecido pelo carvão que alimenta, continuamente, a fornalha e, exceto perdas, deve ser transferido ao vapor através das superfícies de troca (conforme desenho):

A_1 = superfície lateral do leito;

A_2 = superfície lateral da câmara (região logo acima do leito);

A_3 = superfície do feixe de convecção;

A_4 = superfície do superaquecedor.

2. Troca de calor na região do leito (A_1)

$$Q_1 = \alpha_T A_1 (\theta - t_{par})$$

onde:

$A_1 = \pi D H = 2 \text{ m}^2$ = área útil de parede d'água ao redor do leito;

θ = temperatura do leito;

$t_{par} = 172^\circ\text{C}$ = temperatura das paredes;

α_T = coeficiente global de troca de calor entre o leito e as paredes circunvizinhas, calculado conforme equacionamento visto no capítulo III:

$$\alpha_T = (\alpha_{cond} + \alpha_{conv}) + \alpha_{rad}$$

com:

$$(\alpha_{cond} + \alpha_{conv}) = C_M \gamma_M w_n (1-m) \Rightarrow$$
$$\left[1 - \exp \left(- \frac{1,2 \lambda_m}{\delta_{par} C_M \gamma_M w_n (1-m)^{1/3}} \right) \right] \dots /$$

/...

onde:

$C_M = 0,30 \text{ Kcal/Kg}^{\circ}\text{C}$ = calor específico da mistura
areia e carvão;

$$\gamma_M = 1.900 \text{ Kg/m}^3;$$

$$m = 0,32;$$

$\lambda_m = 0,275 \text{ Kcal/Kg}^{\circ}\text{C}$ = calor específico do ar;

$$\left. \begin{aligned} d_{par} &= b + \frac{d_e}{6} \\ b &\approx \frac{d_e}{6} \end{aligned} \right] \quad d_{par} = \frac{d_e}{3} = 0,5 \times 10^{-3} \text{ m} = \text{espaço entre cada partícula e as paredes vizinhas.}$$

w_n = velocidade de fluidização normal às paredes do leito, calculado abaixo (14) :

$$\left(\frac{1}{t_{par} \times 10^{-3}} \right)^3 \left[\frac{1}{2} \ln \frac{(\theta_{lf} + \theta) (\theta_{lf} - T_{par})}{(\theta + T_{par}) (\theta_{lf} + T_{par})} \right]$$

$$+ \arctan \frac{\theta}{T_{par}} - \arctan \frac{\theta_{lf}}{T_{par}} = \frac{118,5 E_1}{C_M \gamma_M w_n (1-m)^{1/3}}$$

no nosso caso:

$$E_1 = 0,8;$$

$$T_{par} = 172^{\circ}\text{C} = 445^{\circ}\text{K};$$

$$\theta = 900^{\circ}\text{C} = 1.173^{\circ}\text{K}$$

θ_{lf} = máxima temperatura do leito, ou seja, a temperatura da chama, que é calculada de acordo com a entalpia dos gases queimados, com o auxílio do diagrama Rosin - Pheling (13) :

$$h = \frac{B \times p_{ci}}{V_g^r} = 668 \text{ kcal/Nm}^3$$

$$\text{suporemos } S_{red} = 0,7$$

.../

/...

$$\text{Portanto, } \theta_{lf} = 1.300 {}^{\circ}\text{C} = 1.573 {}^{\circ}\text{K}$$

Assim:

$$w_n = 0,20 \text{ m/s}$$

$$(\alpha_{cond} + \alpha_{conv}) = 0,30 \cdot 1900 \cdot 0,20 (1 - 0,32).$$

$$\left[1 - \exp \left(- \frac{1,2 \cdot 0,275}{0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,30 \cdot 1900 \cdot 0,20 \cdot 0,68^{1/3}} \right) \right]$$

$$(\alpha_{cond} + \alpha_{conv}) = 76,4 \text{ Kcal/h m}^2 {}^{\circ}\text{C}$$

$$\alpha_{rad} = 4,9 \cdot E_1 \left[\frac{\left(\frac{\theta_{lf}}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{par}}{100} \right)^4}{\theta_{lf} - t_{par}} \right]$$

$$\alpha_{rad} = 4,9 \cdot 0,8 \left(\frac{15,73^4 - 4,45^4}{1573 - 445} \right) = 211,4 \text{ Kcal/h m}^2 {}^{\circ}\text{C}$$

Com isso, obteremos o coeficiente global de troca de calor no leito:

$$\alpha_T = 287,8 \text{ Kcal/h m}^2 {}^{\circ}\text{C}$$

Calcularemos, então, o calor trocado no leito:

$$Q_1 = \alpha_T A_1 (\theta - t_{par})$$

$$Q_1 = 287,8 \cdot 77 \cdot 0,71 \cdot 0,90 (900 - 172)$$

$$Q_1 = 420604 \text{ Kcal/h}$$

Esse calor extraído no leito ainda nos dará um saldo, de calor de (a ser trocado em 2, 3 e 4):

$$Q_s = Q_T - Q_1 = 464302 \text{ Kcal/h}$$

.../

/...

Daqui em diante, vamos supor que estamos dimensionando uma caldeira convencional, onde o calor total

$$Q'_T = 464302 \text{ Kcal/h.}$$

3. "CÂMARA DE COMBUSTÃO" (A_2) E SUPERQUECER DOR (A_4)

Vamos supor que a "câmara" tenha uma altura de 90 % da do leito, o que nos dará uma área:

$$A_2 = \frac{\pi D^2}{4} + \pi D H = \frac{\pi \cdot 0,71^2}{4} + \pi \cdot 0,71 \cdot 0,81 = 2,21 \text{ m}^2$$

Esse valor é igual ao da superfície projetada, bom como ao da superfície irradiada.

Admitiremos, ainda, que os gases emergem do leito à temperatura de 900 °C, que é a temperatura do leito.

Coeficiente Global de Troca de Calor na "Câmara de Combustão":

As parcelas responsáveis pela troca de calor na câmara de combustão são duas: por convecção e por radiação. Esta última é calculada de acordo com a lei de Stefan - Boltzman que engloba, apenas, a parcela transferida por irradiação luminosa (a chama propriamente dita). Em alguns casos é necessário calcularmos a parcela absorvida por irradiação gasosa, dependente da composição dos gases queimados.

A determinação da radiação gasosa decorre de estudos relativamente recentes. Dados contraditórios, obtidos pela observação prática e pelos cálculos de calor absorvido nas trocas dos geradores de vapor, levantaram tal problema. Dos constituintes encontrados nos gases da combustão, apenas CO₂ e vapor d'água se apresentam como bons receptores e emissores de calor. Sob o ponto de vista prático, H₂, N₂, O₂ e SO₂ considerados não irradiantes.

.../

/...

Do item IV-3) sabemos que:

1 Kg de H_2 produz $11,11 \text{ Nm}^3$ de H_2O

1 Kg de C produz $1,8535 \text{ Nm}^3$ de CO_2

Então, a produção horária será:

$$V_{H_2O} = B. h. 11,11 = 211,7 \cdot 0,029 \cdot 11,11 = 68,2 \text{ Nm}^3 H_2O/h$$

$$V_{CO_2} = B. c. 1,8535 = 211,7 \cdot 0,43 \cdot 1,8535 = 168,7 \text{ Nm}^3 CO_2/h$$

$$\text{Conhecido } V_g^r = 1.325 \text{ Nm}^3/h$$

$$p(H_2O) = \frac{V_{H_2O}}{V_g^r} = 0,051$$

$$p(CO_2) = \frac{V_{CO_2}}{V_g^r} = 0,127$$

Em função da pressão parcial e da temperatura dos gases, através de tabelas (13), obtemos:

$$\text{Com } t_{\text{médio}} = 770^\circ C \rightarrow X = 7,30 \\ Y = 2,17$$

Na caldeira, podemos supor a temperatura da parede igual a $172^\circ C$ e, com isso, extrapolamos:

$$Z_2 = 5,00$$

Em se tratando de superaquecedores, podemos supor, sem grande erro, que as paredes dos tubos estão com uma temperatura superior em $30^\circ C$ em relação ao vapor contido neles. Como o vapor entra a $169^\circ C$ e sai a $250^\circ C$, vamos supor uma temperatura média de $210^\circ C$, ou seja, as paredes dos tubos estão com $240^\circ C$, em média. Com isso, obtemos:

$$Z_4 = 5,33$$

.../

/...

Podemos, então calcular os coeficientes de radiação gasosa como:

$$\alpha_g = 0,2 Z (X + Y), \text{ que nos dá:}$$

$$\alpha_{g_2} = 9,47$$

$$\alpha_{g_4} = 10,10$$

O coeficiente de transmissão de calor por convecção é calculado diferentemente para o superaquecedor e para a câmara.

Para a câmara, temos fórmulas empíricas (17) válidas para fluxo interno, forçado e turbulento:

$$Nn_m = \frac{h D}{K} = 5 \% 0,016 R_e^\alpha \cdot P_r^b$$

onde:

$$\alpha = 0,88 - \frac{0,24}{4 + P_r}$$

$$b = 0,33 + 0,5 e^{-0,6 P_r}$$

$$P_r = 0,688 \text{ (adotamos o valor para o ar)}$$

$$R_e = \frac{w D}{\nu}$$

$$w \approx 2,5 \text{ m/s}$$

$$D = 0,71 \text{ m}$$

$$\nu = 1,97 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$R_e = 9 \times 10^4$$

Então,

$$\alpha = 0,88 - \frac{0,24}{4 + 0,688} = 0,83$$

$$b = 0,33 + 0,5 e^{-0,6 \cdot 0,688} = 0,66$$

$$Nn_m = 5 + 0,016 \cdot (9 \cdot 10^4)^{0,83} \cdot 0,688^{0,66}$$

.../

/...

$$\left. \begin{array}{l} Nn_m = 164,6 = \frac{h D}{K} \\ K = 0,03 \text{ w/m } ^\circ C \\ D = 0,71 \text{ m} \end{array} \right] \quad h = \alpha_{c_2} = 6,95 \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ C = \\ 5,98 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ C$$

Outra relação empírica (13) nos fornece o coeficiente de transmissão de calor por convecção no superaquecedor:

$$\alpha_c = \frac{w_f^{0,654}}{d_T^{0,346}} \left(4,14 + 2,42 \frac{t_{média}}{1000} \right)$$

se usarmos tubos com diâmetro nominal de 1", teremos seu diâmetro externo 33,5 mm e :

$$\alpha_{c_4} = \frac{2,4^{0,654}}{0,0335^{0,346}} \left(4,14 + 2,42 \cdot 0,77 \right)$$

$$\alpha_{c_4} = 34,47 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ C$$

temos, então, em cada uma das partes:

Q_r = calor por radiação luminosa, diretamente proporcional à diferença das 4^{as} potências das temperaturas.

$Q_g + Q_c$ = calores por radiação porosa e convecção, respectivamente; diretamente proporcionais à diferença de temperaturas.

Portanto, a última parcela pode ser agrupada, de modo a fornecer um coeficiente global de troca de calor:

CALDEIRA

SUPERAQUECEDOR

$$\alpha_{g_2} = 9,47$$

$$\alpha_{g_4} = 10,10$$

$$\alpha_{c_2} = 5,98$$

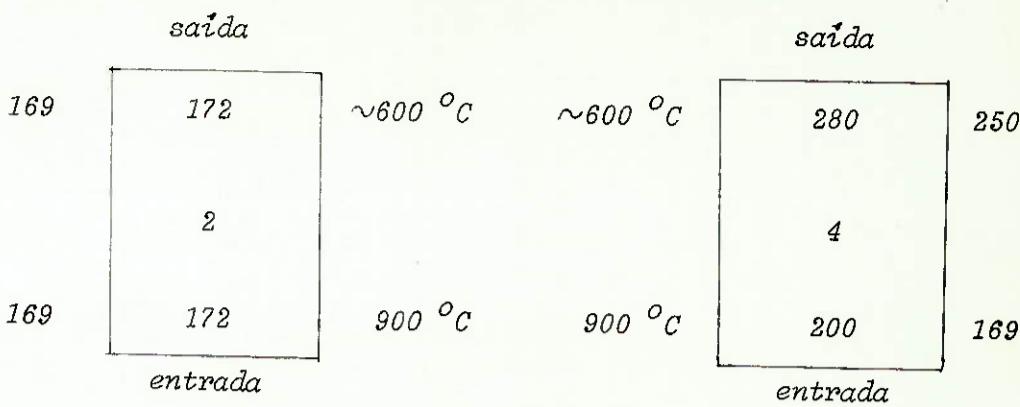
$$\alpha_{c_4} = 34,47$$

$$\alpha_{T_2} = 15,45 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ C$$

$$\alpha_{T_2} = 44,57 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ C$$

.../

...



$$A_2 = 2,21 \text{ m}^2$$

$$A_4 = ?$$

$$\text{Conhecido } \bar{C} = 4,88 \times 10^{-8} \text{ Kcal/h m}^2 \text{ K}^4$$

$$Q_{R_2} = 4,88 \cdot 10^{-8} \cdot 2,21 \cdot (1173^4 - 445^4) = 199950 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{V_4} = D \cdot (h_{v_{250}} - h_{v_{sat}}) = \text{calor necessário para superaquecer o vapor até } 250\ ^\circ C$$

$$Q_{V_4} = (Q_{c_4} + Q_{g_4}) + Q_{R_4}$$

$$D \cdot (h_{v_{250}} - h_{v_{sat}}) = A_4 \left[\alpha_{T_4} (\Delta t_{ln_4}) + \bar{C} (\theta^4 - T_s^4) \right]$$

Dai tiramos A_4

$$A_4 = \frac{48290}{44,57 (480) + 4,88 \cdot 10^{-8} (1173^4 - 513^4)}$$

$$A_4 = 0,437 \text{ m}^2$$

Que num tubo com diâmetro externo 33,5 mm dá:

$$A_4 = \pi \cdot 33,5 \cdot 10^{-3} \cdot L = 0,437 \rightarrow L = 4,16 \text{ m}$$

Podemos fazer uma serpentina com $\varnothing 300 \text{ mm}$, 4,4 espiras e passo de 100 mm entre elas.

Para completar a troca de calor neste trecho precisamos, ainda, calcular a parcela $(Q_{g_2} + Q_{c_2})$/

$$Q_{c_2} + Q_{g_2} = \alpha_{T_2} \cdot A_2 (\Delta t_{ln_2}) = 15,45 \cdot 2,21 (570)$$

$$Q_{c_2} + Q_{g_2} = 19462 \text{ Kcal/h}$$

Portanto, nesse trecho, temos:

$$\begin{aligned} Q_{2-4} &= Q_{R_2} + Q_{g_2} + Q_{c_2} + Q_{R_4} + Q_{g_4} + Q_{c_4} \\ &= 199950 + 19462 + 48290 \end{aligned}$$

$$Q_{2-4} = 267702 \text{ Kcal/h}$$

Isto nos dá um saldo de calor que passa para o feixe de convecção:

$$Q_p = 464302 - 267702 = 196600 \text{ Kcal/h}$$

Supondo que os gases entraram na câmara a 900°C e cederam 267702 Kcal/h , com um calor específico a pressão constante de aproximadamente $0,33 \text{ Kcal/Kg}^{\circ}\text{C}$:

$$Q_{2-4} = m_g^r \cdot c_{p_g} (\theta - t_s)$$

dai $t_s = 425,4^{\circ}\text{C}$, ou seja, somos forçados a fazer uma reiteração considerando t_s dessa ordem de grandeza.

Reiterando c/ $t_s = 440^{\circ}\text{C}$

172	440°C	440°C	280	250
172	900°C	900°C	200	169

superaquecedor

Analogamente, c/ $t_{\text{médio}} = 670^{\circ}\text{C}$ temos os seguintes valores das tabelas (13).

$$X = 7,8$$

$$Y = 2,39$$

.../

Supondo a temperatura da parede igual a 172°C , extrapolamos:

$$Z_2 = 4,3$$

No superaquecedor, adotando as mesmas hipóteses anteriormente descritos, podemos determinar:

$$Z_4 = 4,35$$

Recalculando novamente os coeficiente de radiação gasosa pela expressão

$$\alpha_g = 0,2 Z (X + Y), \text{ que nos fornece}$$

$$\begin{aligned} \alpha_{g_2} &= 8,76 \\ \text{e } \alpha_{c_4} &= \frac{2,4^{0,654}}{0,0335^{0,346}} (4,14 + 2,42 \cdot 0,67) \\ \alpha_{g_4} &= 8,87 \quad = 33,08 \end{aligned}$$

os valores de α_{c_2} e α_{c_4} se mantêm. Assim os coeficientes globais de transmissão de calor para a caldeira e o superaquecedor valem:

CALDEIRA

$$\alpha_{g_2} = 8,76$$

$$\alpha_{c_2} = 5,98$$

$$\alpha_{T_2} = 14,74$$

SUPERAQUECEDOR

$$\alpha_{g_4} = 8,87$$

$$\alpha_{c_4} = 33,08$$

$$\alpha_{T_4} = 41,95$$

Os volumes de calor irradiado em 2 e o necessário para o superaquecedor permanecem constantes a saber:

$$Q_{rad_2} = 199950 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{v_4} = 48290 \text{ Kcal/h}$$

A nova área do superaquecedor valerá:

.../

$$A_4 = \frac{48290}{41,95 (370) + 4,88 \cdot 10^{-8} (1173^4 - 513^4)}$$

$$A_4 = 0,462 \text{ m}^2$$

Que, num tubo com diâmetro externo 33,5 mm.
dará :

$$L = \frac{A_4}{\pi \cdot 33,5 \cdot 10^{-3}} = 4,39 \text{ m}$$

$$Q_{c_2} + Q_{g_2} = \alpha_{T_2} \cdot A_2 (\Delta T \ln)$$

$$Q_{c_2} + Q_{g_2} = 14,74 \cdot 2,21 \cdot (450)$$

$$Q_{c_2} + Q_{g_2} = 14660 \text{ Kcal/h}$$

Portanto, neste trecho temos:

$$\begin{aligned} Q_2 - 4 &= Q_{R_2} + Q_{g_2} + Q_{c_2} + Q_{R_4} + Q_{g_4} + Q_{c_4} = \\ &= 199950 + 14660 + 48290 \end{aligned}$$

$$Q_2 - 4 = 262900$$

Isto nos fornece um saldo de calor que
passa para o feixe de convergência

$$Q_p = 464302 - 262900 = 201402 \text{ Kcal/h}$$

Supondo que os gases entraram na câmara
a 900 °C e cederam 262900 Kcal/h com um calor específico
a pressão constante de 0,33 Kcal/Kg °C.

$$Q_2 - 4 = mg^r \cdot cp_g (\theta - t_s)$$

dai $t_s = 433,9 \text{ }^\circ\text{C}$ que dá um erro de 1 %.

Admitiremos então:

$$t_s = 435 \text{ }^\circ\text{C}$$

.../

4. FEIXE DE CONVEÇÃO

Calor residual dos gases antes do feixe:

$$Q_r = Q_r - Q_{2-4} = 464302 - 262900 = 201402 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{\text{necessário}} = Q_{T_{\text{caldeira}}} - Q_1 - Q_2 \\ \text{no feixe}$$

$$Q_{T_{\text{caldeira}}} = D (h v 169,6 - 37)$$

$$Q_{\text{necessário}} = 1100 (660,9 - 37) - 420604 - 14660 - 19950 \\ \text{no feixe}$$

$$Q_{\text{necessário}} = 51076 \text{ Kcal/h} \\ \text{no feixe}$$

Após o feixe, teremos:

$$Q_{\text{necessário}} = Q \text{ fornecido pelos gases.} \\ \text{no feixe}$$

$$51076 = 1325 \cdot 1,29 \cdot 0,33 (435 - t_s)$$

$$\text{onde } t_s = 344 {}^{\circ}\text{C}$$

o calor residual dos gases é:

$$201402 - 51076 = 150326 = 1325 \cdot 1,29 \cdot 0,33 (T_s - 30)$$

$$\Rightarrow T_s = 296,5 {}^{\circ}\text{C}$$

Esta discrepância deve-se tão somente tão somente a erros de aproximação nos cálculos efetuados. Como trabalharemos a favor da segurança adotaremos dora vante o menor valor de T_s , ou seja:

$$T_s = 297 {}^{\circ}\text{C}$$

No feixe de convecção temos:

$$Q = \alpha \cdot A \cdot (\Delta T \ln)$$

.../

/...

onde $Q = 51076 \text{ Kcal/h}$

$$e \Delta T_{ln} = 180^\circ\text{C}$$

169,6	172	297 $^\circ\text{C}$
169,6	172	435 $^\circ\text{C}$

De acordo com (17) o coeficiente de calor para gases quentes circulando no interior de tubos pode ser calculado por:

$$Nu = 5 + 0,016 \cdot R_e^a P_r^b$$

onde $Nu = \frac{h D}{K}$ com $K = 0,03 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ para gases queimados

$$a = 0,88 - \frac{0,24}{4 + P_r}$$

$$b = 0,33 + 0,5 e^{0,6 P_r}$$

Como $P_r = 0,688$, teremos:

$$a = 0,83$$

$$b = 0,66$$

Supondo $v = 25 \text{ m/s}$ e com $Q = 0,83 \text{ m}^3/\text{s}$
teremos $S_{total} = 0,033 \text{ m}^2$

Supondo tubos com diâmetro interno de $2^{1/2}"$,
necessitaremos de
 $n = 11$ tubos.

$$\text{Assim } R_e = \frac{25 \cdot 25,4 \cdot 10^{-3} \cdot 25}{5,8 \cdot 10^{-5}} = 23370$$

$$\text{Assim } Nu = 5 + 0,016 \cdot 23370 \cdot 0,83 \cdot 0,688 \cdot 0,66$$

$$Nu = 65,2$$

.../

$$65,2 = \frac{h \cdot 25,4 \cdot 10^{-3} \cdot 2,5}{0,03} \Rightarrow h = 30,8 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$\text{Então } Q_3 = h A_3 \Delta_T$$

$$A_3 = \frac{51076}{30,8 \cdot 180} = 9,2 \text{ m}^2$$

$$\Rightarrow L = \frac{9,2}{n \pi D} = 4,2 \text{ m}$$

.../

IV-6) - DIMENSIONAMENTO DOS TUBOS

Como a pressão de construção é de 3 Kgf/cm², pela resistência dos materiais temos,

$$\frac{\sigma_e}{s} = \frac{p_d}{2e}, \text{ que nos leva a}$$

$$e_{min} = \frac{s p_d}{2 \sigma_e} \approx 0,3 \text{ mm}$$

Segundo a norma DIN 2441 (Tubos para transporte de vapor), adotaremos diâmetro nominal de 1" tanto no superaquecedor como no feixe de convecção com as seguintes dimensões:

$e = 4 \text{ mm} = \text{espessura da parede}$

$di = 25,4 \text{ mm} = \text{diâmetro interno}$

$d_e = 33,5 \text{ mm} = \text{diâmetro externo}$

Segundo a norma, a pressão de trabalho destes tubos é de 50 Kp/cm² que nos garante o funcionamento com coeficiente de segurança em torno de 9.

.../

/...

IV-7) - PERDAS DE CARGA

Nos tópicos seguintes dividiremos as perdas de carga dos fluidos em 2 tipos:

1) perdas de carga distribuída

$$\Delta_{p1} = 0,4 f \left(\frac{L}{D^{1,22}} \right) v^{1,82}$$

2) perdas de carga localizada

$$\Delta_{p2} = K \frac{v^2}{2g} \quad \text{onde } K: \text{coeficiente experimental}$$

Dos ventiladores até a pré-câmara temos:

$$L \approx 2 \text{ m}$$

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

$$v = \frac{Q}{s} = \frac{1260 \cdot 4}{\pi (0,2)^2 \cdot 3.600} = 11,2 \text{ m/s}$$

$$\Delta_{p1} = 0,4 \cdot 0,9 \cdot \frac{2}{(20)^{1,22}} \frac{11,2^{1,82}}{\text{Kgf/cm}^2} = 1,51 \cdot 10^{-4}$$

Obs: $f = 0,9$ para fluxo de ar no interior de tubos lisos.

Perda de carga na grelha:

Segundo experiências na África do Sul (11), é recomendável o uso de grelhas distribuidoras separadas do leito por uma camada de aproximadamente 90mm de altura constituída de pedras refratárias com granulação de 6 a 9 mm.

Utilizaremos como grelha uma placa perfurada, com orifícios circulares de 2,5 mm de diâmetro. A área efetiva para o escoamento do ar foi tomada como 1,86 % da área transversal do leito, resultando em 1500 orifícios.

A perda de carga na grelha será:

.../

/...

$$\Delta_p = K \frac{v^2}{2g}$$

$K = 2$, pois consideraremos tanto a entrada quanto a saída da gralha.

$$v = \frac{V}{3600 \cdot A_L \cdot 0,0186} = 50 \text{ m/s}$$

$$\Delta_p = 2 \cdot \frac{50^2}{2g} = 0,04 \text{ Kgf/cm}^2$$

O carvão é alimentado por 2 lados opostos na base do leito fluidizado, ou seja, imediatamente acima das pedras refratárias.

Perda de carga no interior do leito fluidizado.

Conforme calculado anteriormente,

$$\Delta_p = 2 \text{ Kgf/cm}^2$$

A perda de carga na câmara de combustão é desprezível.

Perda de carga no feixe de convecção

$$\Delta_{p1} = 0,4 \cdot 0,9 \left(\frac{1,58}{2,54} \right)^{1,82} \cdot 40^{1,82} = 0,019 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\Delta_{p2} = 2 \cdot \left(\frac{40}{2} \right)^2 / 2 \cdot 9,8 \cdot 1,29 = 0,021 \text{ Kgf/cm}^2$$

Assim, a perda total de carga ao longo do sistema será de:

$$\Delta_{pT} = \sum \Delta_{p1} + \sum \Delta_{p2} = 2,1 \text{ Kgf/cm}^2$$

Com o coeficiente de segurança $\psi = 1,5$, vem

$$\Delta_{pT} = 3,15 \text{ Kgf/cm}^2$$

.../

/...

Assim a associação de ventiladores deve fornecer:

$$\Delta p = 3,15 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$Q = 0,35 \text{ Nm}^3 \text{ s}^{-1}$$

.../

/...

IV-8) - DETERMINAÇÃO DA QUANTIDADE DE AREIA
PARA PARTIR O LEITO

Da definição de porosidade:

$$m = \frac{\rho_M - \rho_{\max}}{\rho_M - \rho_m}$$

onde ρ_{\max} = densidade do leito após a fluidização

$$m = 0,32$$

$$\rho_M = 1900 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_m = 1,12 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_{\max} = 1300 \text{ Kg/m}^3$$

Como o leito fluidizado ocupa $0,356 \text{ m}^3$
teremos a seguinte massa de material:

$$m = \rho_{\max} \cdot V = 1300 \cdot 0,356 = 463 \text{ Kg}$$

Então, teremos a altura do leito antes
da fluidização:

$$V_o = \frac{m}{\rho} = \frac{463}{1900} = \frac{\pi D^2}{4} H_o = \frac{\pi \cdot 0,71^2}{4} H_o$$

$H_o = 0,61 \text{ m}$ que deverá ser a altura que devemos ter
areia no leito.

.../

/...

IV-9) - INSTRUMENTAÇÃO E CONTROLE

Devemos nos preocupar com os controles de temperatura, pressão e vazão de vapor. O primeiro deve ser alvo especial da nossa preocupação visto que as incertezas, dos métodos de cálculo podem causar problemas terríveis, uma vez que a temperatura do leito não deverá exceder a 1000°C , quando há a fusão das cinzas.

a) Medidores de temperatura dos Gases e do Vapor:

As temperaturas nos leitos fluidizados são geralmente medidas com termopores em contato direto com as partículas. Os termopores encapsulados medem a temperatura do meio, porém esta medida é tanto mais imprecisa quanto mais espessa for a camada de proteção.

Sob condições de laboratório todo o calor que chega ao termopar é transferido aos seus terminais por condução através de uma camada de gás e do metal da cápsula protetora. Num regime praticamente uniforme, um termopar submerso no leito indicará uma temperatura constante, apesar de estarem as partículas circundantes constantemente trocando calor entre si e com os gases do meio fluido. Essa uniformidade de medida é decorrente da inércia térmica do próprio termopar.

Escolhemos o termo par por ser especialmente aplicado em altas temperaturas (200 a 1000°C) e por possuir resposta rápida. Seu funcionamento se baseia na diferença de potencial gerada em junções de diferentes metais. Essa diferença de potencial é proporcional à diferença de temperatura entre as junções, depende de dois metais e da sua homogeneidade. O diâmetro e o comprimento dos fios no potencial gerado.

Para medir a temperatura dos gases, colocaremos tempares distribuídos da seguinte forma:

- no meio do leito;

.../

...

- logo acima do leito;
- na entrada do feixe de convecção;
- na saída da caldeira.

Além disso, temos que utilizar mais um termopar para nos informar a temperatura de saída do vapor para o consumo.

b) Tomada de Pressão:

Teremos 5 tomadas de pressão para nos manter ao par das perdas de carga até a saída dos gases:

- na caixa distribuidora de ar, logo abaixo da grelha;
- logo acima do leito de pedras;
- logo acima do leito;
- na entrada do feixe de convecção;
- na saída do feixe de convecção.

Além disso, para termos um controle das condições de saída do vapor, colocaremos uma tomada de pressão na saída do vapor, para o consumo.

c) Registradores Gráficos:

Para termos um melhor controle e maiores bases para o estudo do próprio fenômeno da queima de carvão em leito fluidizado, usaremos registradores que nos fornecerão os gráficos de temperatura durante, todo o tempo de funcionamento da caldeira. Usaremos um registrador "multi-point", que nos dará, a cada instante, a temperatura de cada uma das quatro tomadas de temperatura dos gases.

Além disso, usaremos um outro registrador acoplado a um medidor de vazão para o vapor. Este é importante para termos um controle do consumo.

.../

/...

IV-10) - CONTROLE DE POLUIÇÃO

1. *Dessulfurização*

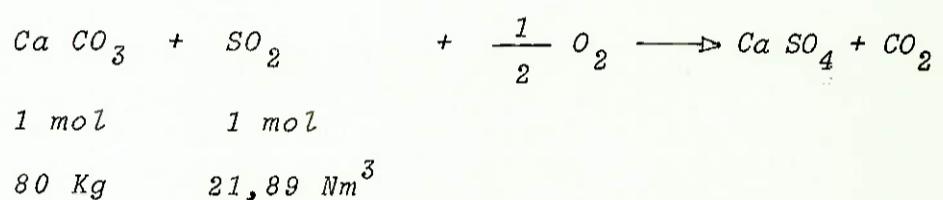
Quanto à poluição, o principal problema apresentado pelo carvão nacional, como já foi visto, é o excesso de enxofre na sua composição.

Sem enumerar os diversos problemas trazidos pela emissão de SO_2 na atmosfera, vamos ao método para o seu controle.

Um método bastante usual é a adição de óxido suproso. Este seria adicionado e, junto com as cinzas, retirariamos Sulfato de cobre.

Outro é o chamado método AKSO. O método se utiliza do carbonato de sódio ativo, obtido do carbonato de ácido de sódio, produzindo sulfato de sódio que será retirado com o excesso de cinzas.

Um terceiro método - e que será, adotado em nosso projeto - será a adição de carbonato de cálcio ao leito, retirando-se sulfato de cálcio, posteriormente. A reação obedece à equação:



Como 1 Kg de enxofre gera $0,683 \text{ Nm}^3$ de SO_2 e cada Kg do carvão contém 0,029 Kg de S, temos:

$$V_{SO_2} = 0,683 \cdot 0,029 \cdot 211,7 = 4,19 \text{ Nm}^3/h.$$

Como cada Nm^3 de SO_2 exige 3,65 Kg de $CaCO_3$, necessitamos da vazão de 15,3 Kg/h de $CaCO_3$, ou seja, uma porporção de 1:14 em massa com o carvão.

... /

/...

2. NO_x :

A emissão de óxidos de nitrogênio não requer grandes cuidados de nossa parte, uma vez, que com a temperatura se mantendo no máximo a $900^{\circ}C$ (no leito) não ocorrem as reações para a sua formação

3. Retirada de cinzas:

As cinzas serão retiradas pela parte superior do leito, de modo internitente, uma vez que este alcance o nível de 0,92 m, sendo reduzido para 0,88m. Este procedimento é mais aconselhável porque uma retirada continua aumentaria os efeitos de entrada de ar falso ou mesmo saída de gases quentes (perda de calor).

.../

/...

IV-11) - ALIMENTAÇÃO E PARTIDA

Tanto o carvão quanto o carbonato de cálcio (pó) serão alimentados por parafusos helicoidais.

Seu dimensionamento é bastante simples, mas foge ao escopo do nosso trabalho.

Usaremos gás propano para dar a partida no sistema, visto que não há combustão em temperaturas baixas. Este será alimentado por dois torpedos de 45,4 Kg, após passar através de regulador, rotâmetro e válvula. Sua injeção será junto à grelha e o carvão só será injetado após o leito alcançar 250 °C. A injeção do gás só será interrompida quando tivermos o leito a pelo menos 500 °C.

.../

/...

IV-12) - MÉTODOS PARA APERFEIÇOAR O FUNCIONAMENTO DE LEITOS FLUIDIZADOS

As principais desvantagens inerentes à fluidização como processo tecnológico incluem:

1- o tempo de permanência não-uniforme das partículas próximas à parede, na operação continua dos leitos fluidizados;

2- a elutrição de partículas finas de material do leito fluidizado, quando se trabalha com vários tamanhos de partículas ao mesmo tempo;

3- a perda significativa de pressão através do leito fluidizado e de sua grelha distribuidora de ar;

4- a dificuldade para se fluidizar o leito em velocidades baixas, próximas ao limite de estabilidade;

5- a erosão do corpo dos aparelhos e o atrito do material granulado.

Deve-se notar que a maior parte destas desvantagens são relativas, ou seja, poderiam ser aspectos vantajosos para outros processos.

Por exemplo: a elutrição de partículas finas é um problema se for necessário lidar com diversos tamanhos de materiais num leito fluidizado, porém é uma grande vantagem se se tratar de remover as partículas de poeira de um material granulado qualquer.

De qualquer modo, é possível atenuar a maior parte destes efeitos, segundo cada caso prático em particular, conforme exporemos:

Para se equalizar o tempo de permanência das partículas em leitos fluidizados recorrem-se a diversos processos distintos entre os quais citamos:

.../

- carregamento e descarregamento periódico do material do leito;

- equipamentos "multi-estágio", onde o material é forçado a passar por vários estágios sucessivos, enquanto o ar é injetado em paralelo a todos os estágios. Cada estágio possui um ventilador de alimentação, o que permite estabelecer condições completamente distintas a cada passagem, formando-se assim um leito fluidizado estratificado, ou seja, vários leitos contidos num só;

- telas de retardamento - colocadas no sentido transversal ao fluxo, tendem a dificultar o movimento livre das partículas, criando assim um efeito de estratificação;

- uso de defletores verticais, direcionando o ar em certas direções preferenciais, conforme a condição de utilização.

Para a redução da perda de pressão ao longo do leito deve-se, sempre que possível, operar com leitos fluidizados rasos, isto é, de pouca altura. Para que a eficiência do leito mantenha seu valor elevado, o dispositivo de alimentação do combustível deve distribuí-lo da maneira mais uniforme possível sobre a superfície transversal interna. Pode-se aumentar a uniformidade da fluidização:

1- melhorando o distribuidor de entrada do ar no leito;

2- retardando o leito (com a colocação de telas horizontais, por exemplo);

3- operando com uma pressão mais elevada;

4- impondo vibrações ao sistema;

5- misturando-se o leito mecanicamente, com agitadores.

/...

Estes métodos ainda encontram-se no estágio experimental e o uso de alguns deles requer deze nas de vezes mais energia do que a necessária para fludizar o leito.

Para reduzir a elutriação do material fino pode-se usar, em muitos casos, materiais "pelleti_{zados}" ou granulados, deixar um espaço livre sobre o leito, ou usar "leitos cobertores", constituídos de particulas grandes e leves que flutuam acima do leito principal.

O maior problema dos leitos fluidizados entretanto, é o atrito devido às particulas em suspensão, principalmente se o material é circulado continuamente através do sistema por dezenas ou centenas de horas.

Entretanto, em tais casos, a ocorrência de abrasão localiza-se principalmente nas linhas de transporte pneumático e não no interior do leito fluidizado. Nestas linhas as velocidades relativas do gás e das particulas são muito maiores do que no interior do leito. Linhas de alta velocidade devem ser sempre evitadas quando se transporta particulas friáveis pneumáticamente. A presença de particulas finas no material no interior do leito fluidizado.

A erosão nas paredes dos leitos fluidizados é geralmente insignificante.

Por outro lado pode ocorrer grande desgaste nas curvas dos tubos de transporte pneumático, já que a erosão é proporcional ao cubo da velocidade.

Deve-se, pois, utilizar materiais resistentes à erosão bem como dimensionar curvas com raios amplos, de modo a minimizar este efeito.

Com o desenvolvimento da fluidização como tecnologia, certamente ocorrerá uma atenuação dos problemas ainda hoje encontrados nos leitos, proporcionando equipamentos cada vez mais confiáveis e econômicos.

.../

/...

IV-13) - OBSERVAÇÕES FINAIS

1. No transcorrer do projeto, foram encontradas muitas dificuldades no que tange à literatura. Além disso, a bibliografia encontrada apresenta um equacionamento quase totalmente empírico, com campos de aplicação estreitos, de utilização complexa e eficácia duvidosa. Mas, apesar de tudo isso é o único modo de termos um inicio de utilização dessa tecnologia. Os dados obtidos da operação de um protótipo assim dimensionado, sem dúvida, conduzirão a valores mais convenientes.

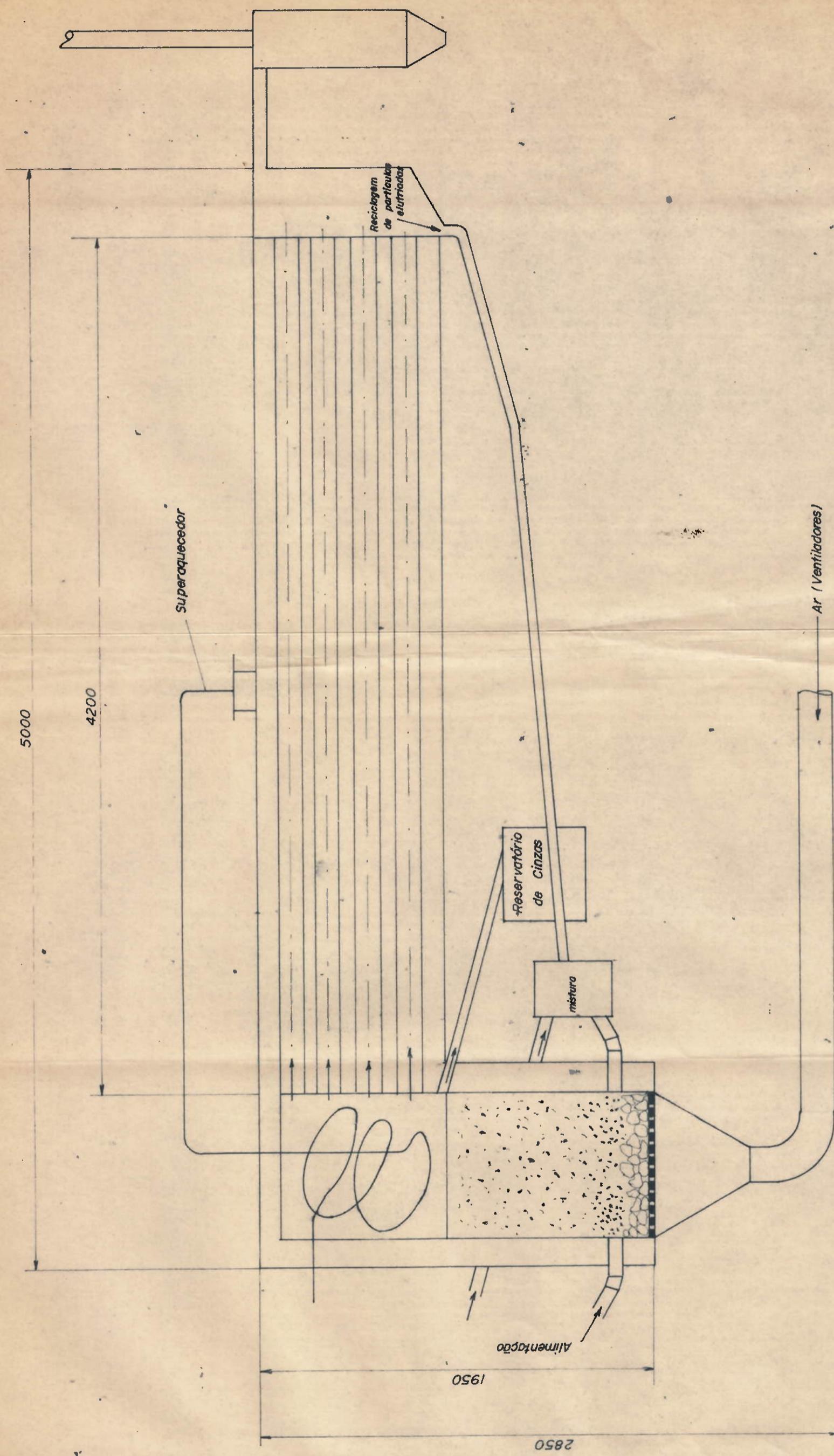
A necessidade desse protótipo se torna patente para a verificação das equações e muito mais para a determinação de parâmetros, complementação de dados e otimização do processo.

2. Não entramos em detalhes construtivos e dimensionais de elementos considerados convencionais como ventiladores, tubos de convecção, superaquecedor, alimentadores. Não houve preocupação de, nesses elementos, pesquisarmos dimensões que levem a baixos custos e altas eficiências. Inclusive não nos importamos com quais sejam os padrões usuais de sua construção.

3. Comprovamos, efetivamente, que as dimensões de uma caldeira de leito fluidizado são muito menores que de uma caldeira convencional para combustível sólido. Isso acarreta economia de espaço físico nas instalações, e, por exemplo, sua versatilidade permitiria até sua instalação próxima aos centros de consumo, (por exemplo em indústrias de papel), o que acarretaria numa economia de tubulação e numa redução da perda de carga entre a caldeira e o centro de consumo.

4. Não nos preocuparemos em dimensionar e detalhar os ciclones. Estes serão colocados na saída do feixe de convecção e, as partículas elutriadas serão separadas e re-injetadas no leito a fim de que possamos extrair totalmente o calor do carvão.

... /



		Prof. Faria
	PMC-500	
Trabalho de Formatura		
1:20	Gerador de vapor de leito fluidizado	12 / 12 / 1980

/...

V - BIBLIOGRAFIA

- 1- OTHMER, D. . Processes in Fluidized Beds . Moscow, Gastoptekrizzdat, 1968.
- 2- ZENZ, F.A.. Two-Phase Fluid Solid Flow . Ind. Eng. Chem., s. l. (41): 2801-6, 1949.
- 3- BAUM, V.A.. Investigation of mixing processes in fluid streams flowing through tubes filled with granular material . Izv. Akad. Nauk., U.R.S.S., (19), 1953.
- 4- WILHELM, R.H.; KWAUK, M. . Chem. Eng. Progress, s. l., 44 (3): 201, 1948.
- 5- LEVA, M.; GRUMMER, M.; WEINTRAUB, M.; POLLCHIK, M. . Chem. Eng. Progress, s. l., 44 (7): 511, 1948.
- 6- LEWIS, W.K.; GILLILAND, E.R.; BAUER, W. C.. Ind. Eng. Chem., s. l., 41: 1104, 1949.
- 7- CARMAN, P. C. . Trans. Inst. Chem. Engineers, London, 15: 150, 1937.
- 8- KOZENY, J. . Ber. Vien Aked., Berlin, 136a: 271, 1927.
- 9- MATHESON, G.L.; HERBST, W.A.; HOLT II, P.A. Ind. Eng. Chem., s. l., 41: 1099, 1949.
- 10- ZABRODSKY, S.S. . Analysis of Experimental Data in Heat Transfer in Fluidized Beds . Inzh. Fiz. Zhurn., Moscow, (4): 22-30, 1958.
- 11- DAVIDSON, J.F.; KEAIRNS, D.L. et alii . Fluidization proceedings of the second engineering foundation conference. Cambridge, Great Britain, Trinity College, April, 1978.
- 12- BEÉR, J.M. . Aplication of fundamental research to the design and industrial development of Fluidized Bed Combustors. Cambridge, Mass., Massachusetts Institute of Technology. Department of Chemical Engineering, December 1979.
- 13- PERA, Hildo . Geradores de Vapor d' Água (Caldeiras). São Paulo, Escola Politécnica da U.S.P. - Departamento de Engenharia Mecânica, 1966.

.../

/...

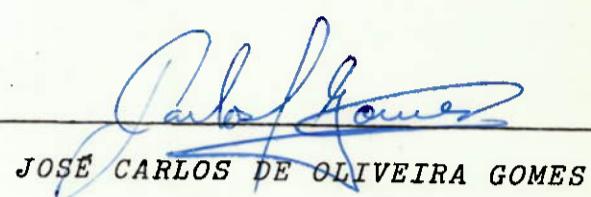
- 14- ZABRODSKY, S.S. . Hydrodynamics and Heat Transfer in Fluidized Beds. Cambridge, Mass., The M.I.T. Press, 1966.
- 15- LEVA, M. . Fluidization . New York, 1959.
- 16- COWNLEY SLATER, A. . Geologia para Engenheiros . São Paulo, Ed. LEP, 1963.
- 17- NECATI ÖZİŞIK, M. . Basic Heat Transfer . Tokyo, Mc Grow - Hill, Kogakusha, 1977.
- 18- KREITH, Frank . Princípios da Transmissão de Calor , 3a. ed. São Paulo, Ed. Edgard Blücher, 1977.
- 19- VAN VLACK, L.H. . Princípios de Ciência dos Materiais . São Paulo, Ed. Edgard Blücher, 1970.
- 20- VAN WYLEN, G.J.; SONNTAG, R.E. . Fundamentos da Termodinâmica clássica (trad. 2a. ed. americana) . São Paulo, Ed. Edgard Blücher, 1977.
- 21- SILVA, Remi Benedito . Manual de Termodinâmica e Transmissão de Calor . São Paulo, Escola Politécnica de São Paulo - Departamento de Engenharia Mecânica, 1972.
- 22- _____ . Tubulações, 2a. ed. São Paulo, Departamento de Livros e Publicações do Grêmio Politécnico da U.S.P., 1972.
- 23- DAVIDSON, J.F. ; HARRISON, V. ret alii . Fluidization . New York, Academic Press, 1971.
- 24- MILLER, C.O.; LOGWINNK, A.K. . Ind. Eng. Chem., s. 1., 43: 1220-6, 1951.

.../

TRABALHO EXECUTADO EM

SÃO PAULO, NA DATA DE

19 DE DEZEMBRO DE 1.980.


JOSE CARLOS DE OLIVEIRA GOMES



MAURO ARCON BATISTIC