

10 (dez)
Maio

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO MECÂNICO

QUEIMA DA TURFA EM COMBUSTORES

PELO PROCESSO DO LEITO FLUIZADO

(Parte II)

Aluno: Emilio Dutra Manzini
Orientador: Prof. Hildo Pera
Ano: 1983

APRESENTAÇÃO

O trabalho apresentado foi dividido em dois volumes. O primeiro, escrito por Georg Richard Elster, apresenta um estudo sobre a turfa e sobre o processo de fluidização, com sua aplicação em leitos fluidizados. Este segundo volume apresenta um projeto básico de um protótipo de combustor de leito fluidizado.

Seria importante ressaltar que inicialmente o objetivo do nosso trabalho era o estudo da queima da turfa em leito fluidizado, estudo esse a ser realizado com a aparelhagem existente no laboratório. No entanto, em junho, o nosso orientador, prof. Hildo Pera, nos comunicou da impossibilidade técnica de se realizar este estudo.

Assim o nosso trabalho passou a ser o projeto e a construção de um novo combustor que permitisse a realização futura dos já citados estudos. Infelizmente, por motivos técnicos, financeiros e também de escassez de tempo, não nos foi possível realizar a construção do aparelho.

SUMÁRIO

O presente trabalho trata do projeto de um combustor de leito fluidizado para fins experimentais a ser utilizado no Laboratório de Máquinas Térmicas do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da U.S.P. para o estudo da queima da turfa como combustível em leito fluidizado.

Este segundo volume trata do projeto propriamente dito do combustor com o objetivo de orientar a sua construção no próprio laboratório. Os cálculos aqui realizados foram baseados em sua maioria em expressões teóricas e alguns dados experimentais obtidos junto a uma bibliografia recente do assunto.

ÍNDICE

| | |
|---|-----|
| Apresentação | i |
| Sumário | ii |
| Índice | iii |
| 1 - Definição das características | 1 |
| 2 - Determinação do poder calorífico da turfa | 2 |
| 3 - Determinação do volume dos fluidos | 4 |
| 4 - Velocidade mínima de fluidização | 9 |
| 5 - Perda de carga no leito fluidizado | 12 |
| 6 - Consumo de combustível | 13 |
| 7 - Transferência de calor | 14 |
| 8 - Dimensionamento do ciclone | 20 |
| 9 - Determinação da quantidade de areia para partir o leito | 23 |
| 10 - Perda de carga total | 24 |
| 11 - Controle das cinzas | 26 |
| 12 - Emissão de poluentes | 28 |
| 13 - Alimentação e partida | 29 |
| 14 - Instrumentação e controle | 30 |
| 15 - Considerações finais | 31 |
| Bibliografia | |

A meus pais,

que me ajudaram a concluir
este curso de engenharia.

1 - DEFINIÇÃO DAS CARACTERÍSTICAS

O combustor a ser projetado terá como finalidade o fornecimento de dados experimentais sobre a queima da turfa em leito fluidizado. Será construído na forma de um prisma reto de secção quadrada de aproximadamente $0,05\text{ m}^2$, com estrutura de perfilado e chapa de revestimento. O revestimento interno será executado com refratário, tijolo e lã de rocha. Sua altura será de aproximadamente 1,8 m para uma altura do leito fluidizado em torno de 0,8 m.

O calor gerado pelo processo de combustão será removido pelos gases de fluidização. Assim o suprimento de ar deverá ser em torno de 2 vezes superior ao necessário para a combustão estequiométrica com o objetivo de manter-se a temperatura do leito dentro de limites aceitáveis.

A saída dos gases de combustão será feita por meio de um exaustor, sendo que os mesmos deverão passar antes por um ciclone onde serão recolhidas as partículas sólidas provenientes do combustor para posterior análise.

2 - DETERMINAÇÃO DO PODER CALORÍFICO DA TURFA

O poder calorífico inferior pode ser determinado analiticamente a partir da composição elementar do combustível e o calor de combustão dos elementos ou compostos gassosos.

Para um combustível sólido apresentando a seguinte composição:

c = teor de carbono o = teor de oxigênio

h = teor de hidrogênio n = teor de nitrogênio

s = teor de enxofre w = teor de umidade

z = teor de cinzas

pode-se determinar o seu poder calorífico inferior pela seguinte expressão (fórmula de Dulong's):

$$P_{ci} = 8100 c + 29000 (h - o/8) + 2500 s - 600 w$$

No caso da turfa com uma composição média de:

$c = 55,6 \%$ $n = 1,8 \%$ $w = 20 \%$ (após secagem)

$h = 5,7 \%$ $s = 0,2 \%$

$o = 32,1 \%$ $z = 4,6 \%$

obtemos um poder calorífico inferior igual a:

$$P_{ci} \approx 4878 \text{ Kcal/Kg}$$

Por definição, o poder calorífico superior é calculado por:

$$P_{cs} = P_{ci} + (9 h + w) 600 \quad \text{onde obtemos}$$

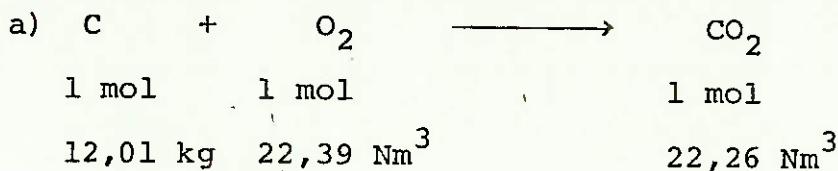
$$P_{cs} \approx 5306 \text{ Kcal/Kg}$$

É importante salientar aqui que os valores da composição da turfa foram obtidos a partir de estudos feitos na Finlândia, pois não nos foi possível obter a composição detalhada da turfa no Brasil. A possível variação que possa ocorrer não deverá influenciar muito os cálculos.

3 - DETERMINAÇÃO DO VOLUME DOS FLUIDOS

Reações de combustão

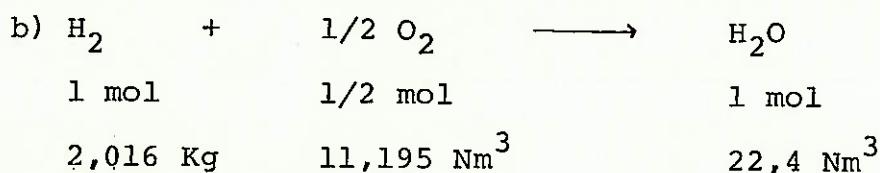
Na combustão de combustíveis sólidos como a turfa ocorrem basicamente as oxidações de enxofre, hidrogênio e de carbono que pode ser total ou parcial. No caso da combustão em leito fluidizado, podemos considerá-la como sendo total. Assim temos as seguintes equações:



então 1 Kg de carbono :

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

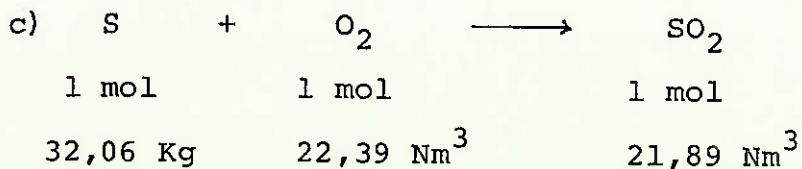
$$\text{e produz } \frac{22,26}{12,01} = 1,856 \text{ } Nm^3 \text{ de dióxido de carbono}$$



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 :

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

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

Volume de ar

Mediante os valores acima obtidos é estabelecida a seguinte expressão para o cálculo do volume de oxigênio teórico (estequiométrico) necessário na combustão:

$$v_{O_2}^t = 1,864 c + 5,56 (h - o/8) + 0,697 s$$

onde c, h, o e s são as porcentagens de carbono, hidrogênio, oxigênio e enxofre no combustível. Para a turfa essa composição pode ser dada por:

$$c = 55,6 \% \quad o = 32,1 \%$$

$$h = 5,7 \% \quad s = 0,2 \%$$

Assumindo-se que tenhamos 21% de oxigênio no ar teórico, podemos calcular o volume de ar teórico para a combustão:

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

$$v_{ar}^t = 8,876 \cdot 0,556 + 26,443 (0,057 - \frac{0,321}{8}) + 3,322 \cdot 0,002$$

$$v_{ar}^t = 5,379 \text{ Nm}^3/\text{Kg de combustível}$$

Sabemos ser tecnicamente impossível assegurar uma combustão completa apenas com suprimento de ar teoricamente necessário. Vários fatores como a granulometria do com-

bustível, seu estado de divisão, o aparelho de combustão, intervêm no processo de queima obrigando a introdução de um excesso de ar (m) correspondente à relação:

$$m = v_{ar}^r / v_{ar}^t$$

Quanto maior for o excesso de ar, tanto maiores serão as perdas de calor sensível dos gases de combustão lançados na atmosfera. A tendência é diminuir o mais possível o valor de m .

Esse excesso de ar (m) influí também na temperatura adiabática de combustão. Quanto maior o excesso m , menor a temperatura adiabática. Essa variação pode ser notada pelos gráficos apresentados na Fig. 1, resultado de estudos feitos sobre a combustão da turfa na Finlândia. Como pode ser visto, a temperatura adiabática de combustão varia também com a porcentagem de umidade da turfa (moisture) e com a temperatura do ar de combustão.

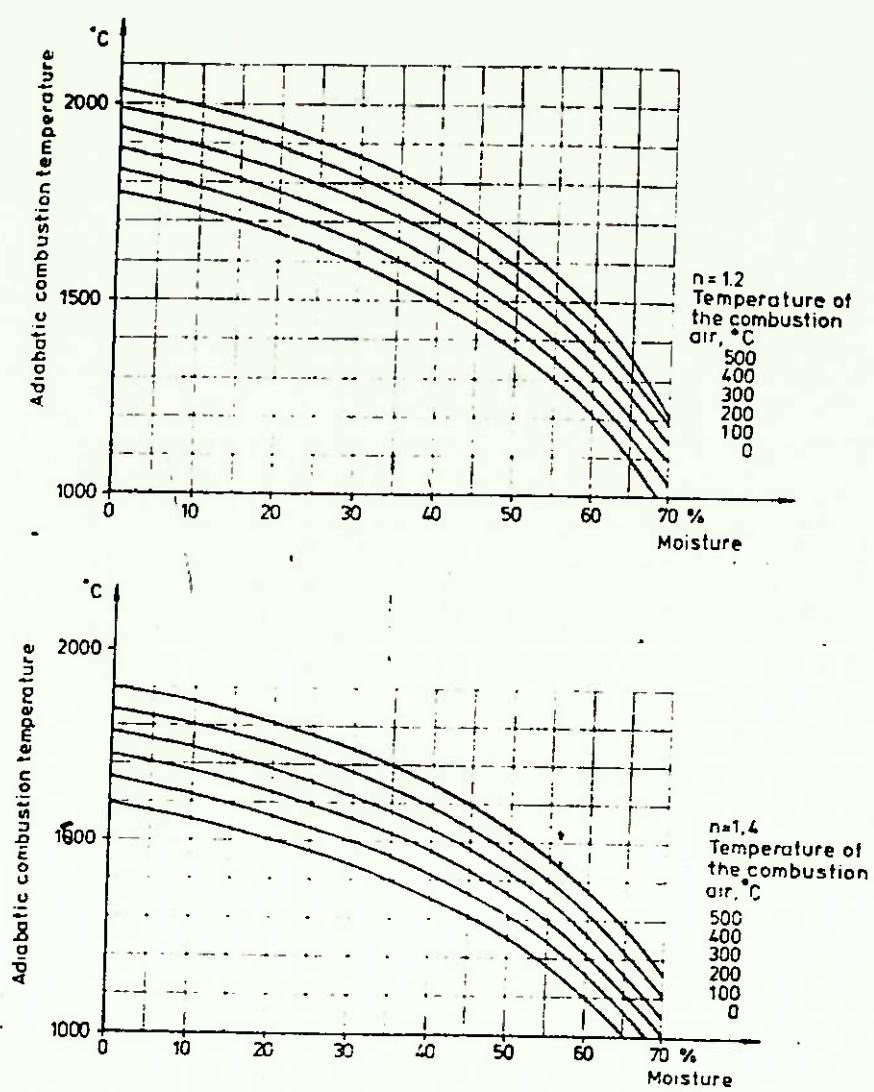


Figura 1

No nosso caso devemos ter uma temperatura adiabática de chama por volta de 850°C no máximo, pois todo o calor gerado no combustor será dissipado através das paredes do mesmo e pelos gases de combustão. Assim, extrapolando os valores dos gráficos, para uma umidade de 20% e uma temperatura do ar de combustão de 21°C , adotaremos um excesso de ar de 200% ou $m = 2$.

Podemos então calcular o volume de ar real necessário:

$$V_{\text{ar}}^r = m \cdot V_{\text{ar}}^t = 2,5,379$$

$$V_{\text{ar}}^r = 10,758 \text{ Nm}^3/\text{Kg de combustível}$$

Volume dos gases da combustão

De acordo com as mesmas reações anteriores, o volume dos gases teórico por Kg de combustível se estabelece pela fórmula:

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

onde n é a porcentagem de nitrogênio no combustível, que no caso é 1,8% e w é a umidade do mesmo que é de 20%.

Com o excesso de ar m , o volume real dos gases se obtém por:

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

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

Donde obtemos, substituindo os valores na equação acima:

$$V_g^r = 11,558 \text{ Nm}^3/\text{Kg}$$

4 - VELOCIDADE MÍNIMA DE FLUIDIZAÇÃO

A velocidade mínima de fluidização é aquela para a qual a perda de carga do fluido através do leito se iguala ao peso do sólido por unidade de área da secção transversal do leito.

A literatura (9) nos apresenta a seguinte expressão para o cálculo da velocidade mínima de fluidização:

$$v_{f_t} = 1,58 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{d_e^{1,82}}{\nu^{0,88}} \frac{\gamma_M - \gamma_m}{\gamma_m}^{0,94} \quad (\text{m/s})$$

onde

d_e = diâmetro equivalente médio das partículas do leito

ν = viscosidade cinemática do ar (m^2/s)

γ_m = peso específico do meio, Kgf/m^3

γ_M = peso específico das partículas, Kgf/m^3

Temos que $\nu = \frac{\mu}{\rho}$

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

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

Assim obtemos $\nu = 1,76 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ para o ar aproximadamente, nas condições do leito.

Experiências realizadas mostraram que, quanto maior o tamanho dos pedaços do combustível, menor será a elutrição. Por outro lado, pedaços muito grandes exigiriam uma velocidade de fluidização muito alta, o que tornaria a fluidização impraticável. Recomendações são feitas para o uso de pedaços de 6 a 25 mm.

Utilizaremos então turfa britada com tamanho máximo de $1/4''$ ($d_t \approx 6,4$ mm).

Suporemos, sem entrar em detalhes quanto às proporções dos silicatos e outros minerais, que o peso específico da areia e o diâmetro médio de seus grãos serão respectivamente:

$$\gamma_a = 2200 \text{ Kgf/m}^3$$

$$d_a = 1,5 \text{ mm}$$

Adotando para o material do leito uma mistura de 25% de turfa e 75% de areia, podemos calcular o peso específico médio e o diâmetro médio das partículas do leito:

$$\gamma_M = 0,25 \gamma_t + 0,75 \gamma_a$$

onde

$$\gamma_t = \text{peso específico da turfa britada} \approx 800 \text{ Kgf/m}^3$$

$$\gamma_M = 0,25 \cdot 800 + 0,75 \cdot 2200$$

$$\gamma_M = 1850 \text{ Kgf/m}^3$$

$$d_e = 0,25 d_t + 0,75 d_a = 2,7 \text{ mm} = 2,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Com os valores até agora calculados podemos partir para o cálculo da velocidade de fluidização, cujo valor obtido é:

$$v_f = 0,055 \text{ m/s}$$

O valor calculado acima não se encontra na faixa considerada ideal determinada por dados experimentais preliminares. Desse modo, essa expressão utilizada não é a mais indicada para o nosso caso.

Uma outra expressão empírica (10) é dada por:

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

Com todos os valores já conhecidos obtemos $v_{f_t} = 3,66 \text{ m/s.}$

Esse valor ainda deve ser corrigido pelo fator de forma φ .

Esse fator leva em conta o fato de as partículas porventura não terem o formato esférico. É dado pela expressão:

$$\varphi = 0,205 \text{ s/v}^{2/3}$$

onde s é a área externa da partícula e v o seu volume.

Adotaremos, em primeira aproximação, partículas de forma cúbica visto que essa é a figura geométrica regular que mais se aproxima da forma real da turfa britada. Assim, assumindo $D = 2,7 \text{ mm} = \text{aresta das partículas do leito:}$

$$s = 6 \cdot D^2 = 6 \cdot 2,7^2 = 43,74 \text{ mm}^2$$

$$v = D^3 = 2,7^3 = 19,68 \text{ mm}^3$$

então:

$$\varphi = 0,205 \cdot \frac{43,74}{(19,68)^{2/3}} = 1,23$$

Finalmente temos $v_f = v_{f_t} \cdot \varphi = 3,66 \cdot 1,23 = 4,5 \text{ m/s.}$

Adotaremos então a velocidade mínima de fluidização $v_f = 4,5 \text{ m/s.}$

5 - PERDA DE CARGA NO LEITO FLUIDIZADO

No início da fluidização a perda de carga é suficiente para equilibrar os sólidos do leito. À medida que o leito expande, sua altura aumenta, mas é de se esperar que a perda de carga continue sendo praticamente igual ao peso aparente do sólido por unidade de área de secção transversal. Isto porque o atrito entre as partículas e o fluido deverá superar os demais efeitos, como o atrito nas paredes e o aumento de altura do leito. Então sendo M a massa do sólido, S a secção transversal total do leito e ΔP a perda de carga quando a altura é H e a porosidade de é m devemos ter:

$$M = H \cdot S \cdot (1 - m) (\rho_M - \rho_m)$$

e

$$\Delta P \cdot S = M g/g_C = g/g_C \cdot H \cdot S (1 - m) (\rho_M - \rho_m)$$

assim

$$\Delta P = g/g_C (1 - m) (\rho_M - \rho_m) \cdot H$$

A expressão acima pode ser aplicada para leitos com relação altura por diâmetro $H/d < 2,6$ que é o caso de nosso leito.

Lembrando $\rho_M \approx \gamma_M$ e com os demais parâmetros conhecidos podemos calcular ΔP :

$$\begin{aligned} \Delta P &= 9,8/9,8 (1 - 0,45)(1850 - 1,12) \cdot 0,8 = 813,5 \text{ Kgf/m}^2 \\ \Rightarrow \Delta P &= 813,5 \text{ Kgf/m}^2 = 813,5 \text{ mmCA} \end{aligned}$$

6 - CONSUMO DE COMBUSTÍVEL

Vamos inicialmente calcular a vazão de ar para fluidização a partir da velocidade de fluidização v_f e da área da secção transversal do combustor A

$$Q'_{ar} = v_f \cdot A \quad \text{com } v_f = 4,5 \text{ m/s e} \\ A = 0,05 \text{ m}^2 \quad (\text{pré-determinada})$$

$$Q'_{ar} = 0,225 \text{ m}^3/\text{s}$$

Essa vazão é para o ar nas condições de pressão e temperatura do leito. Devemos então determinar a vazão para as condições normais de pressão e temperatura do ar de fluidização:

$$\frac{p \cdot v}{T} = \frac{p_0 \cdot v_0}{T_0} \quad \text{onde } p = 1,6 \text{ Kgf/cm}^2 = \text{pressão média do leito}$$

$$T = 1123 \text{ K} = \text{temperatura do leito} \\ (\text{adotada } 850^\circ\text{C})$$

$$Q_{ar} = \frac{p}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T} \cdot Q'_{ar} = \frac{1,6}{1} \cdot \frac{273}{1123} \cdot 0,225$$

$$Q_{ar} = 0,09 \text{ Nm}^3/\text{s}$$

O volume de ar real calculado anteriormente para a combustão é $V_{ar} = 10,758 \text{ Nm}^3/\text{Kg}$ de combustível.

O consumo de combustível será então:

$$C_t = \frac{Q_{ar}}{V_{ar}} = \frac{0,09}{10,758} = 0,0084 \text{ Kg/s} = 0,0084 \cdot 3600 \text{ Kg/h}$$

$$\Rightarrow C_t = 30,1 \text{ Kg de combustível/hora}$$

Considerando um ensaio de duração de 10 horas, com 8 horas consumindo turfa, teremos um consumo de 300 Kg/ensaio.

7 - TRANSFERÊNCIA DE CALOR

O calor total gerado pela queima da turfa no combustor será dissipado através da superfície lateral do leito, da superfície lateral da câmara (região logo acima do leito) e pela troca de calor entre os gases da combustão e o ar atmosférico na saída do combustor (antes da entrada no ciclone).

O calor total gerado é igual a:

$$Q_t = C_t \cdot p_{ci} = 301, \cdot 4878 = 146\ 828 \text{ Kcal/h}$$

Calcularemos então a dissipação deste calor.

1. Troca de calor na região do leito

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

onde

$$A_1 = 4 \cdot 0,8 \cdot 0,23 = 0,74 \text{ m}^2 = \text{área das paredes circunvizinhas ao leito}$$

θ = temperatura do leito

α_T = coeficiente global de troca de calor entre o leito e as paredes circunvizinhas

t_{par} = temperatura das paredes = 800°C (assumida)

Segundo a literatura, α_T pode ser calculado da seguinte forma:

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

com:

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

onde: $C_M \approx 0,3 \text{ Kcal/Kg}^{\circ}\text{C}$ = calor específico da mistura turfa e carvão;

$$\gamma_M = 1850 \text{ Kgf/m}^3$$

$$m = 0,45$$

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

$$\delta_{\text{par}} = \frac{de}{3} = \frac{2,7 \cdot 10^{-3}}{3} = 0,9 \cdot 10^{-3} \text{ m} = \text{espaçamento entre cada partícula e as paredes vizinhas}$$

v_n = velocidade de fluidização normal às paredes do leito, calculado abaixo (9):

$$\left(\frac{1}{t_{\text{par}} \cdot 10^{-3}} \right)^3 \cdot \left[\frac{1}{2} \ln \frac{(\theta_{\text{par}} + \theta) \cdot (\theta_{\text{lf}} - t_{\text{par}})}{(\theta + T_{\text{par}}) \cdot (\theta_{\text{lf}} - t_{\text{par}})} \right] + \\ + \arctan \frac{\theta}{t_{\text{par}}} - \arctan \frac{\theta_{\text{lf}}}{t_{\text{par}}} = \frac{118,5 E_1}{C_M \gamma_M v_n (1 - m)^{1/3}}$$

onde temos: $E_1 = 0,75$ = emissividade do refratário

$$\theta = 850^{\circ}\text{C}$$

$$\theta_{\text{lf}} = \text{máxima temperatura do leito} = 1000^{\circ}\text{C}$$

(assumida)

Calculando o valor de v_n encontramos: $v_n \approx 0,2 \text{ m/s.}$

Com todos os parâmetros determinados temos:

$$(\alpha_{\text{cond}} + \alpha_{\text{conv}}) = 0,3 \cdot 1850 \cdot 0,2 (1 - 0,45) \cdot$$

$$\cdot \left[1 - \exp \left(\frac{1,2 \cdot 0,275}{0,9 \cdot 10^{-3} \cdot 0,3 \cdot 1850 \cdot 0,2 (1 - 0,45)^{1/3}} \right) \right]$$

$$(\alpha_{\text{cond}} + \alpha_{\text{conv}}) = 59,9 \text{ Kcal/h m}^2^{\circ}\text{C}$$

O coeficiente de radiação é dado por:

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

$$\alpha_{\text{rad}} = 4,9 \cdot 0,75 \cdot \left[\frac{\left(\frac{12,73}{1273} \right)^4 - \left(\frac{10,73}{1073} \right)^4}{1273 - 1073} \right] = 238,9 \text{ Kcal/h m}^2^{\circ}\text{C}$$

O coeficiente global de troca de calor no leito é então igual a

$$\alpha_T = (\alpha_{\text{cond}} + \alpha_{\text{conv}}) + \alpha_{\text{rad}} = 298,9 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

O calor trocado no leito pode agora ser calculado:

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

$$Q_1 = 298,9 \cdot 0,74 \cdot (850 - 800)$$

$$Q_1 = 11058,5 \text{ Kcal/h}$$

2. Troca de calor entre os gases e a superfície lateral acima do leito

A troca de calor entre os gases da combustão e as paredes é feita por convecção e por radiação. A determinação da radiação gasosa decorre de estudos relativamente recentes. Dados contraditórios, obtidos pela observação prática e pelos cálculos de calor adsorvido nas trocas dos geradores de vapor, levantaram tal problema. Dos constituintes encontrados nas gases da combustão, apenas o CO_2 e o vapor d'água se apresentam como bons receptores e emissores de calor. Sob o ponto de vista prático, H_2 , N_2 , O_2 e SO_2 são considerados não irradiantes.

Conforme já foi determinado anteriormente:

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:

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = C_t \cdot h \cdot 11,11 = 30,1 \cdot 0,057 \cdot 11,11 = 19,06 \text{ Nm}^3 \text{ H}_2\text{/h}$$

$$V_{\text{CO}_2} = C_t \cdot c \cdot 1,8535 = 30,1 \cdot 0,556 \cdot 1,8535 = 31,02 \text{ Nm}^3 \text{ CO}_2\text{/h}$$

Conhecido $v_g^r = 11,558 \cdot 30,1 = 347,9 \text{ m}^3/\text{h}$

$$p(H_2O) = v_{H_2O} / v_g^r = 0,055$$

$$p(CO_2) = v_{CO_2} / v_g^r = 0,089$$

Em função das pressões parciais de CO_2 e H_2O , da temperatura dos gases assumida 800°C e das paredes igual a 750°C , obtemos através de diagramas (1) os valores para os coeficientes de troca de calor do CO_2 e da H_2O :

$$\alpha_{H_2O} = 5,5 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

$$d_R = 9,8 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

$$\alpha_{CO_2} = 4,3 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

O coeficiente de troca de calor por convecção pode ser calculado da seguinte maneira. Para fluxo interno, forçado e turbulento, temos a seguinte expressão empírica (11).

$$N_{n_m} = \frac{h \cdot D}{K} = 5 + 0,016 R_e^a \cdot P_r^b$$

onde

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

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

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

$$R_e = \frac{v \cdot D}{v}$$

$$v \approx 4,5 \text{ m/s}$$

$$D \approx 0,25 \text{ m}$$

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

$$R_e = 5,7 \cdot 10^4$$

Assim,

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

$$N_{n_m} = 5 + 0,016 \cdot (5,7 \cdot 10^4)^{0,83} \cdot 0,688^{0,66} = 104,3$$

$$N_{n_m} = 104,3 = \frac{h \cdot D}{K}$$

$$K = 0,04 \text{ W/m}^{\circ}\text{C} \quad h = \alpha_C = 12,5 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C} = 10,8 \text{ Kcal/hm}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$D \approx 0,25$$

Agora podemos calcular os calores trocados por radiação e convecção Q_R e Q_C . Considerando uma altura de 1 m acima da superfície do leito, teremos uma área lateral

$$A = 4 \cdot 0,23 \cdot 1 = 0,92 \text{ m}^2$$

$$Q_R = \sigma \cdot A \cdot (T_g^4 - T_p^4)$$

onde

$$\sigma = 4,88 \cdot 10^{-8} \text{ Kcal/h m}^2 \text{ K}^4$$

$$A = 0,92 \text{ m}^2$$

$$T_g = \text{temperatura dos gases} = 1123 \text{ K}$$

$$T_p = \text{temperatura das paredes} = 1073 \text{ K}$$

$$Q_R = 4,88 \cdot 10^{-8} \cdot 0,92 \cdot (1123^4 - 1073^4) = 11892,4 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_C = (\alpha_R + \alpha_C) \cdot A \cdot (t_g - t_p)$$

$$Q_C = (9,8 + 10,8) \cdot 0,92 (850 - 800) = 947,6 \text{ Kcal/h}$$

Portanto o calor total trocado dentro do combustor pelos gases é

$$Q_2 = 11892,4 + 947,6 = 12849 \text{ Kcal/h}$$

3. Troca de calor entre os gases e o ar na saída do combustor

Subtraindo Q_1 e Q_2 de Q_T obtemos:

$$Q_3 = Q_T - Q_1 - Q_2 = 146828 - 11058 - 12840$$

$$Q_3 = 122930 \text{ Kcal/h}$$

Esse calor restante deverá ser trocado com o ar atmosférico que vai se misturar com os gases antes do ciclo de modo que a temperatura fique por volta de 350°C no máximo.

Desse modo devemos ter

$$Q_3 = 122930 \text{ Kcal/h} = \dot{m} C_{P_{ar}} (t_f - t_i)$$

onde

\dot{m} = massa de ar por hora a se determinar

$C_{P_{ar}}$ = calor específico do ar = 0,243 Kcal/Kg °C

t_f = temperatura final do ar = 350 °C

t_i = temperatura inicial do ar = 21°C

$$\dot{m} = \frac{122930}{C_{P_{ar}} (t_f - t_i)} = \frac{122930}{0,243 (350 - 21)} = 1537,6 \text{ Kg/h}$$

Transformando essa vazão para m^3/h , lembrando que

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

$$\dot{m} = \frac{1537,6 \text{ Kg/h}}{1,12 \text{ Kg/m}^3} = \dot{m} = 1372,9 \text{ m}^3/\text{h}$$

Somando-se essa vazão de ar com a vazão de saída dos gases encontraremos a vazão total que deverá entrar no clone:

$$\dot{m}_T = V_g^r + \dot{m} = 347,9 + 1372,9$$

$$\dot{m}_T = 1720,8 \text{ m}^3/\text{h}$$

8 - DIMENSIONAMENTO DO CICLONE

O ciclone é um dispositivo muito simples para a separação de partículas de gases. É de construção simples, compacta, operação fácil e de grau de purificação elevado para partículas maiores que 90 microns. O tipo mais comum é o ciclone cilíndrico com a parte inferior cônica, que será utilizado por nós.

Os gases com partículas entram tangencialmente, fazem várias voltas no corpo e no cone, depositando as partículas e sai, ainda girando, através do tubo cilíndrico axial. Sob a ação da força centrífuga, as partículas em suspensão tendem a se concentrar na fina camada de gases junto à parede externa. O movimento helicoidal descendente dos gases e a descarga de pequena quantidade de gases através da saída de pó tendem a projetar as partículas separadas no depósito.

Seria interessante, no momento, dizer alguma coisa sobre o arrastamento de partículas no leito fluidizado. O mecanismo de arrastamento pode ser descrito como a soma de dois processos, o primeiro relativo à elutriação de partículas finas e o segundo como resultado do "splashing". O conceito de "splashing" foi introduzido para explicar o arraste de partículas muito grandes para serem elutriadas. (O "splashing" ocorre com partículas maiores de 0,6 mm). No processo de combustão em leito fluidizado, o material inerte do leito é reduzido em tamanho por atrito enquanto

que o combustível que entra pela alimentação é continuamente reduzido em tamanho pela ação combinada da combustão e do atrito.

Dito isso, vamos partir para o dimensionamento do ciclone. Existem vários métodos e critérios de dimensionamento.

Silverman apresentou uma tabela que permite obter diretamente as medidas de um ciclone do tipo apresentado no desenho que se segue. Os dados da tabela conduzem à seguinte expressão:

$$D_C = 70,9 \cdot v^{0,477}$$

onde D_C = diâmetro do ciclone em cm.

v = vazão em m^3/s

As demais dimensões do ciclone são tiradas em função de D_C . A expressão acima foi obtida com uma velocidade de entrada de 15,2 m/s.

A vazão de entrada do ciclone determinada anteriormente é:

$$\dot{m}_T = 1720,8 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Rightarrow v = \frac{1720,8}{3600} = 0,48 \text{ m}^3/\text{s}$$

Portanto temos:

$$D_C = 70,9 \cdot (0,48)^{0,477}$$

$$D_C \approx 50 \text{ cm}$$

As demais dimensões ficam então determinadas:

$$H = D_C/2 = 25 \text{ cm}$$

$$L = 2 D_C = 100 \text{ cm}$$

$$B = D_C/4 = 12,5 \text{ cm}$$

$$Z = 2 D_C = 100 \text{ cm}$$

$$D_s = D_c/2 = 25 \text{ cm}$$

$$J = D_c/4 = 12,5 \text{ cm}$$

$$I = D_c/1,6 = 31,25 \text{ cm}$$

A perda de carga, em alturas de velocidade na entrada, pode ser calculada pela expressão:

$$F_c = \frac{\frac{12 \cdot B \cdot H}{K \cdot D_s^2}}{3 \frac{L \cdot Z}{D_c^2}}$$

onde K é um fator relacionado com o defletor de entrada.

Utilizando ciclone com defletor até a parede o $K = 2$.

Calculando F_c obtemos:

$$F_c = 1,9 \text{ altura de velocidade } h_v$$

onde

$$1 h_v = 51,18 \rho' v^2$$

com

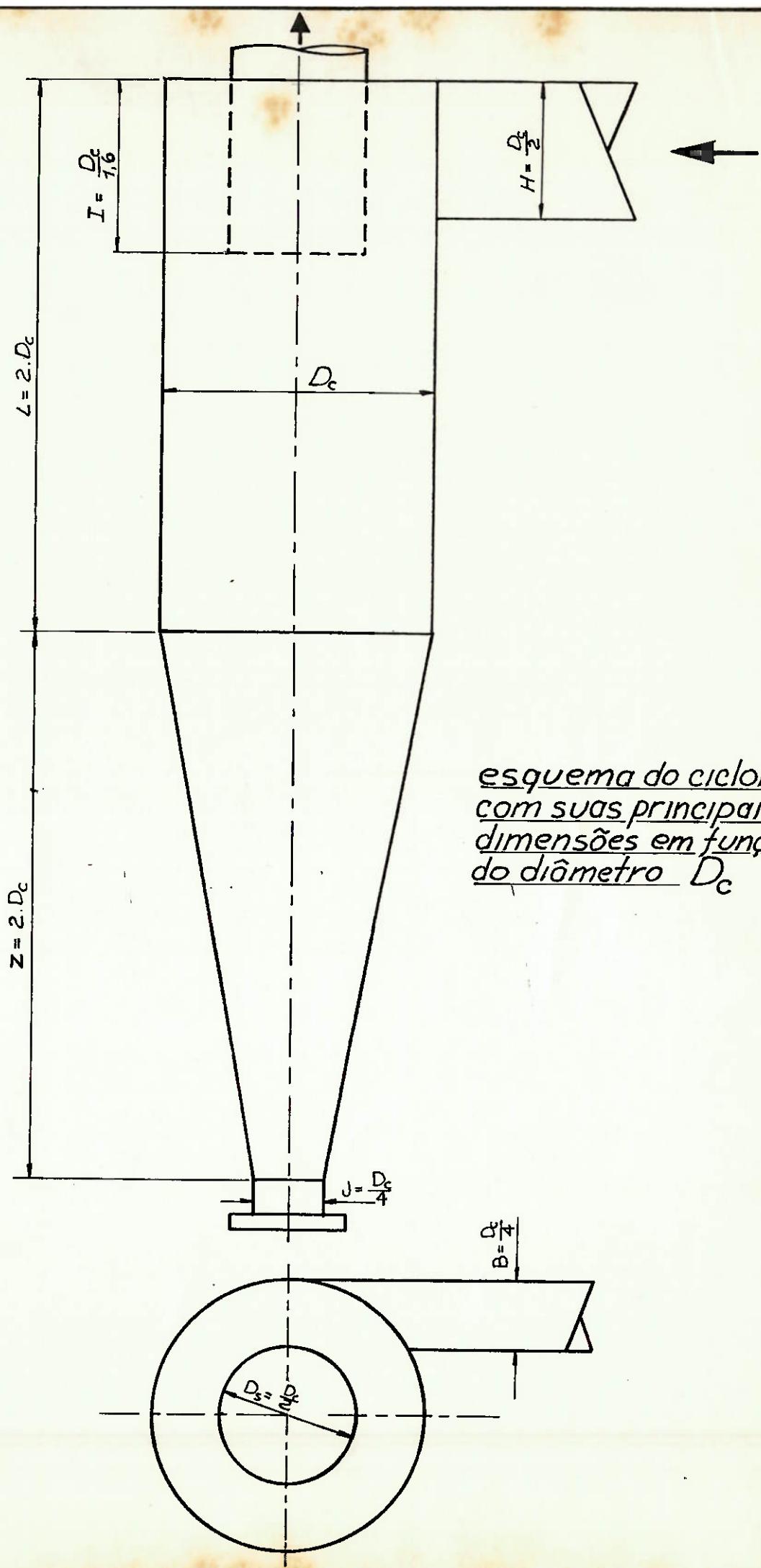
$$\rho' = \text{densidade do gás} \approx 1,12 \cdot 10^{-3} \text{ g/cm}^3$$

$$v = \text{velocidade na entrada} = 15,2 \text{ m/s}$$

assim

$$F_c = 1,9 \cdot 51,18 \cdot 1,12 \cdot 10^{-3} \cdot 15,2 \text{ mm CA}$$

$$F_c = 1,66 \text{ mm CA} = 1,66 \text{ Kgf/m}^2$$



9 - 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 = 0,45

ρ_M = 1850 Kg/m³

ρ_m = 1,12 Kg/m³

portanto

$$\rho_{\max} = 1018 \text{ Kg/m}^3$$

Como o leito fluidizado ocupa um volume de 0,042 m³

teremos a seguinte massa de material:

$$M = \rho_{\max} \cdot V = 1018 \cdot 0,042 = 42,76 \text{ Kg}$$

Então teremos a altura do leito antes da fluidização:

$$V_0 = M/\rho_M = \frac{42,76}{1850} = 4 \cdot 0,23 \cdot H_0$$

$H_0 = 0,025$ que deverá ser a altura que devemos ter de areia no leito.

10 - PERDA DE CARGA TOTAL

A perda de carga dos ventiladores até a pré-câmara (perda de carga distribuída) é calculada por:

$$\Delta p_1 = 0,4 f (L/D)^{1,22} v^{1,82}$$

onde

$L \approx 2$ m (admitido, pois vai depender da instalação do aparelho no laboratório)

$$D = 0,2 \text{ m}$$

$$v = Q/s = \frac{V^r \text{ar. } C_t}{\pi \cdot D^2/4} = \frac{10,758 \cdot 30,1}{\pi (0,2)^2 / 4 \cdot 3600} = 2,86 \text{ m/s}$$

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

$$\Delta p_1 = 0,4 \cdot 0,9 (2/(2)^{1,22}) \cdot 2,86^{1,82} = 2,09 \text{ Kgf/m}^2 = 2,09 \text{ mm CA}$$

A grelha distribuidora será separada do leito por uma camada de aproximadamente 90 mm de altura constituída de pedras refratárias com granulação de 6 a 9 mm, baseado em experiências relatadas (12).

Será utilizado 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 50% da área transversal do leito, resultando em 5092 orifícios.

A perda de carga na grelha será:

$$\Delta p_2 = K \cdot v^2 / 2g$$

onde $K = 0,15$ considerando tanto a entrada como a saída da grelha.

$$v = \frac{V^r \text{ar. } C_t}{3600 \cdot A_L \cdot 0,5} = 3,6 \text{ m/s}$$

$$\Delta p_2 = 0,15 \cdot \frac{3,6^2}{2,9,8} = 0,099 \text{ mCA} = 99 \text{ mmCA}$$

A perda de carga no leito já foi calculada e é igual a
 $\Delta p = 813,5 \text{ mmCA}$

A perda total será então:

$$\Delta p_t = \Delta p + \Delta p_1 + \Delta p_2 = 914,6 \text{ mmCA}$$

Assim a associação de ventiladores deverá fornecer:

$$\Delta p = 914,6 \text{ mmCA}$$

$$Q = 323,8 \text{ m}^3/\text{h}$$

11 - CONTROLE DAS CINZAS

A composição química das cinzas da turfa tem a seguinte variação:

| | | | |
|-------------------------|------|---|--------|
| SiO_2 | 40,0 | - | 75,0 % |
| Al_2O_3 | 1,0 | - | 16,0 % |
| CaO | 1,5 | - | 12,0 % |
| MgO | 0,5 | - | 2,5 % |
| TiO | 0,5 | - | 1,0 % |
| K_2O | 0,1 | - | 0,5 % |
| Fe_2O_3 | 4,0 | - | 7,0 % |
| P_2O_5 | 2,0 | - | 4,0 % |

O dióxido de silício e óxido de alumínio afetam o ponto de fusão das cinzas, aumentando-o, enquanto que o óxido de cálcio e o óxido férrego o diminuem.

As características de fusibilidade das cinzas da turfa são dadas a seguir:

| | média | variação |
|-------------------------|------------------------|-------------|
| Deformação inicial | 924°C | 800 - 1130 |
| Amolecimento | 1136°C | 1040 - 1215 |
| Fusão | 1240°C | 1140 - 1315 |
| Fusão completa | 1300°C | 1170 - 1370 |
| pH (10% solução aquosa) | 9,7 | 8,8 - 11,1 |

Uma das razões para termos escolhido a temperatura de combustão de 850°C , foi pelo fato desta temperatura estar abaixo da temperatura de deformação das cinzas, evitando-se assim maiores problemas na sua retirada.

As cinzas serão retiradas pela parte superior do leito, de modo intermitente, uma vez que este alcance o nível de 0,82 m, sendo reduzido para 0,78 m. Esse procedimento é mais aconselhável porque uma retirada contínua aumentaria os efeitos de entrada de ar falso ou mesmo saída de gases quentes.

12 - EMISSÃO DE POLUENTES

Basicamente a composição dos gases queimados é a seguinte: CO_2 , N_2 , NO_x , H_2O (vapor), CO e SO_2 .

Quanto ao H_2O (vapor), N_2 e CO_2 , não há problema, visto que não são substâncias nocivas à saúde ou à ecologia.

O CO praticamente inexiste, pois a combustão em leito fluidizado é quase total.

O SO_2 é um gás tóxico, mas devido à sua baixa porcentagem na composição da turfa (0,2% em média) não requer maiores cuidados.

Quanto ao NO_x , estudos revelam que a contribuição de N_2 da atmosfera para a concentração de NO_x não é significante para temperaturas de reação menores que 982°C . Portanto emissões de NO_x do combustor de leito fluidizado operando abaixo de 982°C dependem primeiramente do conteúdo de N no combustível e da quantidade de nitrogênio liberado durante a combustão, que é convertido em NO_x . Como no nosso caso o combustor vai operar a uma temperatura de 850°C e o conteúdo de nitrogênio da turfa é baixo (~ 1,8 %), a emissão de óxidos de nitrogênio não requer grandes cuidados de nossa parte.

13 - ALIMENTAÇÃO E PARTIDA

A alimentação da turfa no combustor será feita por meio de um transportador helicoidal com eixo giratório (parafuso sem fim). O diâmetro da rosca deverá ser de 160 mm e o seu passo também será igual a 160 mm (segundo norma DIN 15261). O dispositivo deverá deslocar-se no sentido vertical de 20 em 20 cm, para atingir 3 bocas de alimentação de 50 mm de diâmetro. O canal de alimentação será horizontal com o menor diâmetro possível.

A partida será dada por meio de gás propano. O sistema será alimentado por dois torpedos de 45,4 Kg, após passar através de regulador, rotômetro e válvula. Sua injeção será junto à grelha e a turfa só será injetada após o leito alcançar 250°C. A injeção do gás só será interrompida quando tivermos o leito a pelo menos 500°C.

14 - INSTRUMENTAÇÃO E CONTROLE

a) Registro de perda de carga

Faremos cinco tomadas de pressão (em mm CA) nas seguintes posições:

- na passagem da placa;
- logo acima do leito de pedras;
- logo acima do leito;
- na saída dos gases, antes do ciclone;
- após o ciclone.

b) Registro das temperaturas

O controle de temperatura no combustor é importante tanto pelo problema da dissipação do calor gerado como também da temperatura de início de deformação das cinzas (950°C aproximadamente) que não deve ser atingida.

A tomada de temperaturas será feita por meio de termopares assim distribuídos:

- 4 termopares posicionados na extensão do leito
- 3 termopares na câmara de gases
- 1 termopar no duto de saída dos gases da combustão, logo após a admissão do ar de resfriamento.

Poderemos utilizar um registrador "multi-point" com capacidade de fornecer, simultaneamente em 4 pontos, os gráficos de temperatura em função do tempo, durante o funcionamento do combustor.

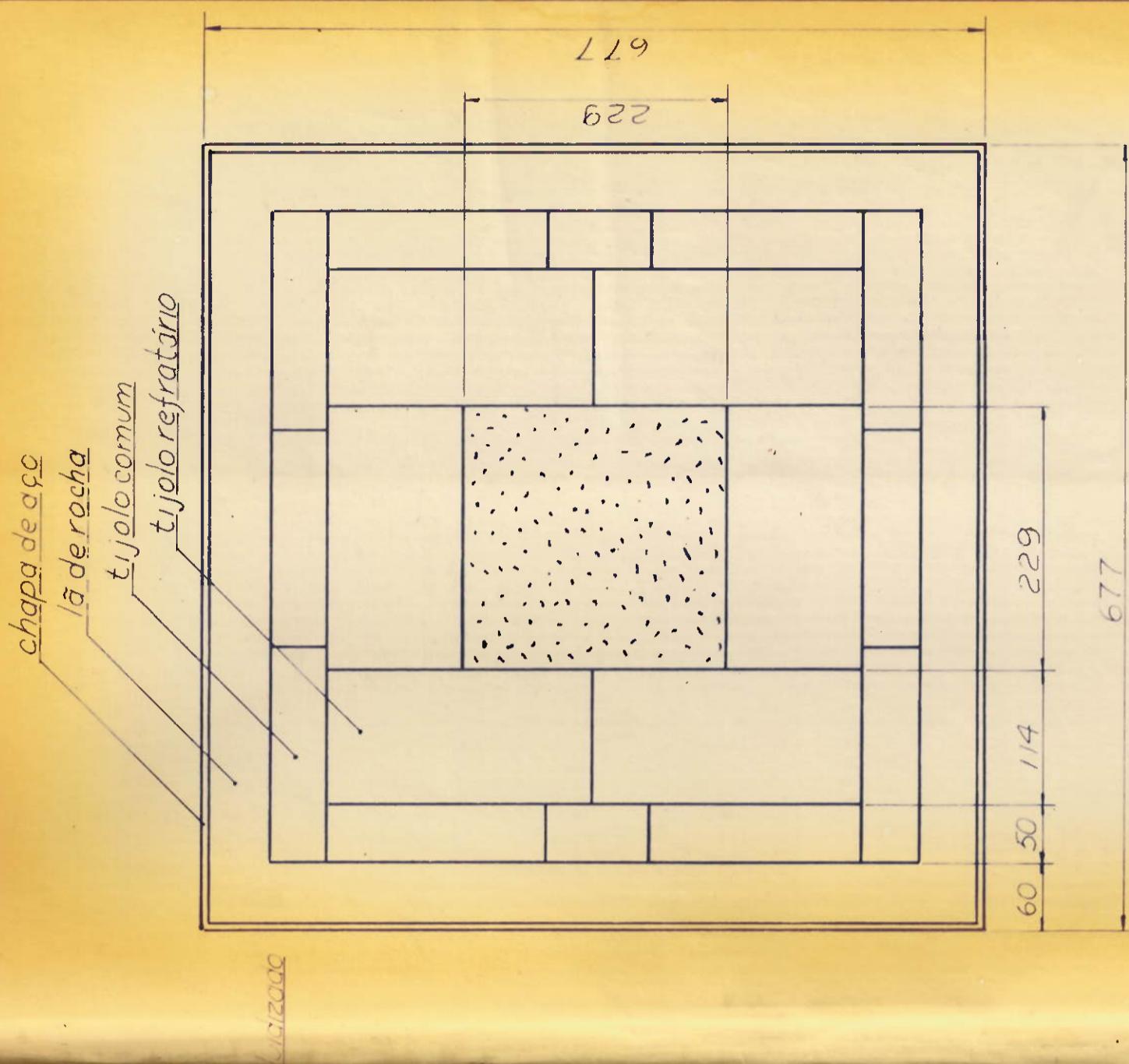
15 - CONSIDERAÇÕES FINAIS

Durante a realização do presente trabalho encontramos dificuldades em obter uma bibliografia que nos pudesse fornecer dados práticos tanto sobre a turfa como sobre o processo de fluidização.

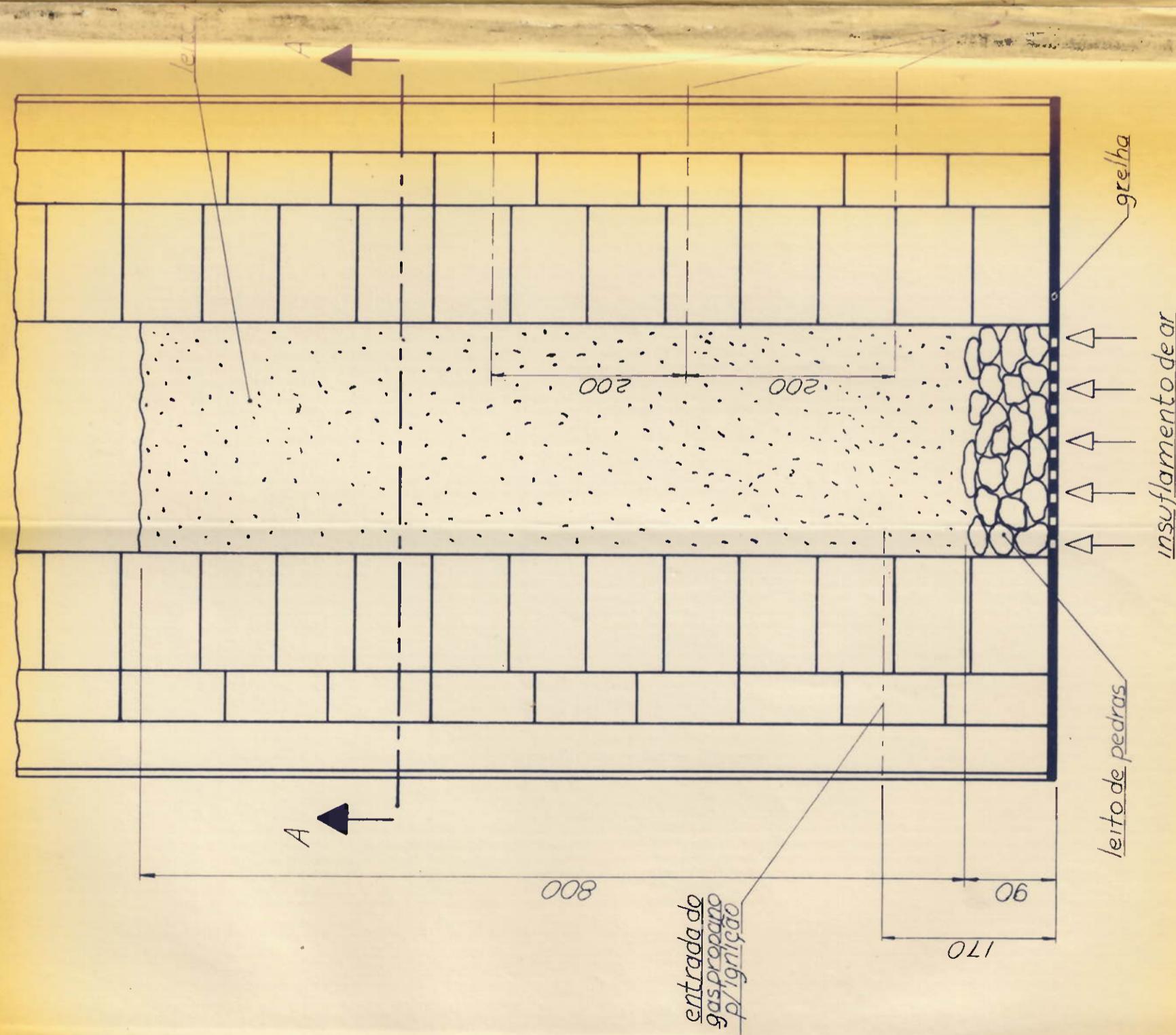
Os dados sobre a combustão da turfa foram na sua maioria obtidos junto a estudos realizados no exterior, principalmente nos países da Escandinávia, onde o seu aproveitamento como combustível é feito em relativamente grande escala.

Quanto ao processo de fluidização, a bibliografia existente é excessivamente teórica e escassa (por se tratar de um assunto recente, pelo menos aqui no Brasil), cuja utilização para fins práticos pode não levar aos resultados previstos.

Dessa forma, a importância da construção desse protótipo reside no fato dele vir a possibilitar a verificação dos estudos teóricos já realizados e a obtenção de dados práticos com o objetivo de permitir um estudo mais consistente tanto do combustível alternativo turfa, como do processo de combustão em leito fluidizado.



corte AA



| | |
|------------------------------|-----------------------------|
| <u>Trabalho de Formatura</u> | <u>Prof. Pera</u> |
| <u>Detalhe do combustor</u> | <u>PMC-5/9</u> |
| <u>1:5</u> | <u>Emilio Dutra Manzini</u> |

BIBLIOGRAFIA

1. PERA,H. - Geradores de Vapor d'Água (Caldeiras). São Paulo, Escola Politécnica da U.S.P. - Departamento de Engenharia Mecânica, 1966.
2. SILVA,R.B. - Manual de Termodinâmica e Transmissão de Calor. São Paulo, Escola Politécnica da Universidade de S.Paulo - Departamento de Engenharia Mecânica, 1972.
3. VAN WYLEN,G.J.; SONNTAG,R.E. - Fundamentos da Termodinâmica Clássica (trad.2^a ed. americana). São Paulo, Ed.Edgard - Blucher, 1977.
4. KREITH,FRANK. - Princípios da Transmissão de Calor (3^a edição) São Paulo, Ed.Edgard Blucher, 1977.
5. LEVA,M.,Fluidization. New York, 1959
6. ZABRODSKY,S.S. - Analysis of Experimental Data in Heat Transfer in Fluidised Beds. Inzh. Fiz.Zhurn., Moscow (4): 22-30,1958.
7. EKONO CONSULT ENGINEERS,Classification and properties of peat for fuel purposes. Helsinki, Ekono CE., 1980. 30p.tab.Graf.
8. DAVIDSON,J.F.; HARRISON,V. et alii. Fluidisation. New York, Academic Press, 1971.
9. ZABRODSKY,S.S. - Hydrodynamics and Heat Transfer in Fluidized Beds. Cambridge, Mass., The M.I.T. Press, 1966
10. MILLER,C.O.; LOGWINNKA,A.K. - Ind.Eng.Chem., s.2., 43:1220-6, 1951
- 11, NECATI OZISKIK,M. - Basic Heat Transfer. Tokyo,McGraw-Hill, Kogakusha,1977.
12. DAVIDSON,J.F.; KEAIRNS,D.L. et alii- Fluidization proceedings of the second engineering foundation conference. Cambridge, Great Britain,Trinity College, April,1978.