

PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA CÂMARA DE COMBUSTÃO DESTINADA À PESQUISA NA ÁREA DE COMBUSTÃO E EMISSÃO GASOSA DE COMBUSTÍVEIS DERIVADOS DO PETRÓLEO

Antonio Moreira dos Santos

Universidade de São Paulo, Av. Trabalhador Sãocarlense, 400, São Carlos SP, asantos@sc.usp.br .

Gustavo Rodrigues de Souza

Universidade de São Paulo, Av. Trabalhador Sãocarlense, 400, São Carlos SP, gustavor@sc.usp.br .

Resumo. Neste trabalho será apresentada a metodologia de projeto e de construção de uma fornalha tubular, dotada de câmaras calorimétricas, com a finalidade do desenvolvimento de pesquisas básicas na área de combustão, transferência de calor e emissões dos combustíveis derivados do petróleo. Apresentaremos como resultado dos ensaios iniciais de partida a taxa de transferência de calor em cada calorímetro instalado ao longo da fornalha. As fornalhas tubulares são geralmente usadas nas caldeiras flamo tubular que queimam gás ou óleo para fornecimento de calor. O cálculo de uma fornalha deve considerar que a combustão ocorre num determinado intervalo de tempo e que a fornalha deve envolver completamente a chama, sem que esta toque nas paredes metálicas. Portanto, um certo volume e certas proporções de diâmetro e comprimento de fornalha são necessários. No Reino Unido, para as fornalhas que queimam combustíveis gasosos ou óleo, recomenda-se valores superiores à $1,8 \text{ MW/m}^3$ (relação entre o calor introduzido por volume da fornalha). Não entram nesta relação o volume da câmara de reversão e o volume ocupado pelo cone de refratário do queimador. Nos Estados Unidos esta relação é de $1,55 \text{ MW/m}^3$, porém, o volume da câmara de reversão entra no cálculo.

Palavras-chave: transferência de calor; combustão; fornalha tubular.

1. INTRODUÇÃO

A transferência de calor nas fornalhas ocorre principalmente por radiação, sendo o fluxo de calor por unidade de área mais intenso, do que no restante da caldeira. Nas fornalhas à óleo ou à gás, o pico de transferência de calor ocorre à uma distância equivalente à um diâmetro a partir do injetor do queimador. Essa taxa de transferência pode atingir 320 KW/m^2 ou mais. Assim, nesta região ocorre a mais alta temperatura do metal nas paredes da fornalha.

A Fig. (1) mostra a relação entre o diâmetro mínimo da fornalha e o fluxo de calor que é permitido fornecer a ela. Observa-se que o máximo de calor permitido introduzir a uma fornalha é 12 MW para a queima de óleo, gás ou carvão pulverizado. Já para a queima de combustíveis sólidos sobre grelhas é de 8 MW. Para uma introdução de calor superior a isto, duas ou mais fornalhas devem ser usadas. O fluxo de calor médio fornecido à fornalha é geralmente um pouco menor que a metade do valor de pico, mas é consideravelmente maior do que aquele que ocorre no restante da caldeira, excetuando o espelho de tubos.

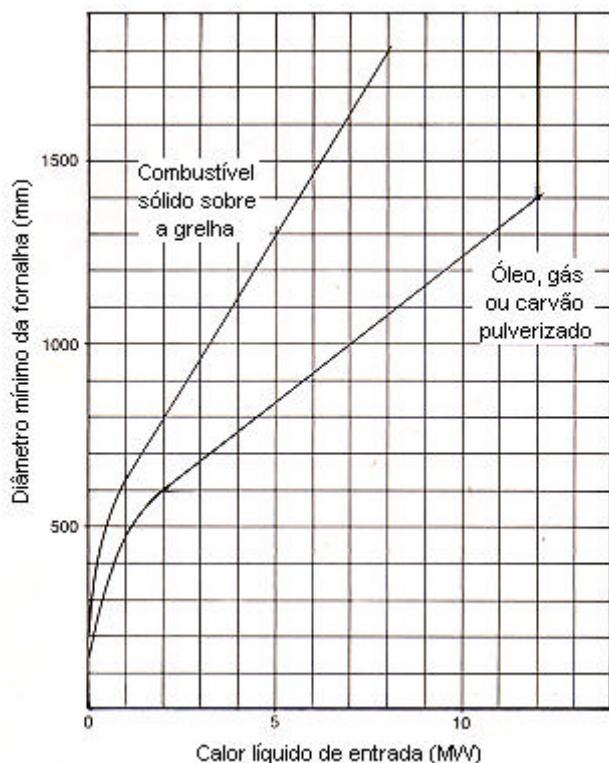


Figura 1 – Relação entre o mínimo diâmetro interno da fornalha e o calor líquido introduzido (British Standard BS2790:1986).

As fornalhas tubulares são geralmente usadas nas caldeiras flamo tubular que queimam gás ou óleo para fornecimento de calor. Os processos de combustão, a forma e o comprimento de chama dependem de um certo espaço necessário para que ocorram. O cálculo de uma fornalha deve considerar que a combustão ocorre num determinado intervalo de tempo e a fornalha deve envolver completamente a chama, sem que esta toque nas paredes metálicas. Portanto, um certo volume e certas proporções de diâmetro e comprimento de fornalha são necessários. No Reino Unido, para as fornalhas que queimam combustíveis gasosos ou óleo, recomenda-se valores superiores à $1,8 \text{ MW/m}^3$ (relação entre o calor introduzido por volume da fornalha). Não entram nesta relação o volume da câmara de reversão e o volume ocupado pelo cone de refratário do queimador. Nos Estados Unidos esta relação é de $1,55 \text{ MW/m}^3$, porém, o volume da câmara de reversão entra no cálculo.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

A fornalha projetada e construída é do tipo calorimétrica. Para facilitar a construção e reparos e ainda, proporcionar versatilidade de uso; a fornalha foi projetada e construída em quatro módulos iguais. A Fig. (2) mostra o detalhamento de cada módulo.

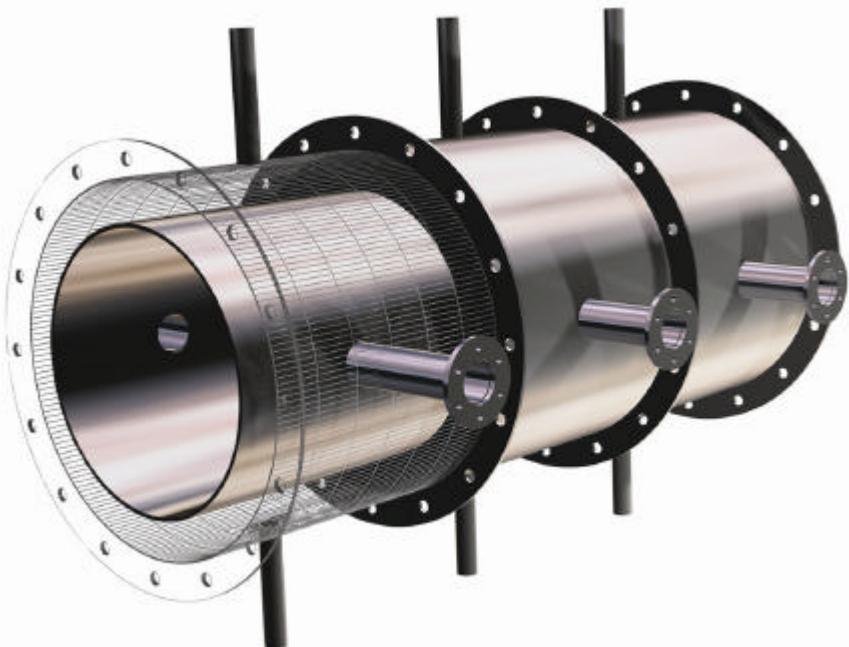


Figura 2 – Detalhamento construtivo da fornalha.

A fornalha tem as seguintes dimensões: cada módulo tem um comprimento de 1 metro e é constituído por um tubo central com diâmetro interno de 305 mm, sobreposto por um outro tubo com diâmetro interno de 415 mm, formando uma câmara de escoamento de água com espessura de 50 mm entre os dois tubos.

Cada módulo é constituído por três câmaras calorimétricas de 328 mm de comprimento. Ou seja, cada módulo tem um par de flanges em cada extremidade e dois flanges que subdividem o tubo externo e a câmara de água, para fazer as três câmaras calorimétricas. Os flanges internos são soldados sobre a face externa do tubo interno para promover estancamento entre as câmaras calorimétricas.

Cada câmara calorimétrica é atravessada por dois tubos 25 mm de diâmetro interno, soldados um de cada lado, na mesma direção, para servirem de ponto de observação da chama e coleta de dados e amostras de gases. Também, cada câmara possui dois tubos de 19 mm de diâmetro interno, soldados na parte inferior e superior da câmara para servirem respectivamente para alimentação e descarga de água da câmara calorimétrica. Nestes tubos estão localizados os sensores de temperatura, através deles pode-se obter a diferença entre a temperatura de entrada da água e a temperatura de saída da água (em cada módulo individualmente).

Para a medição do fluxo de água de refrigeração foi desenvolvido um sistema de válvulas de gaveta em que a água de saída passa por um rotâmetro e nos fornece a vazão em cada módulo individualmente.

O tubo interno da fornalha é de aço inox AISI 304, Sch10s. O tubo externo foi calandrado partindo-se de chapas de aço inox AISI 304 de 2 mm. Os flanges foram construídos partindo-se de chapas de aço inox AISI 304 de 5 mm. Os tubos de observação e de água são de aço inox AISI 304, Sch5s.



Figura 3 – Rotâmetro para medição da vazão de água e depósito de secção retangular com escala.



Figura 4 – Vista da fornalha: Detalhamento dos sensores de temperatura.

O queimador é de fabricação INCOETERMIC Ltda – Indústria e Comércio de Equipamentos Térmicos. O queimador é do tipo monobloco para óleo e gás Mod. SST 03 – D122 – UOP para 180.000 kcal. É dotado de um motor WEG de 200 V, trifásico, 2,39 A, 3.430 rpm e 0,55 kW; ventilador do tipo Sirocco e bomba de óleo Danfoss Mod. BFP 21 L 5.

A bomba de óleo Danfoss Mod. BFP 21 L 5 tem as seguintes características técnicas:

- | | |
|---------------------------------|-----------------------------------|
| - Faixa de viscosidade do óleo: | 1,8 – 12 mm ² /s (cSt) |
| - Velocidade: | 1.400 – 3.600 rpm |
| - Faixa de pressão: | 7 – 20 bar |
| - Faixa de temperatura: | - 10 a 70 °C |

3. AVALIAÇÃO TÉRMICA DE UMA CÉLULA CALORIMÉTRICA

A capacidade que a água tem de transportar calor em cada célula calorimétrica da fornalha é determinada pela seguinte fórmula:

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p \Delta T \quad (1)$$

Onde:

\dot{Q} = Taxa de transporte de calor pela água, kW.

\dot{m} = Descarga de água através de cada célula, kg/s.

c_p = 4,184 kJ/kg. $^{\circ}$ C, Calor específico da água à pressão constante.

ΔT = Diferença de temperatura entre a saída e a entrada de água em $^{\circ}$ C.

Tabela 1. Ensaio dos calorímetros:

Calorí-Metro	Dist. do queimador (cm)	Temperatura de entrada ($^{\circ}$ C)	Temperatura de saída ($^{\circ}$ C)	Vazão de água (kg/s)	$\dot{Q}_{água}$ (kJ/s)	$\dot{Q}/Área$ (kJ/m ² .s)	$\dot{Q}_{água}$ (ajustado) (kJ/s)
Quei.	0	25,2	25,2	0,10205	0	0	0,0055
12	15	25,2	38,2	0,10205	5,5507	17,8469	5,5947
11	45	25,5	43,0	0,10035	7,3476	23,6245	6,9900
10	75	25,7	34,7	0,10154	3,8236	12,2938	4,8206
9	105	25,9	36,8	0,1046	4,7703	15,3379	3,3651
8	135	26,1	30,3	0,1046	1,8381	5,9100	2,8264
7	165	26,3	32,2	0,1046	2,5821	8,3021	2,4185
6	195	26,6	31,8	0,0995	2,1648	6,9604	1,9305
5	225	26,9	30,7	0,1012	1,6090	5,1733	1,7677
4	255	27,0	30,4	0,10545	1,5001	4,8232	1,4699

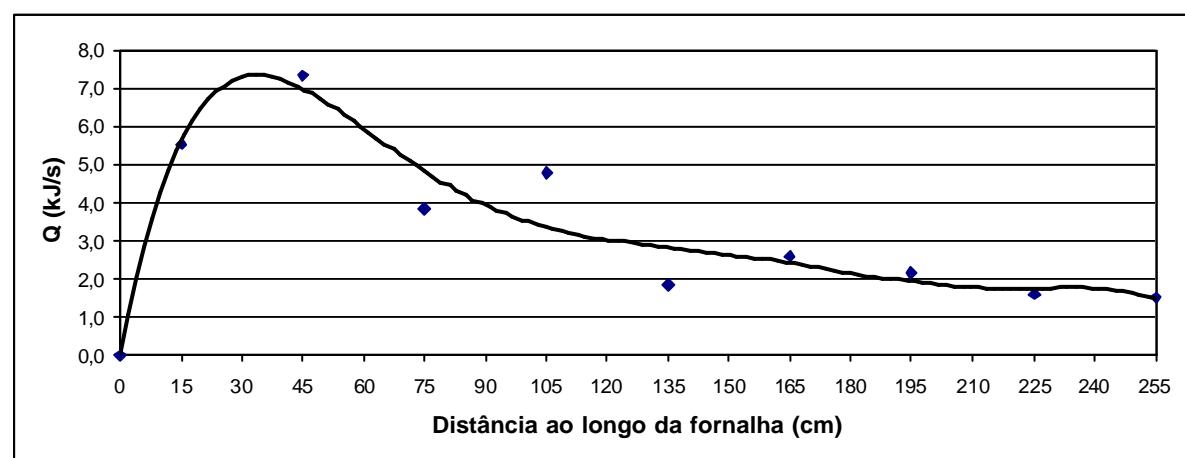


Figura 5 – Taxa de transferência de calor x Distância na fornalha.

A Fig. (5) mostra a taxa de transferência de calor ao longo da fornalha concordando com a afirmação de David Gunn. À uma distância do queimador de aproximadamente um diâmetro temos a máxima taxa de transferência de calor.

Tomando como referência o calorímetro 11 (com distância em relação ao queimador igual a 45 cm), teremos os seguintes dados:

$$T_e = 25,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$T_s = 43,0 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\dot{m} = 0,10035 \text{ kg/s.}$$

$$D = 0,324 \text{ m.}$$

$$L = 0,327 \text{ m.}$$

Assim, utilizando a Eq. (1):

$$\dot{Q} = 0,10035 \times 4,184 \times (43 - 25,5) \quad (2)$$

$$\dot{Q} = 7,347 \text{ kW} \quad (3)$$

Esta é a taxa de transporte de calor medido, que é possível fazer através da água que escoa na célula calorimétrica. Usaremos para os cálculos a taxa ajustada pela curva mostrada na Fig. (1):

$$\dot{Q} = 6,990 \text{ kW} \quad (4)$$

O coeficiente de transferência de calor médio de cada célula calorimétrica pode ser determinado por:

$$h_m = \frac{\dot{Q}}{pDL\Delta T} = \frac{\dot{Q}}{pDL(T_p - T_\infty)} \quad (5)$$

A temperatura de parede (T_p) pode ser determinada, através de cálculo interativo que leva em conta a temperatura de saturação do vapor na pressão de trabalho, a resistência térmica através das paredes da fornalha, o comprimento, o diâmetro interno e externo da fornalha e calor transferido.

$$T_p = T_{sat} + \frac{\dot{Q}_R}{2pkL_f} \ln \left(\frac{D_{ef}}{D_{if}} \right) \quad (6)$$

Onde:

T_p = Temperatura da parede interna da fornalha, K.

T_{sat} = Temperatura de saturação da água, K.

\dot{Q}_R = Calor transferido por radiação na fornalha, kW.

k = Coeficiente de condutividade térmica do material da fornalha, kW/m.K, ($k_{açô} \approx 0,059$ W/m.K).

L_f = comprimento da fornalha, m.

D_{ef} = Diâmetro externo da fornalha.

D_{if} = Diâmetro interno da fornalha.

Exemplificando: Calcular a temperatura adiabática dos gases na queima de 10 kg/h de um óleo com poder calorífico inferior de 43.000 kJ/kg, admitindo-se $AC_{real} = 17:1$ e temperatura ambiente de 27°C.

$$\dot{m}_g = (AC_{real} + 1) \cdot \dot{m}_c = (17 + 1) \cdot \frac{10 \text{ kg/h}}{3600 \text{ s/h}} = 0,05 \text{ kg/s} \quad (7)$$

Solução:

$$\dot{Q}_{if} = PCI \cdot \dot{m}_c = 43.000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot 10 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = 119,4 \text{ kW} \quad (8)$$

c_{pg} , calor específico do gás à pressão constante, 1,24 kJ/kg.K (na temperatura de 1800 °C).

Então:

$$T_g = T_{amb} + \frac{\dot{Q}_{if}}{m_g c_{pg}} = (27 + 273) + \frac{119,4}{0,05 \cdot 1,24} = 2225,8 \text{ K} \quad (9)$$

Outro exemplo: Estimar a temperatura da parede de uma fornalha em aço carbono A53 A, de uma caldeira flamo tubular que gera vapor saturado na pressão absoluta de 600 kPa. O diâmetro interno da fornalha é de 0,30 m. O comprimento da fornalha é de 1,10 m e a espessura da chapa é de 0,0125 m.

Solução:

$$T_p = T_{sat} + \frac{\dot{Q}_R}{2 \cdot \rho k L} \ln \left(\frac{D_e}{D_i} \right) \quad (10)$$

Obs.: Q_R é uma fração de Q_{if} , porém para uma estimativa vamos supor que todo o calor disponibilizado pela queima do combustível, seja trocado na fornalha. Então:

$$T_p = (158,8 + 273) + \frac{119,4}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,059 \cdot 1,1} \ln \left(\frac{0,325}{0,300} \right) \quad (11)$$

$$T_p = 431,8 + 23,45 = 455,25 \text{ K} \quad (12)$$

Através dos dois últimos exemplos mostrados anteriormente, nota-se que no interior da fornalha temos a chama com temperatura da ordem de $T_g = 2225,8 \text{ K}$ e pelo lado externo temos a água na temperatura de saturação $T_{sat} = 431,8 \text{ K}$. Mesmo considerando o absurdo da totalidade do calor fornecido pelo combustível ser trocado na fornalha, observa-se que a temperatura da parede interna da fornalha é influenciada mais pela temperatura de saturação da água do que pela temperatura da chama. Notamos que a temperatura da chapa da fornalha é de, no máximo, 23,45 graus superior à temperatura de saturação. Portanto, é razoável adotar para temperatura da parede interna da fornalha $T_p = T_{sat} + 20$; isto evita o cansativo trabalho de interação. Sabendo que em nosso projeto a água não entra em ebulição, a relação a seguir torna-se verdadeira:

$$T_p = T_{sat} + 10 \quad (13)$$

Segundo Özisik, a temperatura da parede pode ser estimada pela média entre a temperatura de entrada e a temperatura de saída (esta relação também foi mostrada por Incropera e Dewitt). Assim, utilizando a teoria descrita por Gunn logo acima, teremos que :

$$T_p = \frac{T_e + T_s}{2} + 10 \quad (14)$$

$$T_\infty = T_e \quad (15)$$

Fazendo as Eqs. (14), (15) e (4) em (5) temos:

$$h_m = \frac{\dot{Q}}{pDL(T_p - T_\infty)} = \frac{6990}{p \cdot 0,324 \cdot 0,327 \cdot (44,25 - 25,5)} \quad (16)$$

$$h_m = 1120,04 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Uma outra forma de determinar o coeficiente de transferência de calor médio de cada célula é usando a correlação de Whitaker desenvolvida para escoamento de gases e líquidos, transversal a um cilindro isolado (Özisik pág.318):

$$Nu_m = \frac{h_m D}{k} = (0,4 Re^{0,5} + 0,06 Re^{2/3}) Pr^{0,4} \left(\frac{m_\infty}{m_p} \right)^{0,25} \quad (17)$$

Que concorda com os dados experimentais dentro de $\pm 25\%$.

O Número de Reynold para escoamento transversal a um cilindro circular isolado é calculado por (Özisik pág. 317):

$$Re = \frac{U_\infty D}{n} \quad (18)$$

Onde:

U_∞ = Velocidade da corrente livre, m/s.

D = Diâmetro do cilindro, m.

n = Viscosidade cinemática do fluido, m^2/s .

A velocidade da corrente livre pode ser calculada pela lei da conservação da massa aplicada ao tubo de alimentação de cada célula calorimétrica:

$$U_\infty = \frac{\dot{m}}{rA_t} \quad (19)$$

Onde:

$$A_t = \frac{\rho d_t^2}{4} \quad (20)$$

$d_t = 0,020$ m, para o tubo de alimentação de $\frac{3}{4}$ ".

$$\rho_{25,5^\circ C} = 1000 \text{ kg/m}^3 \quad (21)$$

Então:

$$A_t = \frac{\rho 0,02^2}{4} = 0,0003 \text{ m}^2 \quad (22)$$

$$U_\infty = \frac{0,10035}{1000 \cdot 0,0003} = 0,3345 \text{ m/s} \quad (23)$$

A viscosidade cinemática na condição da corrente livre é:

$$\eta_{25,5^\circ C} = 0,910 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \quad (\text{Özisik pág. 627}) \quad (24)$$

Então Reynold é:

$$Re = \frac{0,3345 \cdot 0,324}{0,910 \cdot 10^{-6}} = 119096 \quad 40 < Re < 105 \quad (25)$$

$$Pr_{25,5^\circ C} = 6,283 \quad (\text{Özisik pág. 627}) \quad 0,67 < Pr < 300 \quad (26)$$

$$m = n \cdot r \quad 0,25 < \frac{m_\infty}{m_p} < 5,2 \quad (27)$$

Então, substituindo as Eqs. (25), (26) e (27) em (17), temos:

$$\frac{h_m D}{k} = (0,4 \cdot 119096^{0,5} + 0,06 \cdot 119096^{2/3}) \cdot 6,283^{0,4} \left(\frac{1000 \cdot 0,910 \cdot 10^{-6}}{993 \cdot 0,620 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,25}$$

$$\frac{h_m D}{k} = (138,04 + 145,24) \cdot 2,086 \cdot 1,103 = 651,79$$

Onde:

$$h_m = \frac{651,79 \cdot k_{25,5^\circ C}}{D} = \frac{651,79 \cdot 0,605}{0,324} = 1217,08 \text{ W/m}^2 \text{ C}$$

O coeficiente de transferência de calor médio de cada célula, calculado pela correlação de Whitaker é:

$h_m = 1217,08 \text{ W/m}^2 \text{ C}$, que está dentro da faixa de $\pm 25\%$ com relação ao medido:

$$h_m = 1120,04 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4. CONCLUSÃO

A fornalha projetada e construída suportou adequadamente os testes iniciais e encontra-se em condições de dar apoio ao desenvolvimento de pesquisas na área de queimadores, de técnica de combustão, combustível derivado do petróleo e combustíveis alternativos. A máxima taxa de transferência de calor encontra-se a uma distância do queimador equivalente à um diâmetro da fornalha, como prever a teoria sobre o assunto. O coeficiente de transferência de calor médio, obtido experimentalmente concorda com o previsto teoricamente.

5. AGRADECIMENTOS

Ao CNPq pela bolsa concedida e pelo financiamento do Projeto CNPq nº 460283/01-4.

6. REFERÊNCIAS

- Gunn, D.C., 1973, "Heat Transfer in the Furnaces of Shell Type Boilers", Proceedings Institution Mechanical Engineering. Vol. 187, No. 64, pp. 809-816.
Gunn, D., Horton, R., 1989, "Industrial Boilers", Ed. Longman Scientific & Technical, New York, United States, 362 p.
Incropera, F.P., Dewitt, D.P., 1992, "Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa", Ed. Guanabara Koogan, Rio de Janeiro, Brasil, 455 p.
Özisik, M.N., 1990, "Transferência de Calor: Um Texto Básico", Ed. Guanabara Koogan, Rio de Janeiro, Brasil, 661 p.

PROJECT AND CONSTRUCTION OF A CHAMBER OF COMBUSTION FOR RESEARCH IN THE AREA OF COMBUSTION AND GAS EMISSION OF FUEL DERIVED FROM OIL

Antonio Moreira dos Santos

Universidade de São Paulo, Av. Trabalhador Sãocarlense, 400, São Carlos SP, asantos@sc.usp.br .

Gustavo Rodrigues de Souza

Universidade de São Paulo, Av. Trabalhador Sãocarlense, 400, São Carlos SP, gustavor@sc.usp.br .

Abstract. This work will show the methodology of project and construction of a tubular furnace endowed with calorimetric chambers, with the purpose of developing basic researchs on the area of combustion, heat transfer and emission of fuel derived from oil. It will show as a result of the first tests the heat transfer rate each calorimeter installed along the furnace. The tubular furnaces are usually used in firetube boilers that supply heat by the burn of gas or diesel fuel. The calculation of a furnace must consider that the combustion occurs in a determined time interval and that the furnace must completely involve the flame, without it leans on the walls. Therefore, a certain volume and certain proportions of the diameter and length of the furnace are needed. In the UK, for the furnaces that burn fuel gas or fuel oil, it is recommend values over 1,8 MW/m³ (relation between the introduced heat and the volume of the furnace). This relation does not involve the volume of the reversion chamber and the volume occupied by the refractory cone of the burner. In the United States, this relation is 1,55 MW/m³, but the volume of the reversion chamber is in the calculation.

Keywords. heat transfer; combustion; tubular furnace.