

Estudo para Utilização de Energia Térmica Proveniente de Forno Cerâmico para Secagem de Cerâmica

Glauber Recco*

*Moliza revestimentos cerâmicos Ltda,
Rua 20 de maio, 1658, Morro da Fumaça - SC, Brasil,
e-mail: glauber@moliza.com.br

Resumo: Este trabalho foi realizado na Moliza Revestimentos Cerâmicos Ltda, empresa que na qual produz revestimentos cerâmicos para piso e parede, onde sua produção é de 300.000 m² por mês. Neste trabalho foi dada ênfase em dois equipamentos de produção, onde se buscou aplicar os conhecimentos de engenharia química a fim de obter dados confiáveis para a execução do projeto. O objetivo do projeto é de transportar o calor proveniente do forno cerâmico, que, no entanto, está sendo desperdiçado para o ambiente, e utiliza-lo para a secagem de biscoito cerâmico, com isso vê-se a necessidade de instalação de uma tubulação para realizar este transporte. Neste relatório, apresenta cálculos de balanço de energia e de massa do secador e da exaustão do forno de piso. Veremos a utilização do método de Pitot, para a determinação do perfil de velocidade, determinaram-se também as cargas térmicas da exaustão do forno e do calor requerido para a operação do secador. Para a tubulação que transportará o ar quente determinaram-se as perdas térmicas e perdas de carga. Contudo, apresenta-se neste relatório a viabilidade econômica e custos para a implantação do trabalho.

Palavras-chave: *secagem, transporte de calor, biscoito cerâmico, perdas térmicas.*

1. Introdução

É muito comum hoje em dia falar sobre reciclagem e reaproveitamento de resíduos industriais, tanto na área de responsabilidade ambiental e social, mas também como incrementos na lucratividade das empresas. Com esta visão de mercado, este trabalho tem como objetivo específico a redução de custos no processo de secagem do biscoito cerâmico através do reaproveitamento do ar de resfriamento do forno contínuo utilizando-o no secador contínuo a rolos.

Na maior parte dos secadores, a secagem dos materiais cerâmicos se efetua mediante a circulação de ar quente. O ar serve como portador de energia e transporta o vapor de água. Neste tipo de secagem, que pode ser considerada como uma secagem por convecção.

2. Objetivos

O objetivo principal deste trabalho é a avaliação da viabilidade econômica da utilização de ar quente oriundo da exaustão do resfriamento rápido do forno de piso, bem como alcançar um bom desempenho de secagem através deste reaproveitamento de calor.

2.1 Objetivo geral

O objetivo principal deste trabalho constitui-se na determinação do Balanço de energia, a análise comparativa do consumo de combustível (gás natural) no secador, bem como a estabilidade de secagem dos biscoitos cerâmicos.

2.2 Objetivos específicos

Com a realização do Balanço de energia do equipamento, pretende-se alcançar resultados que abrangem interesses principalmente econômicos e benéficos ao processo:

- Realizar análise comparativa do consumo de gás natural no secador com e sem a utilização de ar quente do forno;
- Realizar o balanço de energia e de massa do secador;
- Determinar a quantidade de calor fornecida pela exaustão do forno do piso; e
- Determinar as perdas térmicas e de carga na tubulação que transportará o ar quente.

3. Tubo de Pitot

Um instrumento muito utilizado para determinação da velocidade de um fluido é o experimento de Pitot. Este método foi utilizado em 1732 por Henri Pitot para medir a vazão do Rio Sena em Paris, por isto recebeu este nome. O tubo de Pitot mede a velocidade convertendo a energia cinética em energia potencial no ponto de estagnação à entrada do tubo (Figura 1).

Com este equipamento é possível determinar a velocidade do fluido ao longo do diâmetro da tubulação, variando a altura do tubo de Pitot, que está acoplado a um manômetro.

O perfil de velocidade pode ser facilmente obtido através de modelos matemáticos em regime laminar. Quando o escoamento ocorre em regime turbulento são utilizadas fórmulas semi-empíricas, mas para isso deve-se determinar o número de Reynolds.

$$Re = \frac{D_i u_b \rho}{\mu} = \frac{D_i u_b}{\nu} \quad (1)$$

A velocidade do fluido no duto pode ser escrita como:

$$u = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (2)$$

Também pode-se determinar a velocidade média pela equação (não é o nosso caso):

$$\langle u_m \rangle = \frac{\int_0^R u(r) \cdot r \cdot dr}{\int_0^R r \cdot dr} \quad (3)$$

Os tubos de Pitot devem ser inspecionados periodicamente para garantir que não haja a obstrução do tubo e das ligações afins. Assim como em outros equipamentos, existem vantagens e desvantagens de utilizar o tubo de Pitot:

Vantagens

- Instrumento simples;
- Fácil instalação;
- Baixo custo de aquisição e manutenção; e

- Apresenta pequena perda de pressão, desde que o tubo não apresente grandes dimensões se comparado com o tamanho da corrente.

Desvantagens

- Origina pequena pressão diferencial; e
- Não podem ser usados em fluidos com partículas sólidas em suspensão, uma vez que, ocasionariam a obstrução do tubo

3.1. Considerações fundamentais em transferência de calor convectivo

Sabe-se que as partículas de um fluido, adjacentes ao contorno de um sólido, são estacionárias e que uma camada muito fina de fluido junto à superfície está permanentemente em regime de fluxo laminar, independente da natureza do fluxo livre.

Portanto, a troca de energia em nível molecular ou o fenômeno da condução de calor, estarão presentes e têm um papel importante em qualquer processo convectivo.

Se o fluxo do fluido for laminar ($Re < 2300$ ou $Re < 300.000$), então toda a transferência de energia entre uma superfície e um fluido contactante ou entre camadas de fluidos adjacentes, ocorrerá por meio de mecanismos moleculares.

Se o fluxo do fluido for turbulento, então ocorrerá uma mistura de partículas de fluidos entre regiões com diferentes temperaturas e a taxa de T.C. será aumentada em nível macroscópico.

Existem duas classificações para T.C. convectivo, de acordo com a força diretora do fluxo dos fluidos.

Convecção natural ou livre: designa o tipo de processo em que o movimento do fluido resulta de transferência de calor. Quando o fluido é aquecido ou resfriado à mudança de densidade (massa específica) associada e os efeitos da flutuabilidade (empuxo) produzem uma circulação natural.

Convecção forçada: descreve o processo no qual a circulação do fluido é produzida por um agente externo, tais como uma bomba ou um exaustor.

4. Sistema de Exaustão

O transporte do ar e dos gases de entrada na instalação até sua saída para o ambiente é efetuado pelo sistema de tiragem, constituído pelo ventilador, exaustor e pela chaminé. Em função da construção da instalação, a câmara de combustão pode operar a pressão menor que a atmosférica (sob rarefação ou depressão) ou a pressão maior que a atmosférica (sobre pressão), sabendo-se que é nessa câmara onde se verificam as mais altas temperaturas dos gases. Geralmente são usados os sistemas de tiragem natural, forçada e balanceada.

A mais simples, do ponto de vista do equipamento técnico, é a tiragem natural. Para garantir a tiragem, esse sistema possui só uma chaminé. A câmara de combustão sempre opera em depressão. O ar necessário para a combustão entra na câmara devido a diferença das pressões na sala e na câmara. O movimento dos gases é realizado pela depressão criada pela chaminé. A depressão é tanto maior quanto maior é a temperatura dos gases à base da chaminé.

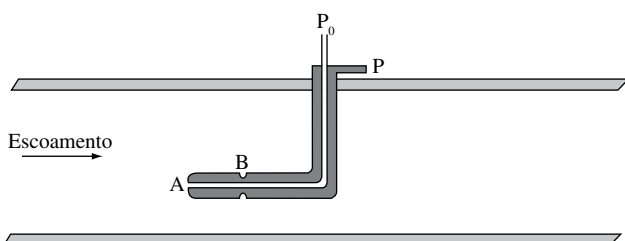


Figura 1. Tubo de Pitot em tubulação.

5. Balanço de Massa e Energia (Secador Contínuo, Figura 2)

Utilizando os seguintes dados:

- Produção por dia do secador: 11.000 m²
- Kg/m²: 14,5
- Umidade de entrada do sólido 8,7%
- Temperatura do ar de entrada 300 °C

Base de cálculo: 1 hora

$$X_1 = \frac{531 \text{KgH}_2\text{O}}{6114,1 \text{Kg}_{\text{ss}}} = 0,087 \frac{\text{KgH}_2\text{O}}{\text{Kg}_{\text{ss}}}$$

$$Y_1 = 0,01 \frac{\text{KgH}_2\text{O}}{\text{Kg}_{\text{ARS}}}$$

$$T_{s_1} = 25 \text{ °C}$$

$$T_{G1} = 300 \text{ °C}$$

$$C_p(\text{argila}) = 0,938 \text{ Kcal/Kg.C}$$

$$X_2 = \frac{48,91 \text{KgH}_2\text{O}}{6114,16 \text{Kg}_{\text{ss}}} = 0,008 \frac{\text{KgH}_2\text{O}}{\text{Kg}_{\text{ss}}}$$

$$Y_2 = 0,08 \frac{\text{KgH}_2\text{O}}{\text{Kg}_{\text{ARS}}}$$

$$T_{s_2} = 140 \text{ °C}$$

$$T_{G_2} = 110 \text{ °C}$$

$$S_{s_2} = 6114,1 \text{ Kg/h}$$

$$G_1 + S_{s_1} = G_2 + S_{s_2} \quad (4)$$

$$G_1 \cdot Y_1 + S_{s_1} \cdot X_1 = G_2 \cdot Y_2 + S_{s_2} \cdot X_2$$

$$G \cdot (Y_1 - Y_2) = S_{s_2} \cdot (X_2 - X_1)$$

$$G \cdot (0,01 - 0,08) = 6114,1 \cdot (0,008 - 0,087)$$

$$G \cdot (-0,07) = -483,01$$

$$G = 6900 \frac{\text{Kg}_{\text{ARS}}}{\text{h}}$$

Vazão mássica de ar seco na saída do secador (6900 Kg_{ARS}/h)

5.1. Massa de água evaporada do sólido (biscoito cerâmico)

$$M_{\text{H}_2\text{O} \text{ evp.}} = G \cdot (Y_2 - Y_1) \quad (5)$$

$$M_{\text{H}_2\text{O} \text{ evp.}} = 6900 \cdot (0,08 - 0,01)$$

$$M_{\text{H}_2\text{O} \text{ evp.}} = 483 \frac{\text{KgH}_2\text{O}}{\text{h}}$$

ou

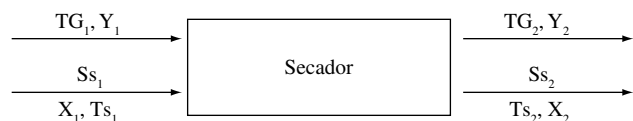


Figura 2. Esquema das entradas e saídas do secador.

$$M_{H_2O_{evp.}} = Ss.(x_1 - x_2) \quad (6)$$

$$M_{H_2O_{evp.}} = 6114,1.(0,087 - 0,008)$$

$$M_{H_2O_{evp.}} = 483 \frac{Kg_{H_2O}}{h}$$

6. Calor Requerido para Aquecer o Ar

Admitindo uma temperatura ambiente de 30 °C (Figura 3).

$$Q = (h1 - ho).G \quad (7)$$

$$h1 = (0,24 + 0,45.w).T + \lambda.w$$

$$h1 = (0,24 + 0,45.0,01).300 + 597,2.0,01$$

$$h1 = 79,32 \frac{Kcal}{Kg_{ARS}}$$

$$ho = (0,24 + 0,45.w).T + \lambda.w$$

$$ho = (0,24 + 0,45.0,01).30 + 597,2.0,01$$

$$ho = 13,307 \frac{Kcal}{Kg_{ARS}}$$

6.1. Calor requerido na operação para aquecer o ar e secar o sólido

$$Q = (h1 - ho).G$$

$$Q = (79,32 - 13,307).6900$$

$$Q = 455.489,7 \frac{Kcal}{h}$$

6.2. Calor perdido por entalpia do sólido na saída do secador

$$hs_2 = m.cp.\Delta T \quad (8)$$

$$hs_2 = 6114,1.0,9.(110 - 35)$$

$$hs_2 = 412.701,7 \frac{Kcal}{h}$$

6.3. Calor total teórico para operação do secador

Calor para aquecer o ar e secar o material = 455.489,7 Kcal/h
 Calor perdido entalpia do material = 412.701,7 Kcal/h
 Calor Total Requerido Teórico = 868.190,0 Kcal/h

6.4. Calor requerido para operação do secador (real)

Consumo de gás natural obtido por válvula medidora de vazão.
 Consumo/hora de gás natural 101,24 m³
 Para calcular o poder calorífico de um combustível gasoso é usada a Equação 9 com o auxílio da Tabela 1:

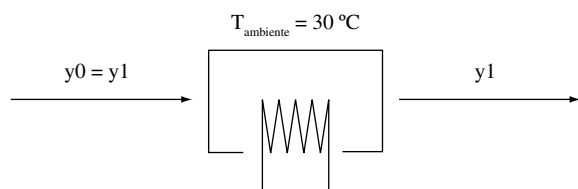


Figura 3. Ilustração do aquecimento do ar.

$$Q_{in} = 108.H + 126.CO + 358.CH_4 + 591.C_2H_4 + \quad (9)$$

$$638.C_2H_6 + 913.C_3H_8 + 1135.C_4H_{10} + 1187.C_4H_4 +$$

$$1461.C_5H_{12} + 1403.C_6H_6$$

$$Q = 358CH_4 + 638C_2H_6 + 913C_3H_8 + 1187C_4H_{10} + 1461C_5H_{12}$$

$$Q = 358.91,8 + 638.5,58 + 913.0,97 + 1187.0,05 + 1461.0,1$$

$$Q_{in} = 37.516 \frac{KJ}{m^3}$$

$$Q_{in} = 8.960 \frac{Kcal}{m^3}$$

$$Q_{requerido} = 8.960 \frac{Kcal}{h} . 101,24 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_{requerido} = 907.200 \frac{Kcal}{h}$$

7. Balanço de Massa e Energia da Exaustão do Forno de Piso

7.1. Vazão de ar quente de resfriamento da exaustão do forno

$$D_{chaminé} = 400 \text{ mm (externo)}$$

$$\text{Espessura: } 3 \text{ mm}$$

$$\text{Temperatura do fluido} = 625,15 \text{ K}$$

$$\rho_{\text{água}} = 1000 \text{ Kg/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$\rho_{\text{ar quente}} = 0,565 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_{\text{ar}} = 1,0 \text{ Kg/m}^3$$

$$PM_{\text{ar}} = 28,96 \text{ Kg/mol}$$

$$P_{\text{(atmosférica)}} = 101300 \text{ Pa}$$

$$R = 0,082$$

Composição do ar = 21% O₂ 79% N₂ (foi utilizada esta composição pois se trata de ar de resfriamento)

7.2. Pressão no interior da chaminé

$$P_{\text{fluido}} = P_{\text{atm}} + \rho.g.\Delta h \quad (10)$$

$$P_{\text{fluido}} = 101325 + 1000.9,81.0,01$$

$$P_{\text{fluido}} = 101423,1 \text{ Pa}$$

$$P_{\text{fluido}} = 1,0009 \text{ Atm}$$

7.3. Massa específica do ar quente no interior da chaminé

$$PV = \eta RT \quad (11)$$

$$PV = \frac{\eta}{PM} RT$$

$$\frac{P.PM}{R.T} = \frac{m}{V}$$

$$\rho_{\text{ar}} = \frac{P.PM}{R.T}$$

Tabela 1. composição percentual molar do gás natural.

CH ₄	C ₂ H ₆	N ₂	CO ₂	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂
91,8%	5,58%	1,42%	0,08%	0,97%	0,05%	0,1%

Fonte: SCGás

$$\rho_{ar} = \frac{1,0009.28,96}{0,082.625,15}$$

$$\rho_{ar} = 0,565 \frac{Kg}{m^3}$$

7.4. Determinação do número de Reynolds

$$N_{RE} = \frac{D.v.\rho}{\mu} \quad (12)$$

$$N_{RE} = 2,61 \times 10^5$$

Com este valor de número de Reynolds, conclui-se que o fluxo de ar quente na chaminé está em turbulência.

7.5. Determinação da velocidade média do ar na chaminé e vazão volumétrica

Velocidade média determinada por Geankoplis³ (gráfico 2.10.1, pag. 84).

$$\frac{v_{méd}}{v_{máx}} = 0,86$$

$$v_{máx} = 30,748$$

$$v_{méd} = 26,44 \frac{m}{s}$$

$$Q = v.A$$

$$Q = 26,44.0,1219$$

$$Q = 3,22 \frac{m^3}{s}$$

7.6. Determinação da vazão mássica do ar quente na chaminé

Através dos dados da Tabela 2 e Figura 4 obtivemos a velocidade do ar.

$$V = v.A.\rho \quad (13)$$

$$V = 26,44.0,1214.0,56$$

$$V = 6.497,67 \frac{Kg_{ARS}}{h}$$

7.7. Determinação da energia térmica do ar quente da chaminé

$$Q = m.cp.\Delta T \quad (14)$$

$$Q = 6.497,67.0,243.320$$

$$Q = 505.258,82 \frac{Kcal}{h}$$

7.8. Determinação da perda térmica da tubulação que transporta o ar quente do forno até o secador

$$\rho_{ar quente} = 0,565 \frac{Kg}{m^3}$$

$$K_{aço} = 38 \frac{Kcal}{h.m.C}$$

Tabela 2. Velocidades obtidas a partir do Tubo de Pitot. Fonte- Chaminé do resfriamento do forno

h(m)	r(m)	P(Pa)	v(m/s)	Diâmetro
0,010	0,025	98,045	18,713	0,025
0,014	0,050	137,263	22,141	0,050
0,015	0,075	147,068	22,918	0,075
0,018	0,100	176,481	25,106	0,100
0,020	0,125	196,090	26,464	0,125
0,025	0,150	245,113	29,587	0,150
0,025	0,175	245,113	29,587	0,175
0,027	0,200	264,722	30,748	0,200
0,025	0,175	245,113	29,587	0,225
0,025	0,500	245,113	29,587	0,250
0,020	0,013	196,090	26,464	0,275
0,018	0,010	176,481	25,106	0,300
0,015	0,075	147,068	22,918	0,325
0,014	0,050	137,263	22,141	0,350
0,010	0,025	98,045	18,713	0,375

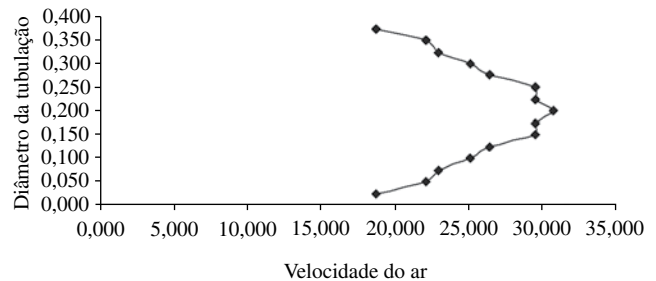


Figura 4. Perfil de velocidade em dutos fechados – Tubo de Pitot.

$$K_{ar quente} = 0,0311 \frac{Kcal}{h.m.C}$$

$$T_{parede} = 210 \text{ } ^\circ C$$

$$T_{ext} = 30 \text{ } ^\circ C$$

$$L_{tubulação} = 90 \text{ m}$$

$$\text{Área} = 1,237 \text{ m}^2$$

As perdas de calor foram determinadas por convecção, radiação

7.9. Perdas por radiação

$$qr = A.\epsilon.\tau.(T_1^4 - T_\infty^4) \quad (15)$$

$$qr = 1,237.0,9.4,88 \times 10^{-8} .(483,15^4 - 303,15^4)$$

$$qr = 2.440,4 \frac{Kcal}{h.m}$$

$$qr = 219.600 \frac{Kcal}{h}$$

7.10. Perdas por convecção natural

$$qc = h_c.A.(T - T_\infty) \quad (16)$$

$$h_c = N_u \cdot \frac{K}{D} \quad (17)$$

$$Nu = f.(Gr.Pr) \quad (18)$$

$$Gr = \frac{\rho^2.g.\beta.(T - T_\infty).L^3}{\mu^2} \quad (19)$$

$$TM = \frac{485,15 + 303,15}{2}$$

$$TM = 394,15 \text{ K}$$

$$\frac{\rho^2 \cdot g \cdot \beta}{\mu^2} = \text{TABA.3.3} \rightarrow 393,15\text{K} \Rightarrow 0,240 \times 10^8 \frac{1}{\text{K} \cdot \text{m}^3}$$

$$\text{Pr}_{\text{TABA.3.7}} = 393,15\text{K} \rightarrow \text{O}_2 = 0,703 \times 0,21 = 0,147$$

$$\text{Pr}_{\text{TABA.3.7}} = 393,15\text{K} \rightarrow \text{N}_2 = 0,696 \times 0,79 = 0,549$$

$$\text{Pr} = 0,696$$

$$\text{Gr} \cdot \text{Pr} = [0,240 \times 10^8 (483,15 - 303,15) \cdot 0,394^3] \cdot 0,6924$$

$$\text{Gr} \cdot \text{Pr} = 2,9 \times 10^8$$

$$\text{Nu} \Rightarrow \text{TAB4.7.1}$$

$$2,9 \times 10^8 \Rightarrow a = 0,53$$

$$2,9 \times 10^8 \Rightarrow m = 1/4$$

$$\text{Nu} = \frac{h \cdot L}{K} = a \cdot \left(\frac{L^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot \beta \cdot \Delta T}{\mu^2} \cdot \frac{c_p \cdot \mu}{K} \right)^m = a (\text{N}_{\text{Gr}} \cdot \text{N}_{\text{Pr}})^m$$

$$\text{Nu} = 0,53 (2,7 \times 10^8)^{0,25}$$

$$\text{Nu} = 67,93$$

$$hc = \text{Nu} \cdot \frac{K}{D} \quad (20)$$

$$hc = 67,93 \cdot \frac{0,0311}{0,394}$$

$$hc = 5,362 \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{C}}$$

$$q_c = hc \cdot A \cdot (T - T_\infty)$$

$$q_c = 5,362 \cdot 1,237 \cdot (210 - 30)$$

$$q_c = 1193,9 \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}} \cdot 90\text{m}$$

$$q_c = 107.451 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

Como perda por radiação e convecção estão em paralelo, então;

$$\frac{1}{q} = \frac{1}{\text{conv}} + \frac{1}{\text{rad}} \quad (21)$$

$$\frac{1}{q} = 9,3 \cdot 10^{-6} + 4,5 \cdot 10^{-6}$$

$$q_{\text{Rad+Conv}} = 72.463,7 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

7.11. Percentual da perda térmica na tubulação

Calor fornecido na tubulação 505.258,82 Kcal/h

Calor perdido 72.463,7

Percentual de calor perdido 14,5%

7.12. Perda de carga

Admitindo que a pressão no início da tubulação seja de 2,5 atm (253312,5 Pa).

Admitindo que a tubulação é nova, de aço comercial liso, e está negligenciado curvas.

$$p_1^2 - p_2^2 = \frac{4 \cdot f \cdot G^2 \cdot R \cdot T}{D \cdot PM} \quad (22)$$

Aço comercial³ (Geankoplis, Fig. 2.10-3, pág. 88)

$$- \varepsilon = 4,6 \times 10^{-5}$$

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{4,6 \times 10^{-5}}{0,4} = 1,5 \times 10^{-4}$$

Conforme Geankoplis³ (gráfico 2.10-3, pág. 88), determinou-se o fator de atrito para o aço comercial $f = 0,007$

$$\Delta P = \frac{4 \cdot 0,007 \cdot 90 \cdot 9,81^2 \cdot 8,314 \cdot 593,15}{11,6}$$

$$\Delta P = 103102,87 \text{ Pa}$$

8. Considerações Finais

Com o aproveitamento do calor do resfriamento do forno de piso para a secagem de biscoito cerâmico, tem-se uma diminuição considerável no consumo de gás natural para realizar a secagem dos biscoitos cerâmicos. Tendo em vista que nos últimos meses e até anos, o preço do gás natural está sendo inflacionado, a única forma de manter ou reduzir os custos de secagem e queima é com aproveitamento de calor e melhorias nos equipamentos térmicos.

Com os valores alcançados, podemos calcular a diminuição do consumo de combustível para realizar a secagem. Atualmente o secador consome por volta de 2.429,5 m³/dia de gás natural, que corresponde a R\$ 65.000,00 por mês, com a utilização do calor proveniente do forno cerâmico pretende-se diminuir o consumo de gás natural em torno de 47%, estimando esse valor em reais, teríamos uma economia de R\$ 30.000,00 por mês.

Os valores alcançados neste trabalho foram satisfatórios, tendo em vista que o mínimo que se tenha de redução de custo com a utilização deste calor da chaminé é significativo, pois este calor até então está sendo desperdiçado para o ambiente.

É importante uma boa avaliação de como construir a tubulação para que se perca o menos possível com a distância pois, teremos perdas de calor e de carga, é importante também fazer um estudo para a implantação deste ar quente no secador, pois a qualquer alteração brusca na curva de secagem podem ocorrer fissuras no biscoito cerâmico.

Referências

1. Vlasso, D. **Combustíveis, Combustão e Câmaras de Combustão**. Curitiba: Editora UFPR, 2001.
2. Himmelblau, D. M. **Engenharia Química Princípios e Cálculos**. 7 ed. Rio de Janeiro: Editora Prentice Hall do Brasil, 2006.
3. Geankoplis, C. J. **Transport Processes and Unit Operations**. Upper Saddle River, New Jersey: Prentice Hall do Brasil, 1993.
4. Bennett, C. O.; Myers, J. E. **Fenômenos de transporte, Quantidade de Movimento, Calor e Massa**. São Paulo: McGRAW-HILL do Brasil LTDA, 1978.
5. Bryron Bird, R. **Fenômenos de Transporte**. 2 ed. Rio de Janeiro: Editora LTC, 2004.
6. Perry, R. H.; Green, D. H.; Maloney, J. O. **Perry's Chemical Engineer's Handbook**. 6 ed. New York: McGraw Hill, 1984.