

## Simulação Numérica de Regimes Transientes de Fornalhas para Secagem de Grãos

L.S. RIBEIRO, F. SALVADORI, Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul-UNIJUÍ, Mestrado em Modelagem Matemática, Cx.P. 560, 98700-000 Ijuí, RS, Brasil.

**Resumo.** Neste trabalho, o modelo matemático da fornalha com fluxo forçado dos produtos de combustão foi aperfeiçoado. Considerou-se: a combustão na grelha (equilíbrio químico); o fluxo dos produtos de combustão pelos trajetos com as perdas de pressão e com a transferência de calor (por radiação e por convecção); o aquecimento das paredes; a admissão do ar secundário; e as características reais do ventilador. O modelo acoplado descreve o regime transiente do funcionamento e inclui vários tipos de equações: diferenciais ordinárias; derivadas parciais e algébricas não-lineares. As simulações numéricas revelam as causas do funcionamento anormal da fornalha. Foram esboçados os regimes operacionais de segurança e estabelecido o procedimento do desvio dos fenômenos anormais.

### 1. Introdução

As fornalhas com fluxos forçados, alimentadas com combustíveis vegetais como: lenha, bagaço de cana, casca de arroz, e outros, são amplamente utilizadas em agroindústrias de vários países como uma fonte de “ar quente”.

Existem vários tipos de equipamentos tais como combustores, fornalhas e gaseificadores, que utilizam biomassa como combustível [1] e pesquisar os seus aspectos energéticos e ambientais é importante. Os processos de combustão, transferência de calor por convecção e por radiação, aquecimento das paredes e fluxos dos produtos de combustão, entre outros, ocorrentes nestas instalações são bastante complexos. Para a compreensão desses processos faz-se uso, tanto de pesquisas experimentais, como resultados obtidos de simulações numéricas utilizando a modelagem matemática desses processos. Vários autores dedicam-se ao modelamento e a solução de problemas neste tipo de processo [1], [2], [3], [6], [7].

Em particular Krioukov *et al* [2] apresentam o modelo matemático de uma fornalha bastante utilizada no setor agroindustrial e simulam os regimes operacionais com valores constantes  $G_c$  (consumo de combustível),  $T_s$  (temperatura prescrita do “ar quente”),  $W$  (potência do ventilador) sem considerar a fase transiente destes regimes. Na figura (1) apresenta-se a estrutura desta fornalha adaptada para as medições experimentais.

Suas componentes principais são: Janela 1j (abastecimento do combustível); janela 2j (entrada de ar primário); grelha c (onde ocorre a combustão); trajetos 1c, 2c; ciclones 3c, 4c; janela 3j (injeção controlada do ar secundário para manter a temperatura prescrita do “ar quente”  $T_s$ ); g (zona de mescla dos produtos da combustão com o ar secundário); 5c (trajeto com “ar quente”); h (ventilador para

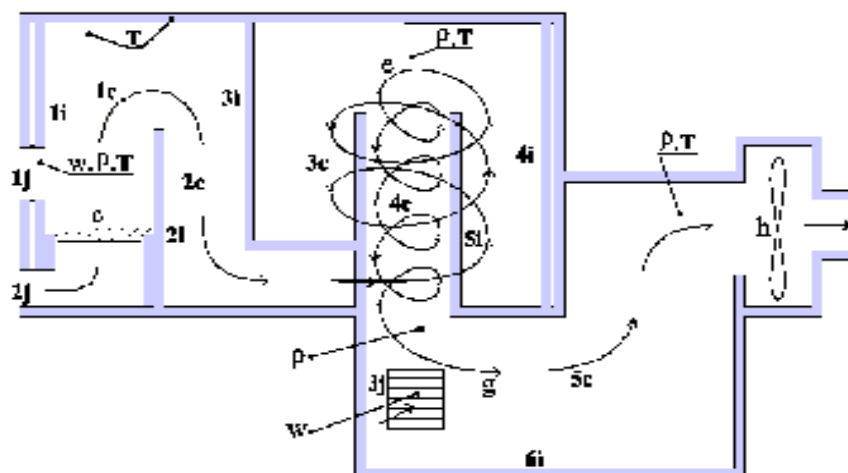


Figura 1: 1j, 2j e 3j - janelas; c - grelha; 1c, 2c, 3c, 4c e 5c - trajetos; 1i, 2i, 3i, 4i, 5i e 6i - paredes; g - zona de mescla; e - fluxos vórtices nos ciclones; h - ventilador; P, T e W - respectivamente, pontos de medição de pressão, e velocidade do fluxo

forçar o fluxo através da fornalha. Os ciclones são utilizados para separar o gás das partículas sólidas que se formam durante a combustão. As paredes (1i,...,6i), são grossas e podem ser multilaminares, o que provoca um longo tempo (8 horas ou mais) para o estabelecimento do regime estacionário.

No presente estudo desenvolve-se um modelo modificado e pesquisam-se os regimes transitórios que são importantes pelas seguintes causas: a) consumo do combustível, mesmo sendo constante na média, oscila de acordo como o seu abastecimento é feito por parcelas; b) a fase transiente, mesmo que  $G_c$ ,  $T_s$  e  $W$  sejam constantes, é bastante longa ocupando uma terça parte do intervalo médio do funcionamento; e, c) durante a passagem ao estado estacionário podem ocorrer alguns efeitos indesejáveis (efeitos anormais) que obriga a parar a fornalha.

## 2. Descrição dos Processos e Princípio de Funcionamento

A fornalha apresentada na Figura 1 é acionada com a temperatura ambiente das paredes, ajustando alguns valores iniciais:  $G_{pc}$  (vazão dos produtos de combustão pelos trajetos 1c,...,4c);  $T_{sc}$  (temperatura na saída do ciclone 4c);  $P_{1,4}$  (diferença de pressão entre a atmosfera e o fim do trajeto 4c). Para controlar  $T_s$  injeta-se ar secundário  $G_{ox}''$  e o fluxo total determinado por  $G_s = G_{ox}'' + G_{pc}$  na passagem pelo ventilador adapta-se à sua característica estabelecendo os valores iniciais  $P_v$  e  $Q_v$  ou seja, um ponto de trabalho inicial (Figura 2, ponto 1). A temperatura das paredes, a sua distribuição pela espessura e ao longo da parede não é uniforme, sobe alterando os valores  $G_{pc}$ ,  $T_{sc}$  e  $P_{1,4}$ . Então, o fluxo mássico  $G_{ox}''$  através da janela 3j altera-se mudando  $G_s$  e o ponto de trabalho na característica do ventilador

desloca-se. Devido a este transiente, o fluxo do ar  $G'_{ox}$  através da janela 1, pode variar até 3 vezes durante um intervalo o funcionamento, quando os parâmetros de regime  $G_c$ ,  $T_s$  e  $W_v$  são constantes. Então, os processos estão interligados através da força motriz do ventilador. Em particular, a vazão do ar ( $G'_{ox}$ ) através da janela 1j determina a temperatura dos produtos de combustão na grelha ( $G_c = const$ ) e portanto, os fluxos de calor, as perdas hidráulicas e a vazão do ar secundário determinam a posição do ponto de trabalho (Figura 2). Ao mesmo tempo a vazão ( $G'_{ox}$ ) influi na queda total de pressão ( $\Delta P_s$ ) e no ventilador.

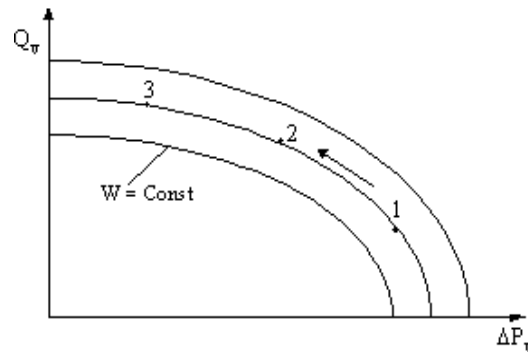


Figura 2: As características do ventilador e a evolução do ponto de trabalho

### 3. Modelo Matemático

O modelo matemático apresentado em [2] foi modificado considerando a transferência de calor por radiação para dois trajetos, a variação da condutibilidade térmica dentro da parede pela temperatura  $\lambda = f(T_p)$  e implantando as equações mais corretas para o fator de atrito, ou seja, foram eliminadas algumas hipóteses aceitas anteriormente. Propõe-se que sejam conhecidos: as características do combustível; os parâmetros geométricos e materiais dos trajetos e das paredes; incluindo: condutibilidade térmica ( $\lambda_p$ ), calor específico ( $c_p$ ), densidade ( $\rho_p$ ); o valor  $T_s$ ; o coeficiente de transferência de calor entre as paredes e a atmosfera ( $h_a$ ); o consumo ( $G_c$ ) e as características do ventilador.

A combustão em fornalhas pode ocorrer tanto para  $\alpha_{ox} > 1$  como para  $\alpha_{ox} < 1$  e a temperatura adiabática ( $T_{ad}$ ) dos produtos de combustão consegue um valor máximo para  $\alpha_{ox} = 1$  ( $\alpha_{ox}$ - o coeficiente do excesso do ar). O submodelo de combustão baseia-se na abordagem de equilíbrio químico. No resultado do cálculo obtêm-se: a entalpia, temperatura  $T_{ad}$  e as propriedades termodinâmicas e termofísicas:  $c_p$  (calor específico),  $\mu$  (massa molecular média),  $\eta$  (viscosidade), necessários para os submodelos posteriores.

No processo de combustão na grelha formam-se os carvões que geram o grande fluxo de calor por radiação ( $Q_{gr}$ ) transferindo-o às paredes [7] Por isso, a temperatura do meio gasoso sobre a grelha ( $T_{gr}$ ) torna-se menor ( $T_{gr} < T_{ad}$ ), ao mesmo tempo, a temperatura da superfície da parede ( $T_{p1}$ ) é maior que  $T_{gr}$ . No modelo [2] o valor de  $Q_{gr}$  também foi considerado, aumentando o coeficiente da transferência

de calor por convecção o ( $h$ ) e mantendo  $T_{gr} = T_{ad}$ . Este esquema não funciona corretamente se  $Q_{gr} \gg Q_c$  (fluxo de calor por convecção), o que se observa para as fornalhas industriais [7]. Por isso o submodelo de combustão foi modificado, considerando as transferências de calor por radiação entre os carvões sobre a grelha e as paredes dos canais 1c e 2c (Figura 1).

Admitindo que os fluxos  $Q_{gr}$  e  $Q_{12}$  distribuem-se uniformemente pelas superfícies nas quais eles caem, obtemos a equação de energia sobre a zona da grelha:

$$I_{pc}(\alpha'_{ox}, T_{ad}) \cdot (1 + k_m^0 \cdot \alpha'_{ox}) \cdot G_c = I_{pc}(\alpha_{ox}, T_{gr}) \cdot (1 + k_m^0 \cdot \alpha'_{ox}) \cdot G_c + Q_{gr} + Q_{12}, \quad (3.1)$$

$$Q_{gr} = A_{gr} K_{rd} \sigma \varepsilon_{gr} \left[ \left( \frac{T_{ad}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{p1}}{100} \right)^4 \right], \quad (3.2)$$

$$Q_{1,2} = A_{1,2} \sigma \varepsilon_{1,2} \left[ \left( \frac{T_{p1}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{p2}}{100} \right)^4 \right], \quad (3.3)$$

onde  $I_{pc}(\alpha'_{ox}, T_{ad})$  - entalpia do gás com a temperatura  $T_{ad}$ ,  $I_{pc}(\alpha'_{ox}, T_{gr})$  - entalpia do gás com a temperatura  $T_{gr}$ ,  $\alpha'_{ox}$  - coeficiente do excesso de ar na zona da grelha,  $A_{gr}$  - área da grelha;  $K_{rd}$  - coeficiente de identificação,  $\sigma$  - constante de Stefan-Boltzmann,  $\varepsilon_{gr}$  - emissividade do carvão,  $A_{1,2}$  - área de passagem entre os trajetos 1 e 2,  $\varepsilon_{1,2}$  - emissividade da área  $A_{1,2}$ ,  $T_{p1}$ ,  $T_{p2}$  - temperaturas médias das paredes nos trajetos 1c, 2c e  $k_m^0$  - razão mássico estequiométrico entre ar e combustível.

Na forma simplificada, considerando que  $I_{pc} = \bar{C}_p T$ , obtemos

$$T_{gr} = T_{ad} - \frac{Q_{gr} + Q_{1,2}}{\bar{C}_p G_{pc}} - \frac{\Delta H_b \varphi}{\bar{C}_p (\alpha'_{ox} k_m^0 + 1)} \quad (3.4)$$

onde  $\Delta H_b$  - poder calorífico baixo,  $G_{pc}$  e  $\bar{C}_p$  são, respectivamente, vazão e calor específico médio dos produtos de combustão nos trajetos 1c, 2c e  $\varphi$  - coeficiente das perdas de energia na grelha ( $\varphi = 0,02; \dots; 0,05$ ) [7].

O submodelo de transferência de calor nas paredes inclui a equação de transferência do calor dentro de cada parede com condições de contorno considerando a dependência  $\lambda_p = f(T_p)$ :

$$\frac{\partial T_p}{\partial \tau} = \frac{1}{\rho_p c_p} \frac{\partial}{\partial y_p} \left[ \lambda_p \frac{\partial T_p}{\partial y_p} \right], \quad (3.5)$$

$$h(T - T_p^g) + q_i^{rd} = -\lambda_p \left( \frac{\partial T_p}{\partial y_p} \right)_{gp} \quad h_a(T_p^a - T_a) = -\lambda_p \left( \frac{\partial T_p}{\partial y_p} \right)_{ap}, \quad (3.6)$$

onde  $q_1^{rd} = \frac{Q_{gr}}{B_1 l_{ef1}}$ ,  $q_3^{rd} = \frac{Q_{12}}{B_2 l_{ef2}}$ ,  $q_i^{rd} = 0$ , para  $i = 4, 5, 6$ ,  $T_p^g$  - temperatura da parede do lado quente,  $B_i, l_{efi}$  - perímetro e comprimento efetivo do  $i$ -ésimo trajeto,  $y_p$  - coordenada corrente pela espessura da parede e  $T_p^a$  - temperatura da parede do lado frio.

O submodelo dos fluxos pelos trajetos apresenta-se na forma unidimensional e transiente ( $T_p = f(\tau)$ ), considerando o atrito e a transferência de calor

$$\frac{dT_i}{dx} = -\frac{h_i B_i (T_i - T_p(\tau))}{G_i c_{pi}} = -f_{T_i}, \quad (3.7)$$

$$\frac{dP_i}{dx} = \left( \frac{f_{T_i}}{T_i} - \frac{\xi_i}{2D_{efi}} \right) / \left( \frac{A_{efi}^2 P_i}{G_i^2 R T_i} - \frac{1}{P_i} \right), \quad (3.8)$$

onde  $G_i = G_{pc}$  ( $i = 1..4$ ),  $G_i = G_s$  ( $i=5$ ),  $u$  - velocidade,  $\tau$  - tempo corrente,  $x$  - coordenada ao longo do trajeto,  $A_{efi}$  - área efetiva do trajeto,  $\xi_i$  - fator do atrito,  $D_{efi}$  - diâmetro efetivo,  $h_i$  - coeficiente de transferência de calor e  $G_s$  - vazão do ar quente na saída da fornalha.

O sistema representado pelas equações (3.7) e (3.8) é integrado para cada trajeto. Os parâmetros na saída do trajeto anterior são os dados iniciais na entrada do trajeto posterior. Os fluxos com redemoinho (trajetos 3c, 4c) são descritos pelas equações (3.7) e (3.8) com a correção dos coeficientes  $\xi_i$  e  $h_i$ , pelas fórmulas apresentadas em [5]. As fórmulas para perdas hidráulicas locais  $\Delta P_i^m$ , por causa de abrupta entre canais ou de viragem do fluxo foram tradicionais e determina-se pelos dados da guia [4].

No submodelo da mescla dos produtos de combustão com ar secundário é necessário calcular os fluxos de  $G_{ox}''$  (fluxo de ar secundário) e  $G_s$ . Inicialmente pela resolução da equação não-linear calcula-se  $\alpha_{ox}^s$  - coeficiente de excesso de ar na saída da fornalha; ( $I_{ox}$  - entalpia do ar) e depois usando as equações:  $G_{ox}'' = (\alpha_{ox}^s - \alpha_{ox}') k_m^0 G_c$  e  $G_s = (\alpha_{ox}^s k_m^0 + 1) G_c$  obtêm-se os valores  $G_{ox}''$  e  $G_s$ .

$$I_{pc}(\alpha_{ox}', T_c)(1 + \alpha_{ox}') k_m^0 + I_{ox}(\alpha_{ox}^s - \alpha_{ox}') = I_{pc}(\alpha_{ox}^s, T_s)(1 + \alpha_{ox}^s k_m^0) \quad (3.9)$$

O submodelo de ajustes de fluxos é definido pela equação

$$\frac{G_s}{\rho_s Q_{nm}} = W \sum_{k=0}^3 a_k (\theta)^k, \quad \text{com} \quad \theta = \frac{\sum_i \Delta P_i + \sum_i \Delta P_i^m}{\Delta P_{nm} W}, \quad (3.10)$$

onde  $Q_{nm}$  e  $\Delta P_{nm}$  são, respectivamente, a vazão e a diferença da pressão total no ventilador no regime nominal, e  $a_k$  - coeficientes da aproximação das características do ventilador.

As perdas distribuídas nos trajetos e perdas locais ( $\Delta P_i, \Delta P_i^m$ ) são funções de muitas variáveis:  $T_i, u_i, \alpha_{ox}', \alpha_{ox}^s, G_s, G_{ox}', G_{ox}''$  e  $T_p$ . Para fazer uma iteração nesta equação é necessário realizar cálculos por todos os submodelos acima descritos, com um valor inicial, ou seja: resolver o sistema das equações do equilíbrio químico; integrar as equações (3.7) e (3.8) em cada trajeto; determinar as perdas locais; resolver a equação (3.14) e depois de algumas iterações determinar o valor de fluxo do ar primário ( $G_{ox}'$ ). Observa-se que a superposição dos erros de métodos computacionais (Runge-Kutta, Newton, Busca Unidimensional, etc) incluídas no algoritmo foi a dificuldade principal na resolução numérica do problema.

O código desenvolvido em linguagem C++ e possui estrutura modular onde cada módulo calcula os processos em um fragmento ou unidade da fornalha. Desta forma,

obteve-se um aplicativo flexível o que permite adaptá-lo para diferentes tipos de fornalha. Os parâmetros do controle de um regime operacional podem ser alterados durante a execução o que amplia sua aplicabilidade em simulações numéricas, como por exemplo, para simular a saída do regime anormal.

#### 4. Resultados de Simulações

Os resultados obtidos via simulação, foram confrontados com dados resultantes do ensaio de uma fornalha industrial [2]. Nesta fornalha foram implantados sensores para medir: temperatura (precisão de  $2^{\circ}C$ ), velocidade dos fluxos de ar (precisão  $0,1m/s$ ), queda da pressão ao longo dos trajetos (com a precisão  $1mm H_2O$ ). No regime regular foram considerados os seguintes parâmetros:  $T_s = 400 \pm 2K$ ;  $W = n/n_{nm} = 0,95 \pm 0,1$  ( $n_{nm} = 1800$  rotação/min - rotação nominal do ventilador);  $G_c = 0,046 + 0,048kg/s$ . As características geométricas principais da fornalha (figura 1) são apresentadas na Tabela I, onde  $A_{ef}$  e  $L_{ef}$  - áreas e comprimentos efetivos dos trajetos,  $A_p$  e  $\delta_p$  - área efetiva e espessura da parede.

Tabela I - Características geométricas da fornalha.

Trajeto	1 <sub>c</sub>	2 <sub>c</sub>	3 <sub>c</sub>	4 <sub>c</sub>	5 <sub>c</sub>	Grelha
$A_{ef}(m^2)$	0,70	0,70	0,67	0,20	1,5	0,7
$L_{ef}(m)$	1,20	1,20	1,00	1,00	2	-
Parede	1i	2i	3i	4i	5i	6i
$A_p(m^2)$	3,51	1,89	3,10	4,89	1,44	9,20
$\delta_p(m)$	0,30	0,10	0,30	0,20	0,10	0,10

A evolução de temperaturas do gás  $T_{gi}$  e de paredes  $T_{pi}$  do regime regular (Tabela I) é apresentada na Figura 3, (onde índices “g” e “p” representam, respectivamente, gás e parede e o índice i - o número do trajeto ou da parede). Pode-se observar que no início do funcionamento a temperatura  $T_{p1} > T_{g1}$  devido ao grande fluxo de calor por radiação dentro do primeiro trajeto.

Uma parte do fluxo de calor por radiação também penetra no segundo trajeto, mas a sua potência é menor, por isso  $T_{g2} > T_{p2}$ . Mas no final do funcionamento observa-se que  $T_{g2} < T_{p2}$ . Por isso, as temperaturas  $T_{g1}$  e  $T_{g2}$  aumentam ao longo dos trajetos. Diferentemente, nos trajetos 3, 4 e 5  $T_{gi} > T_{pi}$  e as temperaturas do gás diminuem. Entre os trajetos 4 e 5 a  $T_g$  diminui-se até  $T_s$  por causa da mescla com ar secundário.

No decorrer do tempo as diferenças de  $(T_{gr} - T_{p1})$  e  $(T_{p1} - T_{p2})$  diminuem, o que provoca um decréscimo dos fluxos por radiação e contribui para o aumento da temperatura do gás. Então, na entrada na zona de mescla o fluxo  $G_{pc}$  possui mais energia sendo necessário injetar maior vazão do  $G'_{ox}$  para manter a temperatura  $T_s$ . Por isso está crescendo a vazão  $G_s$ . Neste caso o ponto de trabalho desloca-se pela característica do ventilador (Figura 2) diminuindo  $\Delta P_s$ . No resultado o fluxo dentro da fornalha tem que adaptar-se à esta alteração diminuindo o valor  $G_{pc}$  e portanto o consumo  $G'_{ox}$ . No resultado diminui-se o coeficiente  $\alpha'_{xo} = G'_{ox}/(k_m^0 G_c)$  e aumenta-se mais a temperatura dos produtos de combustão ( $T_{gi}$ ) nos trajetos 1...4, que confirma-se pela Figura 3.

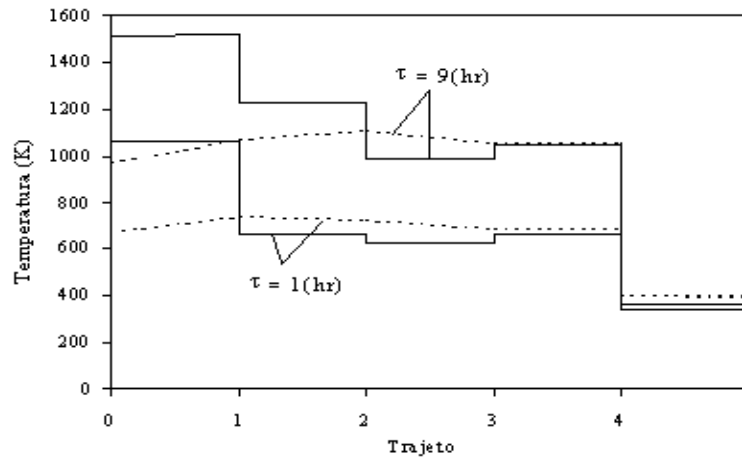


Figura 3: Distribuição das  $T_{gi}$  e  $T_{pi}$  pelos trajetos para  $\tau = 1h$  e  $\tau = 9hs$  ( $T_{pi}$  — ;  $T_{gi}$  - - -)

Durante os ensaios com consumos de  $G_c$ , foi observado um efeito anormal após algumas horas do funcionamento quando apareceram labaredas na zona da mescla. O processo foi encerrado e a fornalha desligada para não danificar o ventilador. Os regimes operacionais com esta particularidade definimos como “regimes anormais”. Na figura (4) são mostradas as evoluções do  $\alpha'_{ox}$  e da temperatura  $T_{ci}$  experimental e simulada. O ensaio foi realizado com os parâmetros  $T_s = 395K$ ,  $W = 0,95$ . Durante as primeiras 3 horas foi mantido  $G_c = 0,051kg/s$ , após este período  $G_c$  foi aumentado até  $0,056kg/s$ . As labaredas surgiram ao final da quinta hora do funcionamento.

Portanto, o modelo matemático elaborado possibilita não somente prever regimes regulares mas também prever e explicar os regimes anormais. Atuando nos parâmetros de controle  $T_s$ ,  $W$  e  $G_c$ , é possível evitar estes regimes não parando o funcionamento.

Analisando as simulações numéricas foi descoberta a causa do regime anormal. É óbvio que com o aumento do  $G_c$  cresça a energia do fluxo dentro da fornalha e aumente  $G_s$  o que provoca um deslocamento do ponto de trabalho e redução do  $\alpha'_{ox}$ . Quando atinge o valor  $\alpha'_{ox} = 1$  inicia-se o regime anormal, pois neste caso nos produtos de combustão, gera-se em parcelas consideráveis as substâncias inflamáveis  $H_2$ ,  $CO$ ,  $CH_4$ , etc. Então, na entrada da zona de mescla estas substâncias começam a reagir com o ar secundário provocando o surgimento de labaredas. Nas simulações, sem oscilações, o valor de  $\alpha'_{ox} = 1$  foi obtido depois de 7 horas do funcionamento. Mas, considerando as oscilações o tempo de chegada ao  $\alpha'_{ox} = 1$  diminui.

A comparação dos  $G_c$  no regime anormal e regular ( $G_c^{an}/G_c^b \approx 1,15$ ) permite contornar, através das simulações, as zonas dos regimes anormais e dos regimes de segurança, variando a temperatura  $T_s$  e o parâmetro  $W$ . Por exemplo, na figura (5) são apresentados os resultados das simulações para estes regimes variando a

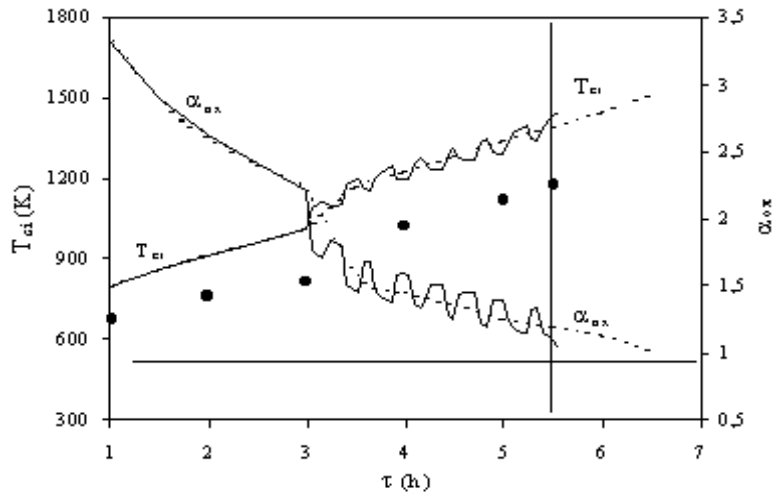


Figura 4: Comparação das evoluções das  $T_{ci}$ ,  $\alpha'_{ox}$  no regime anormal (● experimento; — teoria)

potência do ventilador  $W = 0,85 \dots 1,2$  com  $T_s = 395K$ . Baseando nas simulações foi elaborado um procedimento para evitar as tendências aos regimes anormais. Como foi mencionado acima é possível manejar os três parâmetros de controle:  $G_c$ ,  $W$ ,  $T_s$ . Mas, para não prejudicar a qualidade do grão, a temperatura  $T_s$  pode variar de  $400 \pm 5K$ .

Também não se pode alterar rapidamente o consumo do combustível porque na prática o tempo de relaxação do  $G_c$  é bastante grande ( $\Delta\tau \approx 5 \dots 10min$ ). Rapidamente é possível alterar somente  $W$  (no intervalo  $\pm 20\%$  do regime nominal do ventilador).

Para exemplificar, admitamos que durante as simulações no regime anormal ( $G_c = 0,056kg/s, T_s = 395K, W = 0,95$ , Figura 4 foi obtido o valor  $\alpha'_{ox} \approx 1,3$ , evidenciando que em breve a fornalha vai expelir labaredas (zona 1 da Figura 6) e necessita-se passar ao regime básico ( $G_c = 0,047kg/s$ ). Aumentamos, então, a potência do ventilador até  $W = 1$  (zona 2). No resultado crescem os valores  $\alpha'_{ox}$  (de 1,3 a 1,35) e  $\Delta P_s$ . Na zona 3, o coeficiente  $\alpha'_{ox}$  diminui ligeiramente e  $\Delta P_s$  é praticamente constante. Na zona 4 realiza-se a diminuição do  $G_c$  até  $0,050kg/s$  o que provoca o aumento brusco de  $\alpha'_{ox}$  e  $\Delta P_s$  evitando o regime anormal. Na zona 5 mantém-se a influência da diminuição do  $G_c$  mas com o gradiente menor. Na zona 6 a potência do ventilador retorna ao seu valor inicial ocasionando a diminuição brusca de  $\alpha'_{ox}$  e  $\Delta P_s$ . Na zona 7 realiza-se nova diminuição do  $G_c$  até  $0,047kg/s$  contribuindo para o crescimento considerável de  $\alpha'_{ox}$  e  $\Delta P_s$ . Na última fase (zona 8 da Figura 6) as características da fornalha evoluem aos seus valores estacionários.

## 5. Conclusões

Baseado no trabalho [2], foi melhorado o modelo matemático da fornalha com o fluxo forçado. O modelo prevê as características principais com a precisão bastante



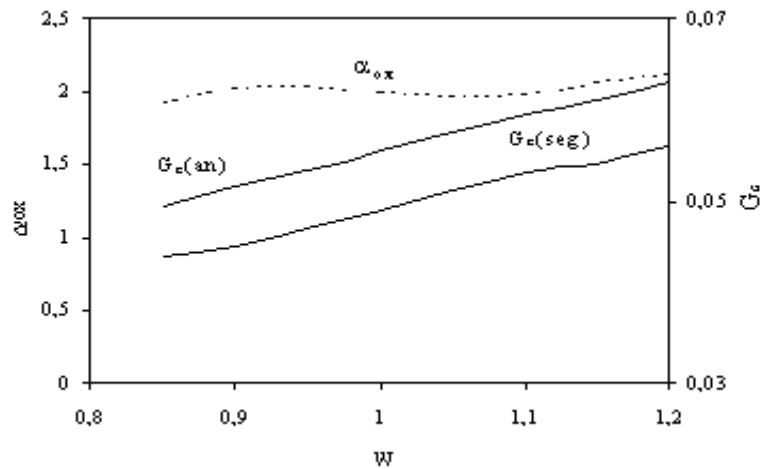


Figura 5: Dependência dos limites e dos regimes de segurança ( $G_c(seg)\alpha_{ox}, \eta$ ) em função da potência do ventilador;  $G_c > G_c(an)$  - a zona dos regimes anormais.

para ser útil nas fases de ante-projeto, de ensaio e de exploração, porque considera os fenômenos principais ocorrentes na fornalha (combustão, fluxos pelos trajetos com o atrito e transferência do calor, aquecimento das paredes, mescla com o ar secundário, as propriedades da característica do ventilador, etc) em sua interligação. O modelo é sensível ao tipo do combustível, às características geométricas da fornalha, às características materiais das paredes, à característica do ventilador, à variação de  $G_c$ ,  $W$ ,  $T_s$ . A aplicação deste modelo na pesquisa dos regimes transientes possibilita destacar: o tempo bastante longo para conseguir a fase estacionária do regime regular; a explicação da causa do surgimento das labaredas nos regimes anormais e elaboração do procedimento para evitar estes regimes. Uma das vantagens de modelo e aplicativo é a sua estrutura modular que permite facilmente adaptá-los às simulações do funcionamento de fornalhas de esquemas diferentes da Figura 1.

**Abstract** A mathematical model of the furnace combustion products with forced flow is developed. The model is developed by considering the combustion in the grate (chemical equilibrium), the combustion products flow for the channels with the pressure losses and the heat transfer (for radiation and convection), the heating of the walls, admission of the secondary air, the real characteristics of the ventilator, the transitory regime operation of the furnace. The coupled model includes several ordinary differential equations, partial differential equations and non linear algebraic equations. The numeric simulations of the transient regime reveal the causes of the abnormal operation of the furnace. Were sketched safety operational regimes and was established the procedure of the abnormal phenomenon's deviation.

## Referências

- [1] A. Heinz, M. Kaltschmitt, R. Stulpnagel e K. Scheffer, Comparison of Moist vs Air – Dry Biomass Provision Chains for Energy Generation from Annual

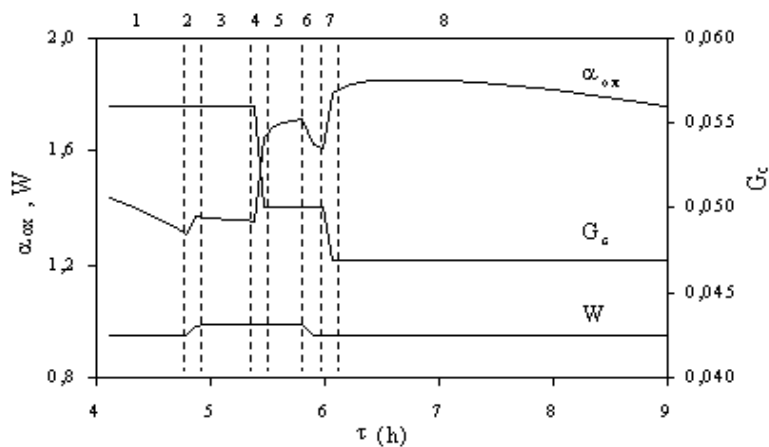


Figura 6: Cronograma da saída do regime anormal

Crops, *Biomass & Bioenergy*, **20** (2001), 197-215.

- [2] V.G. Krioukov, L. Dalabrida e S. Dalepiane, Simulação Numérica de Processos em Fornalhas para Secagem de Grãos, em “IV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica (Cobem)”, Bauru, SP, 1997.
- [3] R.P. Lans, L.T. Pedersen, A.Jensen, P. Glarborg e K. Dam-Johansen, Modelling and Experiments of Straw Combustion in a Grate Furnace, *Biomass & Bioenergy*, **19** (2000), 199-208.
- [4] A. Lencastre, “Manual de Hidraulica Geral”, Edgard Blucher Ltda, São Paulo, 1972.
- [5] G. Mukhachev e V. Shukin, “Termodinâmica e Transferência de Calor”, Vischaia Schola, Moscou, 1972.
- [6] J.T.V Pereira, G. Martins e T.P. de F. Borges, Queimador de Lenha em Fluxo Concorrente com o Fluxo de Ar: Projeto e Teste, em “XII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica”, Brasília, 1993.
- [7] D.A. Tillman, A.J. Rossi e W.D. Kitto, “Wood Combustion”, Academic Press Inc., New York, 1981.