

# MÉTODO DE CÁLCULO DO BALANÇO TÉRMICO DE CALDEIRAS<sup>(1)</sup>

Paulo César da Costa PINHEIRO<sup>(1)</sup>

Sérgio Augusto Araújo da Gama CERQUEIRA<sup>(1)</sup>

## RESUMO

A otimização das condições operacionais de uma caldeira, é obtida a partir da análise do rendimento térmico. O rendimento térmico pode ser avaliado diretamente pela medição do consumo de combustível, de água e de vapor, pressão e temperatura do vapor, e poder calorífico. É fato conhecido que as medições de vazões são sujeitas a erros, que podem inviabilizar o cálculo do balanço térmico. As medidas de vazão podem ser eliminadas do balanço térmico, através de uma abordagem analítica.

Este trabalho apresenta uma revisão e discussão da metodologia de cálculo do balanço térmico de caldeiras, visando uma análise correta do ponto de vista termodinâmico. São apresentadas as equações de todas as perdas energéticas, e a análise da influência de cada uma no balanço térmico. São também apresentadas recomendações operacionais, no sentido de otimizar o rendimento térmico.

**Palavras Chaves:** Caldeira, Fornalha, Balanço térmico.

## INTRODUÇÃO

O vapor produzido em uma instalação de caldeiras é gerado pela transformação da energia química do combustível em calor. A energia introduzida na instalação, com a massa (ou volume) do combustível, é chamada de energia disponível  $Q_d$  (kJ/kg de combustível sólido ou líquido ou kJ/m<sup>3</sup> de combustível gasoso), e a quantidade de energia absorvida pelo fluido de trabalho (podendo ser utilizada para a geração de energia elétrica) é chamada energia útil  $Q_1$  (kJ/kg comb ou kJ/m<sup>3</sup> comb). A diferença entre a energia disponível e a energia útil é devida à perdas de energia  $Q_i$  (kJ/kg comb), inevitáveis, nos vários elementos da instalação.

A fim de facilitar a comparação entre diversas instalações, utiliza-se as perdas de energia relativas  $q_i = 100 Q_i/Q_d$  (%), e o rendimento térmico bruto da caldeira  $\eta_b$  (% energia contida no combustível transferida para o fluido de trabalho):

$$\eta_b = 100 \frac{Q_1}{Q_d} = 100 \frac{Q_d - \sum Q_i}{Q_d} = 100 \left( 1 - \frac{\sum Q_i}{Q_d} \right) = 100 - \sum q_i$$

O rendimento térmico é sempre inferior a 100%, e maior quanto menores forem as perdas

---

<sup>(1)</sup>Trabalho apresentado no XVII Seminário de Balanços Energéticos Globais e Utilidades, Volta Redonda, RJ, 26 a 28/09/1995.

<sup>(2)</sup>Engenheiro Mecânico, Doutor em Engenharia de Processos Industriais (UTC-França), Professor Adjunto, Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG.

<sup>(3)</sup>Engenheiro Mecânico, Mestre em Engenharia Mecânica (UFMG), Professor Assistente da FUNREI.

térmicas. O rendimento bruto varia entre 88-94% nas caldeiras de alta capacidade, e 60-70% nas pequenas. Ele varia com a carga, sendo que o máximo se situa normalmente à capacidade nominal. Assim, tanto no desenvolvimento de uma nova instalação de caldeiras, quanto durante sua operação, é essencial minimizar as perdas de energia, o que só poderá ser realizado satisfatoriamente se forem conhecidas as fontes e as causas das perdas de energia.

A utilização eficiente do combustível nas caldeiras é função de três fatores principais:

- (1) Combustão completa do combustível na fornalha da caldeira.
- (2) Maximização da transferência de calor dos produtos da combustão para as superfícies de absorção de calor.
- (3) Minimização das perdas de calor para o meio ambiente.

### ENERGIA DISPONÍVEL ( $Q_d$ )

$$Q_d = PCI + Q_{comb} + Q_{aex} + Q_v + Q_{cd}$$

A energia disponível do combustível queimado é determinada pela fórmula geral: onde **PCI** é o Poder Calorífico Inferior do combustível como recebido (Run of Mine) (kJ/kg) com referência a 0°C; **Q<sub>comb</sub>** o calor sensível do combustível (kJ/kg), levado em consideração quando o combustível é preaquecido por uma fonte externa de calor (gases quentes, óleo combustível aquecido por vapor, etc); **Q<sub>aex</sub>** a energia introduzida na caldeira com o ar de combustão, preaquecido fora da caldeira (preaquecedor de ar a vapor, etc) (kJ/kg); **Q<sub>v</sub>** a energia introduzida na fornalha com o vapor usado na atomização do óleo combustível e sopragem de fuligem (kJ/kg); e **Q<sub>cd</sub>** a energia utilizada para decompor os carbonatos presentes no combustível (kJ/kg) (só aplicável na combustão de xistos, e se desprezada na avaliação do PCI).

O calor sensível do combustível depende unicamente da sua temperatura:

$$Q_{comb} = Cp_{comb} T_{comb}$$

onde **Cp<sub>comb</sub>** é o calor específico do combustível (kJ/kg.°C), e **T<sub>comb</sub>** sua temperatura (°C). A temperatura média de utilização dos combustíveis sólidos situa-se na faixa de 15 a 35°C, mas na região sul pode ser abaixo de zero no inverno. Para degelar um combustível gelado, são necessários **3,3.W** (kJ/kg comb), onde **W** é o teor de umidade do combustível (%).

Para os combustíveis sólidos a 25°C:

Tabela 1. Calor específico dos combustíveis sólidos secos a 25°C [12]	
Combustível	Cp seco (kJ/kg°C)
Xisto	1,05
Turfa	1,30
Linhito	1,09
Carvão	0,96
Antracito	0,92

$$Cp_{comb} = 0,042.W + Cp_{seco} (1 - 0,01.W)$$

Na combustão do óleo combustível, o calor sensível deve ser sempre levado em consideração, uma vez que para a atomização o óleo é preaquecido no queimador acima de 100-130°C. Para o óleo combustível, na faixa de 90-130°C:

$$Cp_{comb} = 1,74 + 0,0025.T_{comb}$$

O balanço térmico deve ser independente das condições atmosféricas. Assim, a entalpia introduzida com ar atmosférico utilizado na combustão, não é levada em consideração (equação 23-24). A quantidade de calor introduzido no ar de combustão por um preaquecimento externo à caldeira é dada por:

$$Q_{aex} = \beta_a V_a C_{p_a} (T_a' - T_{atm})$$

onde  $\beta_a$  é a quantidade relativa de ar que passa através do preaquecedor externo,  $V_a$  o volume do ar de combustão ( $m^3/kg$  comb),  $C_{p_a}$  o calor específico do ar,  $T_a'$  a temperatura do ar preaquecido externamente, e  $T_{atm}$  a temperatura do ar frio (atmosférico). Na ausência de indicações especiais, pode-se considerar para a realidade brasileira  $T_{atm} = 25$  a  $30^\circ C$ . Nos ventiladores de tiragem forçada que produzem um grande salto de pressão  $\Delta P$  (MPa)  $> 0,01$  MPa, deve-se considerar o calor introduzido no ar pelo ventilador  $\Delta T_a' (^\circ C) = 1000 \Delta P$ .

Utilizando-se vapor para a atomização do óleo combustível, é necessário considerar o calor introduzido com o vapor:

$$Q_v = D_v (H_v - H_f'')$$

onde  $D_v$  é consumo de vapor para a sopragem de fuligem ( $D_v = 0,7-0,8$  kg/kg combustível) e para a atomização (kg/kg combustível) ( $D_v = 0,3-0,4$  kg/kg comb para a atomização a vapor e  $0,02-0,03$  para atomização mista mecânica-vapor),  $H_v$  é a sua entalpia, e  $H_f''$  a entalpia do vapor levado pelos produtos da combustão à temperatura  $T_{wg}$  (kJ/kg vapor).

Na combustão de xistos, uma certa quantidade de energia é gasta para dissociar os carbonatos durante a combustão:

$$Q_{cd} = 40,5 k CO_2_{cd}$$

onde  $k$  é o coeficiente de decomposição dos carbonatos ( $k = 0,77$  para a combustão em camada e  $k = 1,0$  para combustão pulverizada),  $CO_2_{cd}$  o teor de  $CO_2$  (%) presente nos carbonatos.

Assim, a energia disponível para combustão dos vários tipos de combustível pode ser determinada pelas seguintes fórmulas:

- Para antracitos, carvões minerais e hulhas com baixo teor de umidade e de enxofre, carvões vegetais:  $Q_d = PCI$
- Para carvões úmidos ( $W$  (%)  $> 0,0016 PCI$ ) e para carvões e óleos com alto teor de enxofre:  $Q_d = PCI + Q_{comb} + Q_{aex}$
- Para óleo combustível atomizado com vapor:  $Q_d = PCI + Q_{comb} + Q_{aex} + Q_v$
- Para gás natural:  $Q_d = PCI$
- Para combustão de xistos:  $Q_d = PCI - Q_{cd}$

## ENERGIA ÚTIL ( $Q_1$ )

O calor absorvido pelo fluido de trabalho (água ou vapor) na caldeira por kg (ou  $m^3$ ) de combustível, pode ser calculado pela seguinte fórmula:

$$Q_u = D_{sp}(H_{sp} - H_{fw}) + D_{st}(H_{st} - H_{fw}) + \sum[D_{rh}(H_{rh}'' - H_{rh}')] + D_{bw}(H' - H_{fw}) + Q_h$$

$$Q_I = Q_u / B$$

onde  $Q_u$  é a energia útil (kW),  $D_{sp}$  e  $D_{st}$  são respectivamente as vazões do vapor superaquecido e saturado supridos separadamente aos consumidores (kg/s);  $D_{rh}$  a vazão do vapor reaquecido (kg/s);  $D_{bw}$  a vazão água de purga (blow-off) (kg/s).  $H_{sp}$ ,  $H_{st}$ ,  $H_{fw}$  e  $H'$  são respectivamente as entalpias do vapor superaquecido, vapor saturado, água de alimentação e da água à temperatura de saturação na pressão do tambor (kJ/kg).  $H'_{rh}$  e  $H''_{rh}$  são respectivamente as entalpias do vapor antes e após o reaquecedor (kJ/kg);  $Q_h$  a entalpia da água ou ar, aquecidos na caldeira e supridos a consumo externo (kJ/s) e  $B$  é o consumo de combustível (kg/s ou m<sup>3</sup>/s).

Se a caldeira não possui uma estação desmineralizadora, a água de alimentação possui grande quantidade de sais dissolvidos (> 100 mg/l), que se acumulam no circuito da caldeira, pois não são carregados pelo vapor gerado. A concentração de sais dissolvidos nas caldeiras aquatubulares não deve exceder 2000 a 3000 mg/l. A fim de manter a concentração de sais dissolvidos nas dentro dos valores recomendados e remover a borra salina formada, é retirada uma fração da água do circuito da caldeira. Em caldeiras de pequena capacidade, onde não é necessário uma alta qualidade de vapor, é efetuada a cada 6 ou 8 horas de operação uma purga periódica. A purga periódica é efetuada no fundo da caldeira, onde se acumula uma maior quantidade de lama. Em caldeiras de médio e grande porte, são utilizadas tanto a purga contínua quanto a periódica. A purga contínua é efetuada no tambor superior da caldeira, onde a concentração salina é máxima, devido à evaporação.

Se a vazão de purga não é medida diretamente, ela é calculada a partir de  $C_{bw}$ , alcalinidade especificada para a água da caldeira (mg/l), e  $C_{fw}$ , alcalinidade da água de alimentação (mg/l):

$$D_{bw} = \frac{C_{fw}}{C_{bw} C_{fw}} (D_{sh} + D_{ss})$$

Como pode ser perdida uma considerável quantidade de energia com a água de purga, a quantidade de água retirada deve ser cuidadosamente controlada. Nas caldeiras com purga contínua normalmente  $D_p < 2\%$ , o que resulta numa retirada de calor útil inferior a 0,5%. Nas centrais termoelétricas de condensação esta perda se situa na faixa de 0,5-2,0%, podendo atingir 3% nas caldeiras com co-geração.

O calor utilizado na caldeira também pode ser expresso em função do calor absorvido em cada superfície de aquecimento:

$$Q_I = Q_f + Q_{sp} + Q_{rh} + Q_{ec}$$

onde  $Q_f$  é o calor absorvido pelo fluido de trabalho nas paredes de água (fornalha) (kJ/kgcomb),  $Q_{sp}$  o calor absorvido nas superfícies convectivas do superaquecedor (kJ/kg comb),  $Q_{rh}$  o calor absorvido no superaquecedor secundário (kJ/kg comb) e  $Q_{ec}$  o calor absorvido no economizador (kJ/kg comb).

## BALANÇO TÉRMICO E RENDIMENTO DA CALDEIRA

A caldeira é uma máquina térmica, e, como tal, obedece às leis fundamentais da termodinâmica. A quantidade de energia introduzida na caldeira com o combustível e o

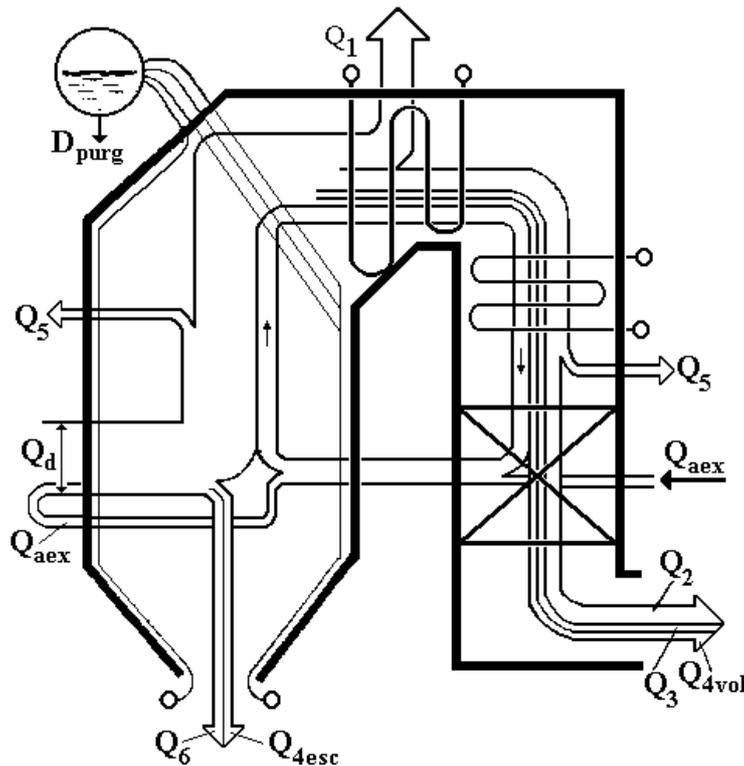
comburente ( $Q_d$ ), é igual à soma da energia utilizada ( $Q_1$ ) e das perdas de energia ( $Q_2$  a  $Q_6$ ). A equação do balanço térmico corresponde à operação contínua da unidade da caldeira, sob condições térmicas de operação em regime permanente (pressão, consumo de vapor, qualidade do combustível, excesso de ar etc, constantes). Esse balanço térmico é geralmente expresso em função da quantidade de combustível (kg dos sólidos e líquidos e  $m^3$  dos gases) queimados em regime permanente na caldeira.

$$Q_d = m.h.g + m.\Delta\left(\frac{v^2}{2}\right) + Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6$$

Desprezando-se a variação da energia potencial ( $m.h.g$ ) e da energia cinética ( $m.\Delta(v^2/2)$ ), que são insignificantes em relação às outras grandezas, tem-se:

$$Q_d = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6$$

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6$$



O cálculo do rendimento da caldeira baseado na medida direta da energia útil, é chamado cálculo do rendimento pelo **Método do Balanço Direto** (equação 1). Este método somente é empregado em instalações de caldeira em operação, não sendo aplicável ao projeto de novas instalações, uma vez que a equação contém 2 variáveis interrelacionadas:  $\eta_b$  e  $B$ . Além disto, como as medições de vazões de vapor, ar e combustível são sujeitas a erros significativos, ele não permite o cálculo do rendimento térmico com precisão suficiente nas grandes caldeiras. Ele só é recomendável no cálculo do balanço térmico de pequenas caldeiras, e particularmente nas que são operadas intermitentemente.

**Tabela 2** - Valores típicos das perdas térmicas em caldeiras a vapor [7]

Perdas Térmicas		%
Com os gases efluentes	q <sub>2</sub>	4 - 7
Com a combustão incompleta	q <sub>3</sub>	0 - 0,5
Com o combustível não queimado	q <sub>4</sub>	0,5 - 5
Pelo costado	q <sub>5</sub>	0,2 - 1
Com a entalpia das escórias etc	q <sub>6</sub>	0 - 3
Total	Σq <sub>1</sub>	6 - 12

O **Método do Balanço Inverso**, ie, determinar o rendimento bruto da caldeira pela soma das perdas de energia, produz um resultado mais preciso que o balanço direto, uma vez que a soma das perdas de energia constituem aproximadamente 10% de Q<sub>d</sub> e todos estes itens podem ser medidos de maneira confiável. Este é o único método disponível para estimar o rendimento térmico de caldeiras novas durante o estágio de projeto. As perdas q<sub>3</sub>, q<sub>4</sub>, q<sub>5</sub> e q<sub>6</sub> são supostas, calcula-se então a perda q<sub>2</sub> e determina-se o rendimento:

$$\eta_b = 100 \frac{Q_1}{Q_d} = 100(q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6)$$

Se são conhecidas as perdas de energia, e conseqüentemente o rendimento bruto da caldeira, pode-se utilizar as fórmulas (1) e (9) para encontrar o consumo de combustível na caldeira (kg/s):

$$B = \frac{D_{sp}(H_{sp} - H_{fw}) + D_{st}(H_{st} - H_{fw}) + \sum[D_{rh}(H_{rh}'' - H_{rh}') + D_{bw}(H' - H_{fw}) + Q_h]}{0,01 \eta_b Q_d}$$

O consumo de combustível assim obtido é o valor básico para o cálculo do sistema de pulverização da caldeira. Na combustão de sólidos, muitas vezes, o combustível não é completamente queimado, existindo uma perda de energia devido ao carbono não consumido q<sub>4</sub>. Para se calcular o volume real dos produtos da combustão e o coeficiente de excesso de ar da combustão, é introduzido o conceito de taxa de consumo de combustível:

$$B_r = B(10,01 q_4)$$

O rendimento bruto caracteriza a perfeição de operação do sistema térmico da caldeira. Entretanto, em operação normal, a caldeira depende de um grande número de máquinas e dispositivos auxiliares, que consomem uma parcela da energia. O rendimento líquido de uma instalação termoelétrica  $\eta_{net}$  caracteriza o rendimento de operação da caldeira em termos da energia elétrica entregue aos consumidores:

$$\eta_{net} = \frac{Q_1}{Q_d} \frac{Q_{ele}}{Q_d} \frac{Q_{aux}}{Q_d} = \eta_b \left( \frac{Q_{ele} + Q_{aux}}{Q_d} \right)$$

onde Q<sub>aux</sub> é o consumo de calor auxiliar da instalação da caldeira (kJ/kg comb): consumo de vapor dos sopradores de fuligem, atomização do óleo e perdas com a água de purga etc. Ele é determinado pela medição direta ou pelo balanço de perdas térmicas. Q<sub>ele</sub> é o consumo de calor para a produção da energia elétrica que é consumida pela unidade da caldeira e seus mecanismos

(kJ/kg comb): consumo de eletricidade dos ventiladores de tiragem forçada e induzida, moinhos de carvão, alimentadores de combustível, bombas de alimentação, motores elétricos do sistema de controle, instrumentação etc. Para caldeiras acopladas a turbinas (termoelétricas ou co-geração): onde  $N$  é a potência consumida pelas máquinas e mecanismos da planta da caldeira (kW),  $\eta_{ele}$  o rendimento térmico total da termoelétrica (%). Nas caldeiras de alta capacidade,  $Q_{ele} = 4-5\%$ .

$$Q_{ele} = \frac{100 N}{B \eta_{ele}}$$

## ANÁLISE DAS PERDAS DE ENERGIA

### Perda de energia pelos gases efluentes ( $Q_2$ )

De acordo com a tabela 2, a perda de energia pelos gases efluentes é o item mais importante do balanço térmico, atingindo 4-7 % nas caldeiras de grande capacidade, e 10-20% nas caldeiras de pequena capacidade. Esta perda de energia ocorre devido o fato dos produtos da combustão deixarem a caldeira a alta temperatura (115-150°C nas caldeiras de grande capacidade ou mais nas de pequena capacidade).

O cálculo é baseado nas leis de Hess e Kirchhoff para as reações químicas:

$$Q_2 = V_g C_{p_g} (T_{wg} - T_{pci}) + V_{ar} C_{p_{ar}} (T_{atm} - T_{pci})$$

onde  $V_g$  é o volume total dos produtos da combustão ( $m^3$ , CNTP),  $C_{p_g}$  o calor específico médio destes produtos,  $T_{wg}$  a temperatura de saída da caldeiras dos produtos (°C) e  $T_{pci}$  a temperatura na qual o poder calorífico do combustível foi avaliado (normalmente 25°C).

Muitas normas de balanço térmico [1,2] simplificam a equação (19), considerando o ar à mesma temperatura de avaliação do poder calorífico do combustível ( $T_{pci} = T_{atm}$ ):

$$Q_2 = V_g C_{p_g} (T_{wg} - T_{atm})$$

Fazendo o balanço térmico em referência a 0°C, leva-se em consideração a variação da entalpia dos produtos da combustão em relação ao ar introduzido na caldeira (tanto o controlado quanto infiltrado):

$$Q_2 = V_g C_{p_g} T_{wg} + V_a C_{p_a} T_{atm}$$

$$Q_2 = (H_{wg} - H_{atm})(10,01 q_4)$$

$$q_2 = 100 Q_2 / Q_d$$

onde  $H_{wg}$  é a entalpia dos gases efluentes (kJ/kg comb), e  $H_{atm}$  a entalpia do ar de combustão à temperatura atmosférica (kJ/kg comb). Assim, a perda de energia  $Q_2$  depende da temperatura  $T_{wg}$  e do volume dos gases efluentes, ie, é função do coeficiente de excesso de ar na saída da caldeira  $\alpha_{wg} = \alpha + \Delta\alpha$  ( $\alpha$  é o coeficiente de excesso de ar na fornalha e  $\Delta\alpha$  o fator de infiltração de ar através dos diversos elementos da caldeira). A caldeira deve ser operada com o menor excesso de ar, que assegure a queima completa do combustível, e com o mínimo de infiltrações de ar. O termo (1-

0,01q<sub>4</sub>) na equação (22) é a correção para a combustão incompleta do combustível.

$$H_{wg} = \left[ V_{dg} C_{p_{dg}} + V_v C_{p_v} + \left( \frac{A a_{vol} C_{p_{ash}}}{100} \right) \right] T_{wg}$$

onde  $V_{dg}$  e  $V_v$  são os volumes dos gases secos e vapor de água, incluindo a vazão de vapor para atomização e sopragem de fuligem  $D_v$  (eq.7) (m<sup>3</sup>/kg comb),  $C_{p_{dg}}$  e  $C_{p_v}$  o calor específico dos gases secos e do vapor de água, calculados em função de  $T_{wg}$  (kJ/m<sup>3</sup>.K),  $A a_{vol} C_{p_{ash}}/100$  é a perda de energia com as cinzas volantes (a ser considerada quando  $A a_{vol}/PCI > 1430$ );  $A$  o teor de cinzas do combustível (%),  $a_{vol}$  é a fração de cinzas arrastadas com os gases para fora da fornalha (a ser determinada experimentalmente);  $C_{p_{ash}}$  o calor específico das cinzas (kJ/kg.K).

$$H_{atm} = (C_{p_a} T_{atm} + 0,0016 d_a H_v) V_a \alpha_{wg}$$

onde  $C_{p_a}$  é o calor específico do ar frio (kJ/m<sup>3</sup>°C);  $T_{atm}$  é a temperatura do ar frio na casa da caldeira (°C) ( $C_{p_a} T_{atm} = 39,5$  kJ/m<sup>3</sup>);  $d_a$  a umidade absoluta do ar (8-12 g/kg);  $H_v$  a entalpia do vapor-d'água no ar (kJ/kg) ( $H_v = 1,97 T_{atm}$ );  $V_a$  a vazão de ar estequiométrico (m<sup>3</sup>/kg comb).

Tabela 3 - Calor Específico médio dos produtos da combustão [8]

Gás	V <sub>mol</sub>	Calor Específico médio à pressão constante 1 atm (kJ/kmol.K)	Erro %
CH <sub>4</sub>	22,36	$C_p = -672,87 + 439,74\theta^{0,25} - 24,875\theta^{0,75} + 323,88\theta^{-0,5}$	0,15
CO	22,40	$C_p = 69,145 - 0,70463\theta^{0,75} - 200,77\theta^{-0,5} + 176,76\theta^{-0,75}$	0,42
CO <sub>2</sub>	22,26	$C_p = -3,7357 + 30,529\theta^{0,5} - 4,1034\theta + 0,024198\theta^2$	0,19
H <sub>2</sub>	22,40	$C_p = 56,505 - 702,74\theta^{-0,75} + 1165,0\theta^{-1} - 560,70\theta^{-1,5}$	0,60
H <sub>2</sub> O	22,40	$C_p = 143,05 - 183,54\theta^{0,25} + 82,751\theta^{0,5} - 3,6989\theta$	0,43
N <sub>2</sub>	22,40	$C_p = 39,060 - 512,79\theta^{-1,5} + 1072,7\theta^{-2} - 820,40\theta^{-3}$	0,43
O <sub>2</sub>	22,39	$C_p = 37,432 + 0,020102\theta^{1,5} - 178,57\theta^{-1,5} + 236,88\theta^{-2}$	0,30

$$\theta = T \text{ (Kelvin)} / 100 \quad V_{mol} = M^3 / \text{kmol (1 atm, 0°C)}$$

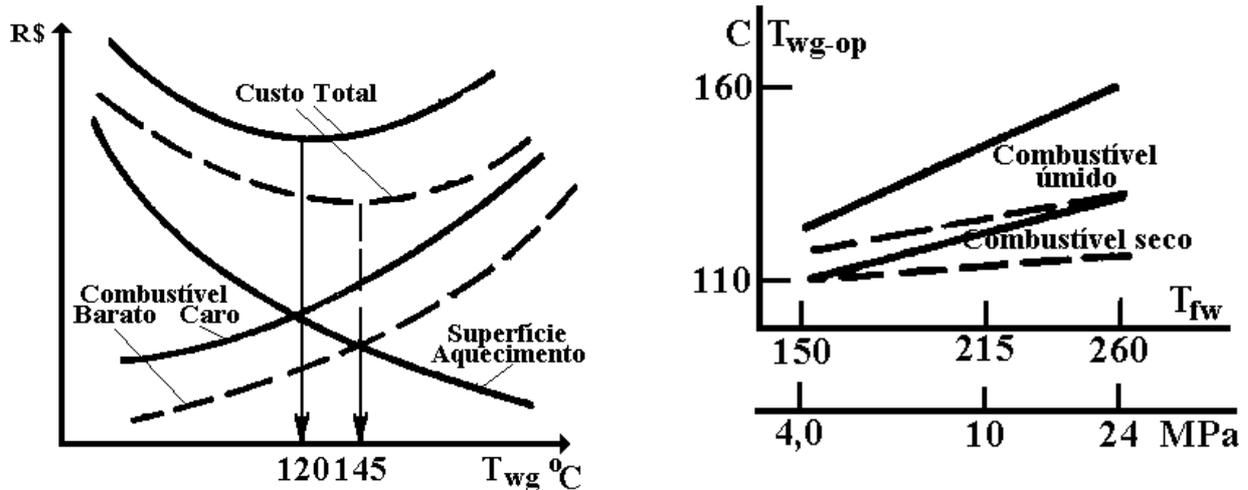
Diminuindo a temperatura dos gases efluentes de 15-20°C, diminui-se q<sub>2</sub>, e aumenta-se o rendimento da caldeira em aproximadamente 1%. Isto pode ser alcançado pela instalação de uma seção convectiva adicional ΔS<sub>c</sub>. Quanto maior for esta área adicional, maior será a redução da temperatura dos gases efluentes.

Para se encontrar a temperatura ótima de saída dos produtos da combustão  $T_{wg-op}$ , é necessário realizar um balanço técnico-econômico. A escolha do valor de  $T_{wg}$  influencia de modo significativo o tamanho das superfícies de aquecimento do economizador, preaquecedor de ar e preaquecedor regenerativo. O aumento destas superfícies aumenta a perda de carga no circuito de gases e de água, bem como o consumo de energia das bombas de alimentação de água e dos ventiladores. Pode ser necessário também um aumento da altura da chaminé, de modo a promover uma melhor tiragem dos produtos da combustão.

Assim, os custos adicionais envolvidos com a instalação de economizadores e preaquecedores de ar podem ser calculados por:

$$\mathcal{S} = \Delta \mathcal{S}_{ah} + \Delta \mathcal{S}_{ec} + \Delta \mathcal{S}_{bl} + \Delta \mathcal{S}_{st} + \Delta \mathcal{S}_{wh} + \Delta \mathcal{S}_{comb}$$

onde  $\Delta \mathcal{S}_{ah}$  e  $\Delta \mathcal{S}_{ec}$  são os custos das superfícies de aquecimento adicionais do preaquecedor de ar e do economizador,  $\Delta \mathcal{S}_{bl}$  o custo do aumento da energia elétrica para acionar os ventiladores (associado ao aumento da perda de carga no circuito de ar-gás),  $\Delta \mathcal{S}_{st}$  o custo de construção de uma chaminé maior,  $\Delta \mathcal{S}_{wh}$  a economia no preaquecedor de água e  $\Delta \mathcal{S}_{comb}$  a economia de combustível. A temperatura ótima de saída  $T_{wg-op}$  é encontrada pela minimização dos custos calculados:  $\delta \mathcal{S} / \delta T_{wg} = 0$ . No projeto de instalações de caldeiras, a prática adota usualmente valores de  $T_{wg}$  na faixa de 120-160°C.



**Figura 2** - Determinação da temperatura ótima de saída dos gases.

- (a) Dependência do custo das superfícies de aquecimento e do combustível.
- Gastos com as superfícies de aquecimento.
  - Gastos com combustível mais caro e mais barato.
  - Custo total calculado com combustível mais caro e mais barato.
- (b) Dependência da temperatura da água de alimentação e da umidade do combustível.
- Limites para combustíveis secos ( $W < 0,7\%$ ).
  - Limites para combustíveis úmidos ( $W = 1-5\%$ ).

Curvas típicas da temperatura ótima de saída dos gases em função dos fatores econômicos são mostrados na figura 2. A temperatura ótima de saída dos gases depende do preço e qualidade do combustível e, principalmente, do seu teor de umidade. Quando o preço do combustível é alto, a economia no consumo de combustível justifica a ampliação das superfícies de aquecimento e, assim, obter uma temperatura de saída dos gases mais baixa (figura 2a). Um alto teor de umidade no combustível aumenta o volume dos produtos da combustão e seu calor específico, uma vez que o vapor de água possui um calor específico muito maior do que os gases secos. Assim, para se resfriar os gases efluentes de maior teor de umidade o mesmo  $\Delta T_{wg}$ , é necessário absorver uma maior quantidade de calor, o que requer uma adição de superfícies de aquecimento. Para um combustível úmido, mais barato ou do mesmo preço, aumentar a área das superfícies de aquecimento pode não ser economicamente viável. Assim, a temperatura ótima de saída dos gases sobe quanto maior o teor de umidade do combustível (figura 2b).

Um aumento nos parâmetros do vapor produzido (temperatura e pressão) pode aumentar de maneira significativa a eficiência do processo onde é utilizado, o que justifica um aumento na temperatura da água de alimentação. Por outro lado, o aumento na pressão do vapor, aumenta o custo dos equipamentos da caldeira, bem como no consumo de energia nas bombas de alimentação

de água. Como mostrado anteriormente, um aumento na temperatura da água de alimentação  $T_{fw}$ , resulta em uma temperatura de saída dos gases  $T_{wg}$  maior, e um custo mais alto. Além disso, as possibilidades termodinâmicas de aumentar o rendimento das caldeiras são sempre restritas.

No caso das instalações de caldeiras que funcionam periodicamente, como as termoeletricas, que são operadas somente nos períodos de demanda elevada, o problema de minimização do custo da instalação é mais importante que a diminuição na temperatura de saída dos gases. Por esta razão, caldeiras deste tipo são caracterizadas por parâmetros de vapor baixos, e alta temperatura de saída dos gases ( $T_{wg} = 160-200^{\circ}\text{C}$ ).

**Tabela 4** - Temperaturas recomendadas de saída dos gases (1C)[8]

Combustíveis líquidos e gasosos		$T_{wg}(^{\circ}\text{C})$		
Óleo combustível c/ alto teor de enxofre $S > 2\%$		150-160		
Óleo combustível c/ enxofre $0,5 < S < 2,0\%$		130-140		
Óleo combustível c/ baixo teor de enxofre $S < 0,5\%$		110-120		
Gás Natural		110-120		

Combustíveis Sólidos	Pressão Média	Pressão Alta		Supercrítica
	4-6 MPa 150 <sup>o</sup> C	8-12 MPa 215 <sup>o</sup> C	14-18 MPa 235 <sup>o</sup> C	24 MPa 265 <sup>o</sup> C
$W < 0,7\%$ kg/MJ	110	110	110	110
$1\% < W < 5\%$	110-120	120-130	120-130	130-140
$W > 5\%$ kg/MJ	130-140	160-170	160-170	170-180

Na escolha do valor ótimo da temperatura de saída dos gases, deve ser levado em consideração também a corrosão das superfícies de aquecimento a baixas temperaturas, especialmente da superfície do preaquecedor de ar, pelo  $\text{H}_2\text{SO}_4$  formado. Para evitar isto, caldeiras que queimam combustíveis com alto teor de enxofre ( $S > 2\%$ ) são projetadas para uma alta temperatura de saída dos gases (140-160<sup>o</sup>C) e com um preaquecimento preliminar do ar de combustão (60-80<sup>o</sup>C) antes do preaquecedor de ar.

### Perda de energia devido a combustão incompleta ( $Q_3$ )

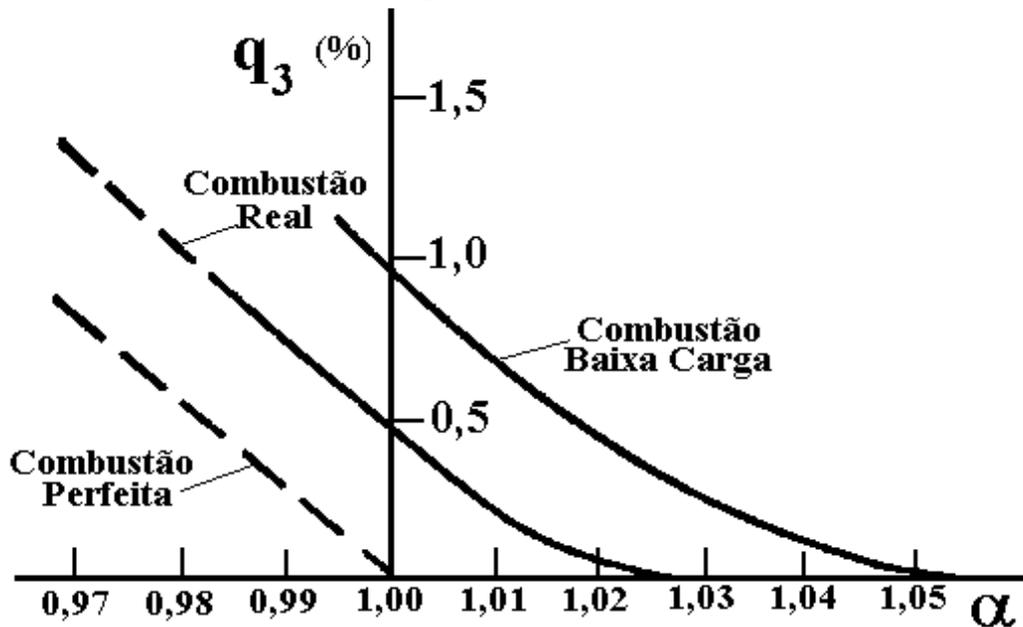
Os produtos da combustão podem conter certos componentes gasosos combustíveis, tais como o  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$  ou  $\text{CH}_4$ . A queima destes componentes após a saída da fornalha é praticamente impossível, uma vez que a temperatura dos gases e a concentração destes componentes combustíveis é muito baixa. A energia que pode ser produzida pela pós-queima destes componentes constitui a perda de energia pela combustão incompleta  $Q_3$  (kJ/kg) ou  $q_3$  (%), calculada pela seguinte equação:

$$Q_3 = (126,4 \text{ CO} + 108 \text{ H}_2 + 358,2 \text{ CH}_4) V_{dg} (10,01 q_4)$$

onde  $CO$ ,  $H_2$  e  $CH_4$  são as concentrações volumétricas dos produtos da combustão incompleta nos gases secos (%),  $V_{dg}$  é o volume dos gases secos ( $m^3/kg$  comb),  $(100-q_4)$  é a taxa de conversão do combustível (%). Os valores ligados a cada símbolo de gases são seus respectivos poderes caloríficos ( $1/100$ ) ( $kJ/m^3$ ).

$$Q_3 = 1,86 (C + 0,375 S_{vol}) \frac{(126,4 CO + 108 H_2 + 358,2 CH_4)}{(CO_2 + SO_2 + CO + H_2 + CH_4)} (10,01 q_4)$$

onde  $C$  e  $S_{vol}$  são respectivamente os teores de carbono e enxofre volátil do combustível (%),  $CO_2...$  os teores de  $CO_2...$  medidos nos produtos da combustão secos (%).



Em caldeiras criteriosamente projetadas e operadas, na queima de combustíveis líquidos e gasosos  $q_3 < 0,5\%$ , e na queima de combustíveis sólidos, é normalmente pequena e desprezível. Em fornalhas alimentadas manualmente, mal operadas, queimando carvões de alta umidade, esta perda pode atingir 5%. Normalmente esta perda de energia é determinada só pelo teor de  $CO$  e, mais raramente, também pelo teor de  $H_2$  nos produtos da combustão. O aparecimento de  $CH_4$  nos produtos da combustão é indicativo de uma combustão mal feita. A análise de combustão incompleta deve ser sempre feita para todos os seus componentes, como na fórmula acima, uma vez que um pequeno teor de  $CH_4$  influencia muito  $q_3$ .

A perda de energia devido a combustão incompleta, depende sobretudo do excesso de ar e da carga da caldeira (figura 3). Uma mistura ar/combustível perfeita (1), assegura que a perda de energia devido a combustão incompleta ocorra somente com  $\alpha < 1$ . Em condições reais (2), o aparecimento desta perda com  $\alpha = 1$ , à carga máxima da caldeira é indicativo de uma mistura ar/combustível imperfeita. A combustão incompleta não pode aparecer acima do chamado coeficiente crítico de excesso de ar  $\alpha_{cr}$  (normalmente  $\alpha_{cr} = 1,02-1,03$ ), que caracteriza a perfeição aerodinâmica do queimador. Com a caldeira operando em baixa carga (3), as vazões de combustível e ar no queimador diminuem (diminuindo assim a energia para misturar estes fluxos), e a temperatura na zona de combustão também diminui um pouco, o que resulta num acréscimo da perda de energia  $q_3$ .

## Perda de Energia Devido ao Combustível Não Queimado ( $Q_4$ )

A perda de energia com o combustível não queimado (kJ/kg comb) é determinada pela presença de matéria combustível não queimada nas escórias ou cinzas retiradas da fornalha e as cinzas volantes arrastadas pelos gases. Na queima de combustíveis sólidos esta perda é devido essencialmente às partículas de coque retiradas da zona de combustão com escórias, cinzas ou cinzas volantes. Durante o período de permanência dessas partículas na zona de combustão, elas liberam os voláteis, mas não são totalmente consumidas. Na queima de óleo combustível e gás natural, essa perda de energia apresenta-se sob a forma de partículas sólidas (remanescentes após a evaporação das gotas do óleo: cenosferas) ou de partículas de fuligem, que podem ser formadas nas zonas de combustão a alta temperatura, com deficiência de oxigênio ( $\alpha < 0,6$ ).

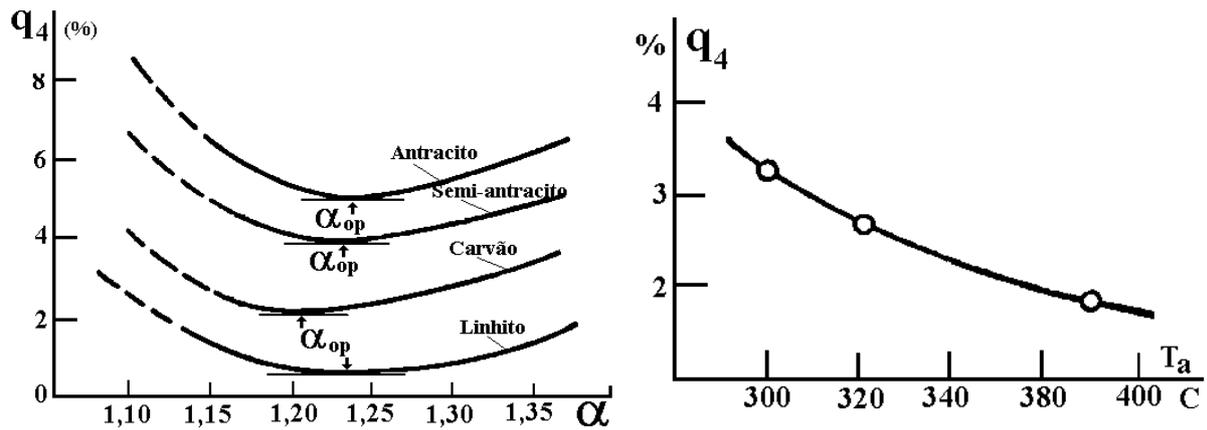
$$Q_4 = 3,21 A \left( a_{esc+cin} \frac{C_{esc+cin}}{100 C_{esc+cin}} + a_{vol} \frac{C_{vol}}{100 C_{vol}} \right)$$

onde  $a_{esc+cin}$  e  $a_{vol}$  são respectivamente as frações de cinza do combustível, presente nas escórias+cinzas e cinzas volantes (%);  $C_{esc+cin}$  e  $C_{vol}$  são o teor de matéria combustível presente nas escórias+cinzas e nas cinzas volantes (%), determinadas em laboratório;  $A$  o teor de cinzas do combustível (%). Nos casos onde a quantidade de cinzas é pequena,  $a_{esc+cin}$  e  $a_{vol}$  podem ser calculadas pelos dados operacionais.

A perda  $q_4$  depende das características do combustível (teor de cinzas, teor de voláteis, presença de finos, craqueamento), do tipo de fornalha, das condições de combustão etc. Na queima de combustíveis sólidos, sob condições normais de operação, em fornalhas de grande porte, situa-se na faixa de 0,5-5,0%, sendo o limite inferior obtido com combustíveis de alto teor de voláteis (linhitos e carvão betuminoso), e o superior com combustíveis de baixa reatividade (baixo teor de voláteis, ex. antracito). Para carvões,  $q_4 = 0,5-2\%$ . Em fornalhas de pequeno porte pode atingir 10-15%. Na combustão de gás natural ou óleo combustível é normalmente baixa ( $q_4 < 0,1\%$ ), e é analisada juntamente com  $q_3$  (soma  $q_3 + q_4$ ).

Em fornalhas de câmara, queimando combustíveis sólidos pulverizado, não existe a perda de combustível através da grelha. Assim, perda  $Q_4$  (kJ/kg comb), consiste nas perdas pelas cinzas volantes ( $Q_{4vol}$ ), e nas perdas pelas escórias ( $Q_{4esc}$ ). A perda pelas cinzas volantes é a predominante. Ela é devida às partículas de coque carregadas para fora da fornalha, através dos dutos da fornalha, pelo fluxo de gases, juntamente com as partículas de cinzas volantes, coletadas nos precipitadores eletrostáticos (ou outro tipo de dispositivo) e descarregadas nos silos de cinzas. A perda nas escórias é devido ao fato de que algumas partículas de combustível não consumido na zona de combustão fundem-se juntamente com a escória e caem para o fundo da fornalha.

Em condições normais de operação,  $Q_4$  altamente dependente do teor de voláteis e do excesso de ar (figura 4). Quando o excesso de ar é inferior ao valor ótimo,  $q_4$  pode aumentar devido a um mistura ar/combustível imperfeita na saída do queimador ou a uma zona de deficiência de oxigênio provocada pelo gradiente térmico gerado pelo queimador. Com  $\alpha > \alpha_{op}$ , a temperatura na zona de combustão diminui, resultando uma taxa de combustão baixa. Além disto, o volume dos produtos da combustão aumenta, diminuindo o tempo de permanência das partículas na zona de alta temperatura. Estes dois fatores aumentam o valor de  $q_4$ .



**Figura 4** - Perda de energia devido ao carbono não consumido  
 4a - Influência do tipo de combustível nas fornalhas de fundo seco  $q_4$ .  
 4b- Influência da temperatura do preaquecimento do ar.

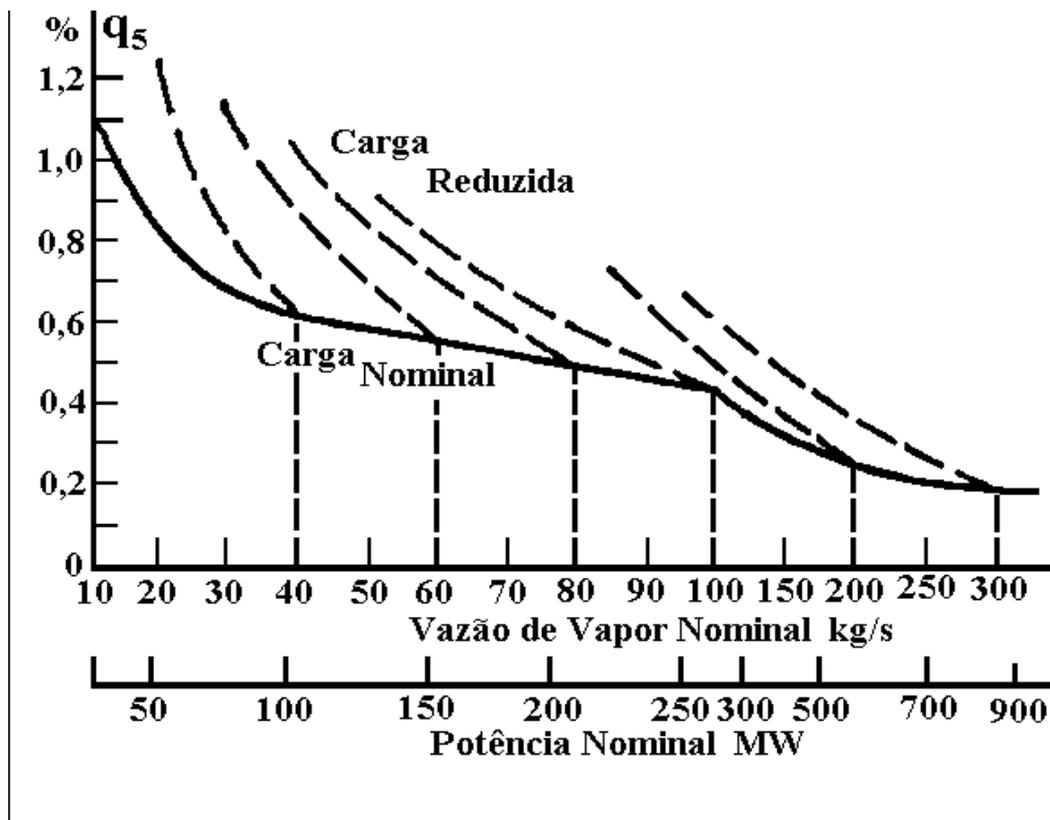
O valor elevado de  $q_4$  nos combustíveis de baixa reatividade (antracito, semi-antracito), é devido ao retardo de ignição das partículas de coque e a queima lenta na região de difusão. Estes combustíveis são assim, altamente sensíveis às variações nas condições de operação. Por exemplo, a figura 4b mostra a influência da variação da temperatura do ar preaquecido.

### Perda de Energia pelo Costado ( $Q_5$ )

Uma vez que a temperatura do costado da caldeira e de outros elementos (tambor, aquecedor, dutos de vapor) é superior à temperatura do ar ambiente, existe uma dissipação térmica para o meio ambiente, que consiste a perda de energia  $Q_5$  (kJ/kg comb):

$$Q_5 = \frac{S_{bw}}{B_r} (h_c + h_r) (T_{bw} - T_{ex})$$

onde  $S_{bw}$  é a área da superfície do costado e demais elementos da caldeira ( $m^2$ ),  $h_c$  e  $h_r$  são os coeficientes de transmissão de calor por convecção e radiação ( $kW/m^2.K$ ), e  $T_{bw}$  e  $T_{ex}$  são respectivamente as temperaturas médias do costado e meio ambiente na sala da caldeira ( $^{\circ}C$ ).



A dissipação térmica pelo costado é praticamente constante a qualquer carga da caldeira (média 200-300 kW/m<sup>2</sup>), e é proporcional à temperatura do revestimento e do isolamento térmico. As superfícies externas das caldeiras e seus elementos devem estar bem isoladas termicamente, de modo que T<sub>bw</sub> seja inferior a 55°C. Com o aumento da carga da caldeira, Q<sub>5</sub> (kJ/kg comb) e q<sub>5</sub> (%) tornam-se menores, porque a energia liberada e o volume dos produtos da combustão aumentam mais rapidamente que a perda pela superfície exposta da caldeira. Para a carga nominal, q<sub>5</sub> é normalmente obtido por gráficos (figura 5), para caldeiras até 700 ton/h, e considerado constante (q<sub>5</sub> = 0,2%) para potências maiores. Para caldeiras operando com carga diferente da nominal, a perda de energia absoluta através do costado permanece virtualmente constante. Assim, a perda relativa aumenta com a carga térmica:

$$q_5 = q_{5n} (D_n / D)$$

onde D<sub>n</sub> é a carga nominal e q<sub>5n</sub> a perda na carga nominal. A perda q<sub>5</sub> para D < D<sub>n</sub> é mostrada na figura 5 pelas linhas pontilhadas.

Como pode-se ver na figura 5, a perda q<sub>5</sub>, em caldeiras de alta capacidade não é alta. Geralmente pode-se assumir que esta perda é distribuída pelos diversos elementos da caldeira, proporcionalmente ao calor absorvido por cada um, e representado pelo coeficiente de retenção de calor φ:

$$\phi = 1 - \frac{q_5}{\eta_b + q_5}$$

## Perda de Energia Devido à Entalpia das Escórias etc (Q<sub>6</sub>)

A perda térmica Q<sub>6</sub> inclui a perda devido à entalpia da escória e ao resfriamento de painéis, dutos, vigas e chaminé, que não pertencem ao sistema de circulação da caldeira. As escórias líquidas retiradas do fundo da fornalha encontram-se a uma alta temperatura, no mínimo 100°C superior à temperatura do início da fusão das cinzas. Assim uma quantidade de calor é transferida, de modo irreversível, para a água de resfriamento no banho da escória. Esta constitui a perda de energia devido ao calor sensível das escórias Q<sub>6</sub>, que para caldeiras de fornalha fechada, com qualquer tipo de remoção de escória, é calculada por:

$$q_6 = \frac{(100 a_{vol}) A H_{esc}}{100 Q_d}$$

onde 100-a<sub>vol</sub> é a fração total das cinzas que são removidas com as escórias da fornalha, H<sub>esc</sub> é a entalpia da escória (kJ/kg) e A é o teor de cinzas do combustível (%), como queimado.

Tabela 4 - Entalpia das escórias dos combustíveis sólidos [3]

T <sub>esc</sub>	°C	600	1300	1400	1500	1600
H <sub>esc</sub>	kJ/kg	560	1360	1580	1760	1870

A perda de energia q<sub>6</sub> depende principalmente do método de remoção de escórias da fornalha. Para caldeiras de câmara fechada e fundo seco, q<sub>6</sub> é levado em consideração somente com combustíveis de alto teor de cinzas (A<sub>r</sub> > Q<sub>d</sub>/419 %), pois com combustível de baixo teor de cinzas, q<sub>6</sub> é insignificante. Em fornalhas de fundo seco, a<sub>esc</sub> = 0,05-0,1 e a temperatura da escória é de 600-700°C. Em fornalhas de fundo úmido, a temperatura de retirada da escória T<sub>esc</sub> é em média 1400-1600°C. A fração de cinzas retiradas pelo fundo da fornalha aumenta para a<sub>esc</sub> = 0,15-0,3 em fornalhas de câmara única. Em fornalhas ciclones este valor pode atingir 0,5-0,7. Nestes casos a perda q<sub>6</sub> deve ser sempre levada em consideração. Se a temperatura da escória não pode ser medida diretamente, ela pode ser tomada como aproximadamente 600°C, para caldeiras de fundo seco e para caldeiras de fundo úmido, 100°C superior à temperatura do início da fusão das cinzas.

A perda de energia devido ao resfriamento de painéis e vigas que não pertencem ao sistema de circulação da caldeira (dutos, chaminé), raramente é levada em consideração. Para caldeiras de capacidade 320-100 ton/h, é cerca de 0,1-0,35%.

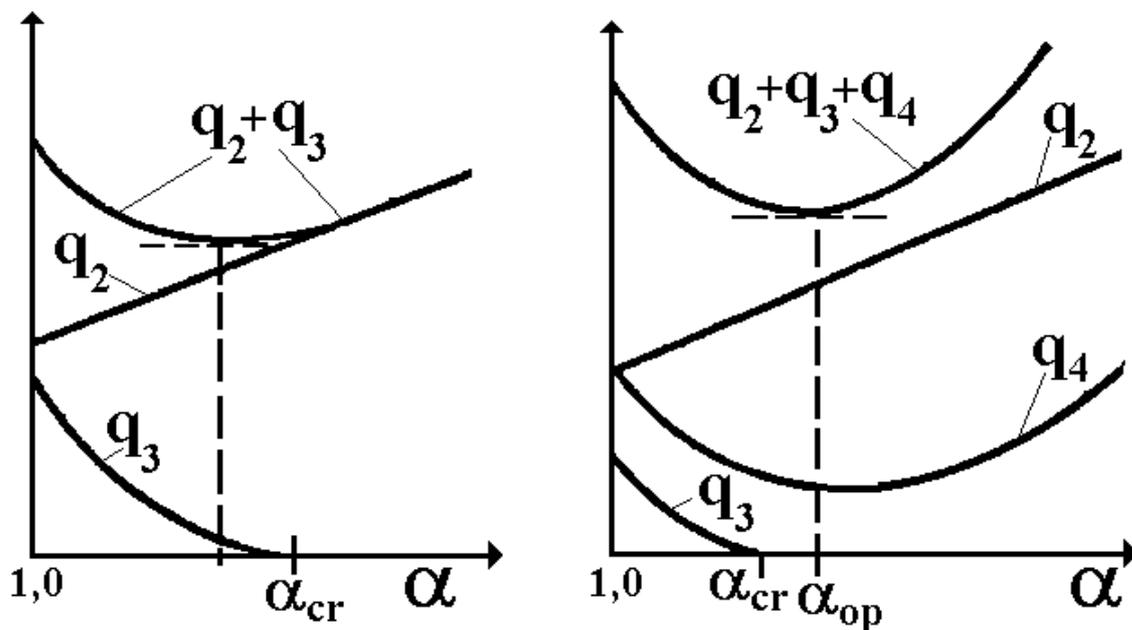
## OTIMIZAÇÃO DO EXCESSO DE AR DE COMBUSTÃO

O coeficiente de excesso de ar deve ser suficientemente baixo para minimizar a perda de calor Q<sub>2</sub>, sem produzir combustão incompleta (Q<sub>3</sub>+Q<sub>4</sub>). Além disso, o valor ótimo de depende de uma combustão estável e dos limites de poluição impostos para NO<sub>x</sub> e CO. Ele é obtido experimentalmente a várias cargas (nominal, intermediária, mínima e limite mínimo de controle), pela análise dos produtos da combustão.

A partir da análise das perdas de energia, verifica-se que alguns itens dependem de maneira significativa (e de diferentes modos) do excesso de ar ( $q_2, q_3, q_4$ ). Isto é essencial para se estabelecer o coeficiente ótimo de excesso de ar de operação, no qual é minimizada a perda de energia total da caldeira. Neste caso, a perda de energia  $q_2$  é relacionada com o coeficiente de excesso de ar na fornalha ( $\alpha$ ), assumindo que as infiltrações de ar ao longo dos dutos de gases é constante:  $\Delta\alpha_i = \text{cte}$ . A otimização do coeficiente de excesso de ar na operação econômica é determinado por método gráfico, encontrando o valor mínimo da soma das perdas energéticas:

$$q_2 + q_3 + q_4 + q_{ele} = f(\alpha)$$

Na combustão de carvão pulverizado, o excesso de ar é ajustado variando o ar secundário, mantendo constante o ar primário. O coeficiente de excesso de ar  $\alpha$  é analisado na faixa de (1,10-1,15) até no máximo (1,45), dependendo do método de remoção de escórias e do teor de voláteis. Nestes ensaios deve-se assegurar uma operação estável, uma temperatura do vapor superaquecido constante, a produção de escória fundida necessária, e uma operação confiável das superfícies de aquecimento. Estes ensaios devem ser interrompidos se qualquer superfície de aquecimento atingir a temperatura limite. Na combustão sólidos (figura 6b), as perdas de energia  $q_2$  e  $q_4$  têm um efeito importante sobre o coeficiente de excesso de ar ótimo. Neste caso,  $\alpha_{opt}$  é um pouco menor que o valor de  $\alpha$  correspondente ao mínimo de  $q_4$ .



Na combustão de combustíveis líquidos e gasosos são realizados ensaios na faixa de 1,15 e 1,02, para óleo combustível e 1,10 e 1,02 para gases. É encontrada a relação  $q_3 = f(\alpha)$  e determinado o coeficiente de excesso de ar crítico  $\alpha_{cr}$ , abaixo do qual aparecem os produtos da combustão incompleta ( $\text{CO}, \text{H}_2$  etc). Em seguida são realizados ensaios na faixa entre  $\alpha_{cr}$  e  $\alpha_{cr} + (1 a 2\%)$ , para analisar o efeito de  $\alpha$  nas perdas com os gases efluentes e com a combustão incompleta, no rendimento bruto, no consumo de energia para tiragem, e na transmissão de calor no superaquecedor e demais superfícies de aquecimento, para cada carga da caldeira. A perda  $q_4$  é quase sempre inferior a 0,3% e desprezada. A figura 6a mostra uma curva típica das perdas de energia  $q_2+q_3=f(\alpha)$  na combustão do gás natural e do óleo combustível. Pode-se ver que o excesso de ar ótimo na fornalha é próximo de  $\alpha_{cr}$ , uma vez que a curva  $q_2 = f(\alpha)$  encontra-se num patamar

na região próxima a  $\alpha_{cr}$ . Entretanto, deve ser levado em conta a sensibilidade do circuito de controle automático da combustão. Assim:

$$\alpha_{op} = \alpha_{cr} + (0,04 \text{ a } 0,22)$$

O valor ótimo econômico do excesso de ar pode ser inviabilizado pelos níveis de emissão de NOx e CO. Pequenos excessos de ar geram altas temperaturas de chama, e baixos teores de O<sub>2</sub> e N<sub>2</sub>. A emissão do NOx atinge o máximo a um excesso de ar entre 1,05 e 1,3. Diminuindo o excesso de ar, a formação do NOx diminui rapidamente, porque os teores de O<sub>2</sub> e N<sub>2</sub>, potenciais formadores de NOx, diminuem. Com o aumento do excesso de ar o teor de NOx também diminui, devido à diminuição da temperatura da chama. Abaixo de 1500°C a formação de NOx diminui drasticamente. Assim, o valor do excesso de ar deve ser escolhido de modo a respeitar as normas ambientais e o balanço econômico.

## RENDIMENTO TÉRMICO MÉDIO

Os maiores valores de rendimento térmico da caldeira são obtidos operando-a em regime permanente na carga máxima. Entretanto, o regime de operação da caldeira é dinâmico (a carga da caldeira varia com o tempo). Assim, o rendimento real da caldeira deve ser avaliado, considerando todo o regime operacional, a partir do cálculo do rendimento térmico médio no tempo.

$$\bar{\eta}_b = \frac{\int_0^t Q_u}{\int_0^t B Q_d} = \frac{\sum_l^n Q_{u(t)}}{\sum_l^n B Q_{d(t)}} = \frac{\sum_l^n Q_{d(t)} \eta_{b(t)}}{\sum_l^n Q_{d(t)}}$$

onde  $Q_{u(t)}$ ,  $Q_{d(t)}$  e  $\eta_{b(t)}$  são respectivamente a energia útil, a energia disponível e o rendimento bruto, instantâneos, e  $n$  o número de medições.

Se a vazão de combustível for constante, (ex, na combustão de óleo ou carvão pulverizado), o rendimento médio da caldeira pode ser determinado pela equação (37). A energia disponível é medida diretamente e o rendimento instantâneo calculado pelo método indireto.

## ANÁLISE DA INCERTEZA NA DETERMINAÇÃO DO RENDIMENTO TÉRMICO

### Determinação do rendimento da caldeira pelo método do balanço indireto

O método do balanço térmico indireto determina a perda térmica total ( $\Sigma q = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6$ ). Assim a incerteza na determinação do rendimento térmico  $\sigma_n$  (%) é uma função da incerteza de cada uma das perdas térmicas, e pode ser calculada pela fórmula de propagação de variância.

$$\sigma_{\eta} = \frac{\sum q}{100} \sqrt{\sum_{i=2}^6 \left( \sigma_{qi} \frac{q_i}{\sum q} \right)^2}$$

A incerteza da perda de calor com os gases efluentes é determinada pela incerteza de cada componente da equação de cálculo (21-23), ie, o volume e temperatura dos gases efluentes e ar frio e PCI. A incerteza na determinação do volume do vapor-d'água é pequena e normalmente desprezada. Assim a incerteza da perda  $q_2$  (%) pode ser calculado por:

$$\sigma_{q2} = \sqrt{\sigma_{V_{dg}}^2 + \sigma_{T_{wg}}^2 + \sigma_{PCI}^2}$$

A incerteza do volume dos gases efluentes inclui a incerteza da amostragem e análise do combustível e produtos da combustão. Com uma combustão completa tem-se:

$$V_{dg} = \frac{1,854(C + 0,37 S)}{RO} 2 = \frac{1,854 k}{RO} 2$$

onde C e S são os teores de carbono e enxofre do combustível (%) e RO2 os teores de CO<sub>2</sub> e SO<sub>2</sub> nos produtos da combustão e k = (C + 0,37 S). A incerteza na determinação do volume dos gases secos (%) pode ser calculado com suficiente precisão por:

$$\sigma_{V_{dg}} = \frac{100}{V_{dg}} \sqrt{\left( \frac{1,854}{RO} 2 \right)^2 \sigma_C^2 + \left( \frac{1,854 k}{RO} 2 \right)^2 \sigma_{RO}^2}$$

De acordo com resultados experimentais  $\sigma_{V_{dg}} = 2,5-5\%$ . A incerteza na temperatura dos gases efluentes é estimada em 2,5-5% e a incerteza na avaliação do poder calorífico normalmente não ultrapassa 2% para combustíveis sólidos, e 0,5-0,7% para combustíveis líquidos e gasosos. Em muitos casos  $\sigma_{q2}$  se situa na faixa 4,5-8%, sendo os menores valores obtidos com os combustíveis gasosos, líquidos e sólidos secos.

Uma fórmula similar é utilizada para determinar a perda de energia devido à combustão incompleta (%), sob as mesmas considerações:

$$\sigma_{q3} = \sqrt{\sigma_{V_{dg}}^2 + \sigma_{PCg}^2 + \sigma_{PCIg}^2}$$

onde  $\sigma_{PCIg}$  é a incerteza na determinação do poder calorífico dos gases combustíveis presentes no gases efluentes (kJ/m<sup>3</sup> gases). A incerteza máxima  $\sigma_{q3}$  é estimada em 12-15%, dependendo do tipo de analisador de gas utilizado.

A incerteza devido a perda de calor devido ao carbono não queimado  $q_4$ , depende da precisão da determinação do balanço das cinzas, levantando a amostra média das escórias, cinzas e sua análise, e o erro na determinação do PCI do combustível. Deve ser notado que o balanço de cinzas podem tanto ser determinado diretamente (por pesagem) quanto avaliado a partir de dados da literatura. Baseado num grande número de testes, a incerteza da determinação direta do balanço de cinzas é estimada em 8-15%, que corresponde a  $\sigma_{q4} = 20-25\%$ .

Como já foi indicado anteriormente, as perdas térmicas pelo costado são avaliadas por gráficos. A incerteza na avaliação destas perdas varia na faixa de 12 a 45%.

A incerteza na determinação da perda térmica devido a entalpia das escórias  $q_6$ , depende da representatividade das amostras de cinzas e combustível; e da incerteza na determinação do PCI do combustível e do teor de cinzas no combustível e escórias. Estas incertezas, levando em conta a média das amostras de escórias, podem ser estimada entre 2-5%, e a incerteza provável na perda térmica  $q_6 = 3,5-7\%$ .

Deve ser notado que a incerteza na determinação do rendimento térmico, pelo método de balanço indireto, diminui com o aumento do rendimento (ie, com a diminuição das perdas térmicas  $\Sigma q_i$ ). A incerteza normalmente encontrada no balanço indireto é inferior a 1%.

### **Determinação do rendimento da caldeira pelo método do balanço direto**

Uma vez que a quantidade de vapor saturado retirado da caldeira é somente uma pequena fração da capacidade total de geração (<3%), que a energia perdida pela água de purga não excede 0,5-1% da energia disponível, na análise de incerteza a equação do balanço térmico direto pode ser simplificada:

$$\eta_b = 100 \frac{D_{sp}(H_{sp}H_{fw}) + D_{rh}(H_{rh}''H_{rh}')}{BQd}$$

A incerteza na determinação do rendimento térmico da caldeira pelo método direto é proporcional ao rendimento e pode ser calculado pela fórmula:

$$\sigma_\eta = \frac{\eta_b}{100} \sqrt{\sigma_{Dsp}^2 + \sigma_{HspHfw}^2 + \sigma_{Drh}^2 + \sigma_{Hrh''Hrh'}^2 + \sigma_{PCI}^2}$$

Nesta equação, a maior contribuição para a incerteza total é devido a incerteza na determinação das vazões de combustível e água. A incerteza provável do balanço direto é normalmente  $\sigma_{\eta_b}=3,5$  a 5%, para caldeiras queimando combustíveis líquidos ou gasosos.

### **CONCLUSÕES**

A inexistência de uma norma brasileira para o cálculo do balanço térmico impossibilita que a definição do rendimento térmico seja vista por todos da mesma forma. Cada método de cálculo do rendimento térmico obtém resultados diferentes, devido ao estabelecimento de temperaturas e limites do volume de controle diferentes.

A metodologia de balanço térmico aqui apresentada, cobre todos os parâmetros envolvidos nas unidades de caldeira, de modo consistente, simples e respeitando os limites termodinâmicos.

Acreditamos que este trabalho possa servir como subsídio para um melhor entendimento

dos processos que ocorrem nas caldeiras, e sirva como modelo para o cálculo do balanço térmico.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] ARORA V.K. Check Fired Heater Performance. Hydr. Proc., v.64, n.5, p.85-87, Maio 1985.
- [2] ASME. Steam Generating Units Power Test Code, PTC-4.1, American Society of Mechanical Engineering, 8 Agosto 1972, 77p.
- [3] British Standart BS-2885: 1974. Code for Acceptance Test on Stationary Steam Generators of the Power Station Type.
- [4] FEHR M. An Auditor's view of Furnace Efficiency. Hydrocarbon Processing, v.67, n.11, p.93-96, Novembro 1988.
- [5] GANAPATHY V. Basic Program Computes Boiler and Heater Efficiencies. Hydrocarbon Processing, v.68, n.5, p.69-72, Maio 89.
- [6] IPT. Cálculo da Eficiência de Utilização de Combustíveis em Geradores de Vapor. IN Conservação de Energia na Indústria de Celulose e Papel; Manual de Recomendações. São Paulo, CNP/FINEP/IPT, 1985, v.2, Apêndice 5.
- [7] KUZNETSOV N.V, MITOR V.V. et alii. Teplovoy Raschet Kateknykh Agregatov. Normativni Metod. Moscou, Energia, 1973, 295p.
- [8] LIPOV Yu. M. SAMOILOV Yu. F. Kamponovka i Teplovoi Rastchet Parogeneratora, Moscou, Energia, 1975, 176p.
- [9] MESNY M. Generation del Vapor: Caldeira. Buenos Aires, Marymar, 1976.
- [10] MÉTODO Computacional para Cálculo do Balanço Térmico. Ishibras Tecnologia, Jan. 79.
- [11] MEUNIER J.P. Find the True Furnace Efficiency. Hydrocarbon Processing, v.64, n.2, p.77-80, Fevereiro 1985.
- [12] PANKRÁTOV G. Problemas de Termotecnia. Moscou, Mir, 1987, 236p.
- [12] PERZ E. A Computer Method for Thermal Power Cycle Calculation. Journal Engineering Gas Turbine and Power, v.113, n.2, abril 1991.
- [13] ROUGHTON J. E. A Proposed on-line Efficiency Method for Pulverized-Coal-Fired Boilers, Journal of Institute of Energy, v.20, n.3, p.20-4, Março 1980.
- [14] SCOTT T.C. SONNTAG R.E. Calor Específico à Pressão Constante de Vários Gases Perfeitos. Não publicado, Universidade de Michigan, 1971, In: VAN WYLEY G.J. SONNTAG R.E. Fundamentos da Termodinâmica Clássica, Edgard Blücher, p.291, 30 ed, 1993.
- [15] SHVETS I.T. et alii. Heat Engineering. Moscou, Mir, 1975, 581p.

## ABSTRACT

The optimization of a boiler operational conditions is obtained from the thermal efficiency analysis. The thermal efficiency can be evaluated directly through the following measurements: fuel and water consumption, steam temperature, pressure and flow, and heat value. It is well known that flow measurements are subjected to errors which can make it impossible for the correct values of the thermal balance to be obtained. Flow measurements can be eliminated from the balance evaluation by means of an adequate analytical procedure.

This work presents a revision and a discussion of a method to evaluate the thermal balance in boilers aiming at a correct analysis from the thermodynamical point of view. The equations involving all energy terms is presented, together with the analysis of the influence of each energy item in the thermal balance. Operational recommendations are also indicated, aiming

at the optimization of the thermal efficiency.

**KEY WORDS:** Boiler, Furnace, Thermal Balance.