

# Geradores de Vapor

**4º ano**

**Aula 11**

# Transferência de calor na Fornoalha

- Tópicos
  - Equação de Balanço Térmico
  - Calor Disponível na Fornoalha
  - Transferência de calor por Radiação na Fornoalha
  - Temperatura Adimensional
  - Procedimentos para o cálculo de transferência de calor na fornoalha



# Transferência de calor na Fornalha

Quando o combustível arde na fornalha de uma caldeira liberta uma grande quantidade de energia, a qual aquece os produtos da combustão (gás de combustão) a uma temperatura muito elevada. Esta temperatura pode variar entre  $1500^{\circ}\text{C}$  a  $1600^{\circ}\text{C}$ , no núcleo da chama. Apesar dos produtos de combustão serem arrefecidos por sobreaquecedores e evaporizadores na fornalha a sua temperatura à saída da fornalha ainda esta no intervalo de  $1000 - 1250^{\circ}\text{C}$ .

A chama transfere a sua energia térmica para as superfícies de aquecimento na fornalha por radiação. Uma vez que o gás de combustão flui através da fornalha, a uma velocidade baixa, o calor convectivo é apenas uma pequena fracção (cerca de 5%) do total do calor transferido para as paredes de água de uma caldeira convencional. Assim, para simplificar os cálculos, apenas a transferência de calor por radiação é considerado na fornalha.



# Transferência de calor na Fornalha

Para simplificar os cálculos de transferência radiativa de calor, assume-se o seguinte:

- (1) Só é considerada a troca de calor por radiação nos cálculos de transferência de calor para a fornalha.
- (2) A chama, a uma temperatura média  $T_{ch}$ , troca calor por radiação com a superfície de aquecimento das paredes de água. A temperatura adiabática (teórica)  $T_{ad}$  da chama é utilizada para calcular  $T_{ch}$ .
- (3) A temperatura dos gases de combustão à saída fornalha  $T_{sai}$  (TSGF) é utilizada como uma temperatura característica do projecto.
- (4) A superfície de absorção de calor das paredes de água e a superfície emissora de calor da chama são assumidas como sendo paralelas uma à outra, como uma superfície de área de  $F$ .



# Equação de Balanço Térmico

O calor total absorvido pela água (ou vapor) a partir do gás de combustão de uma fornalha da caldeira é uma fracção,  $\Phi$ , da diferença entre o calor total libertado,  $Q_f$ , e a entalpia dos gases de combustão que saem do fornalha,  $I_s$ . A outra parte ( $1-\Phi$ ) é perdida devido à radiação e convecção a partir do exterior da fornalha. Assim, o calor absorvido,  $Q_{abs}$ , numa fornalha é:

$$Q_{abs} = \phi \cdot B \left( Q_f - I_{sai}^f \right) = \phi \cdot B \cdot \overline{VC}_p \left( T_{ad} - T_s^f \right) \quad kW \quad (11.1)$$

$\Phi$  – é o coeficiente de conservação de calor na fornalha

$Q_f$  – é o calor introduzido na fornalha

$T_a, T_s$  - são as temperaturas adiabática e terminal absoluta dos produtos de combustão respectivamente (K)

$I_s$  - é a entalpia terminal dos gases em kJ/kg

$C_p$  – é o calor específico médio dos produtos de combustão kJ/(m<sup>3</sup>NK),

$V$  – é o volume dos produtos de combustão m<sup>3</sup>N/kg<sub>comb</sub>

$B$  – é o consumo de combustível kg/s



# Equação de Balanço Térmico

A fracção de calor retida pela água e vapor,  $\Phi$ , é dada por:

$$\phi = 1 - \frac{q_5}{\eta_v + q_5} \quad (11.2)$$

Onde  $\eta_v$  é o rendimento térmico do gerador

Se  $\overline{VC}_p$  for o calor específico médio dos produtos de combustão formados por 1 kg de combustível no intervalo  $T_{ad} - T_{sai}$  daí:

$$\overline{VC}_p = \frac{Q_f - I_{sai}^f}{T_{ad} - T_{sai}^f} \quad \text{kJ/kg} \quad (11.3)$$



# Calor disponível na Fornoalha $Q_f$

O calor disponível é a soma do calor de combustão ( $Q_c$ ) e o que é trazido pelo ar pré-aquecido por unidade de massa de combustível queimado. O calor de combustão,  $Q_c$ , é o calor disponível a partir da combustão de unidade de massa de combustível. É, por conseguinte, a soma do poder calorífico inferior do combustível, o calor trazido para dentro do forno por um combustível exterior pré-aquecido e o vapor injectado pelos atomizadores a vapor. No entanto, algum desse calor é perdido. Estas perdas incluem:

- $q_3$  - perdas por combustão química incompleta %;
- $q_4$  - perdas por combustão mecânica incompleta %;
- $q_5$  - perdas pelo costado para o meio ambiente %;
- $q_6$  - perdas de calor com a escória%.



# Calor disponível na Fornalha $Q_f$

Assim, o calor disponível na fornalha,  $Q_f$ , inclui o calor útil libertado pelo combustível e o calor introduzido na fornalha pelo ar pré-aquecido e pelo ar infiltrado,

$$Q_f = Q_c \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_{ai} \quad \text{kJ/kg}_{comb} \quad (11.4)$$

O calor trazido para a fornalha pelo ar pré-aquecido e pelo ar frio infiltrado  $Q_{ai}$ , é calculado de:

$$Q_{ai} = (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{pul}) I_{aq} + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{pul}) I_{af} \quad \text{kJ/kg}_{comb} \quad (11.5)$$

onde  $\alpha_T$  é o coeficiente de excesso de ar na saída do fornalha  $\Delta\alpha_T$ ,  $\Delta\alpha_{pul}$  são coeficientes de ar do ar infiltrado na fornalha no sistema de pulverização, respectivamente, e  $I_{aq}$ ,  $I_{af}$  são entalpias de ar pré-aquecido e frio, respectivamente, kJ/kg , combustível .



# Equação de Transferência de calor por Radiação

Para a transferência de calor por radiação a fornalha e a chama são considerados dois planos paralelos com áreas infinitas. A partir da equação básica de transferência de calor por radiação o fluxo de calor total radiativo líquido,  $Q_r$  é

$$Q_r = \varepsilon_f \sigma F (T_{cf}^4 - T_{pa}^4) \quad kW \quad (11.6)$$

onde  $\varepsilon_s$  é a emissividade do sistema de planos paralelos chama-parede da fornalha e é dado por:

$$\varepsilon_s = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{ch}} + \frac{1}{\varepsilon_{pa}} - 1} = \frac{\varepsilon_{ch} / \varepsilon_{pa}}{1 - (1 - \varepsilon_{ch})(1 - \varepsilon_{pa})} \quad (11.7)$$

onde  $T_{cf}$ ,  $T_{pa}$  - são a temperatura da chama e parede de água, respectivamente, K

$\sigma$  - é a constante de Stefan-Boltzman  $5,670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$

$\varepsilon_{ch}$ ,  $\varepsilon_{pa}$  - são as emissividades da chama e das paredes de água, respectivamente



# Equação de Transferência de calor por Radiação

Para calcular a transferência de calor por radiação a partir da chama para as superfícies de aquecimento utilizando a equação anterior (Equação 11.6) precisa-se de conhecer a emissividade da chama,  $\epsilon_{ch}$ ; a temperatura da chama,  $T_{ch}$ , a emissividade,  $\epsilon_{pa}$ , e a temperatura da parede de água,  $T_{pa}$ . Todos estes não estão facilmente disponíveis. Assim, utiliza-se uma abordagem simplificada como a seguir apresentada. Para expressar o fluxo de radiação emitido,  $J_1$ , da chama usa-se a emissividade total fornalha,  $\epsilon_{fm}$ , como se segue:

$$J_1 = \epsilon_{fm} \sigma T_{cf}^4 \quad kW/m^2 \quad (11.8)$$

Onde:

$T_{ch}$ , é a temperatura média da chama no interior da fornalha, K

A emissividade média da fornalha  $\epsilon_{fm}$  é diferente da emissividades da chama  $\epsilon_{ch}$



# Equação de Transferência de calor por Radiação

A parede de água não é um puro corpo negro e muitas vezes está suja. Assim, o calor absorvido pela parede de água é apenas uma parte do calor incidente. Um coeficiente,  $\psi$ , é usado para definir a fracção da radiação da chama que é absorvida pelas superfícies de aquecimento da parede de água e é conhecido como *factor de eficiência térmica*. O fluxo de calor absorvido  $q$  é dado por:

$$q = \psi J_1 = \psi \varepsilon_{fm} \sigma T_{cf}^4 \quad kW/m^2 \quad (11.9)$$

O calor total absorvido pela área total da superfície da parede de água,  $F$ , é por conseguinte, dado por:

$$Q_r = \psi F \varepsilon_{fm} \sigma T_{cf}^4 \quad kW \quad (11.10)$$



# Abordagem alternativa da Temperatura não Dimensional

Pode-se escrever que o calor que se troca por radiação com a parede de água é igual a perda da entalpia dos gases de combustão. Das equações (11.1) e (11.6), obtem-se que:

$$Q_r = \phi \cdot B \cdot \overline{VC}_p (T_{ad} - T_s^f) = \varepsilon_f \psi \sigma F (T_{cf}^4 - T_{pa}^4) \quad kW \quad (11.11)$$

Dividindo ambos os lados por  $T_{ad}$  e usando as temperaturas adimensionais:

$$\theta_{sai} = \frac{T_{sai}}{T_{ad}}; \theta_{ch} = \frac{T_{cf}}{T_{ad}} \quad e \quad \theta_{pa} = \frac{T_{pa}}{T_{ad}} \quad \text{obtem-se:}$$



# Abordagem alternativa da Temperatura não Dimensional

$$1 - \theta_{sai} = \frac{\varepsilon_f C}{B_o} (\theta_{ch}^4 - \theta_{pa}^4) \quad (11.12)$$

onde C e n são constantes empíricas. O número de Boltzman,  $B_o$ , é definido como:

$$B_o = \frac{\phi B (\overline{VC_p})}{\sigma \psi F (T_{ad})^3} \quad (11.13)$$

A temperatura média da chama,  $T_{ch}$ , estará entre a temperatura teórica da chama (adiabática),  $T_{ad}$  e a temperatura de saída da fornalha,  $T_{sai}$ . Mas o seu valor exacto é difícil de calcular. No entanto, é um conhecimento comum (observações experimentais e raciocínio teórico) que a temperatura de saída da fornalha ( $\theta_{sai}$  ou  $T_{sai}$ ) aumenta quando a temperatura do forno ( $\theta_{ch}$  ou  $T_{ch}$ ) aumentam. Então, usa-se uma aproximação empírica baseada em dados experimentais para relacionar  $T_{ch}$ ,  $T_{sai}$ , e  $T_{ad}$ :

$$\theta_{ch} \propto \theta_{sai}^n$$



# Abordagem alternativa da Temperatura não Dimensional

Para além disso, a temperatura da parede é muito pequena em comparação com a temperatura do forno  $\theta_{pa}$ . Então  $\theta_{pa}^4 \ll \theta_{ch}^4$ . Assim, a Equação 11.12 pode ser simplificada obtendo-se:

$$\frac{\varepsilon_f C}{B_o} \theta_{sai}^{4n} + \theta_{sai} - 1 = 0 \quad (11.14)$$

Das equações (11.13) e (11.14), por conseguinte, a temperatura adimensional do gás de combustão à saída do forno,  $\theta_{sai}$ , pode ser calculada como função de,  $C$ ,  $n$ , e a emissividade do forno, bem como o número de Boltzman.

$$\theta_{sai} = f(B_o, \varepsilon_{ch}, C, n) \quad (11.15)$$



# Abordagem alternativa da Temperatura não Dimensional

Os coeficientes empíricos  $C$  e  $n$  dependem das propriedades do combustível queimado, das condições de combustão, da concepção da fornalha, assim como da absorção de calor pelas superfícies. Estes podem ser obtidos a partir de dados experimentais (Gurvich e Blokh, 1956) como se seguem:

$$\frac{\theta_{sai}}{1 - \theta_{sai}} = \frac{1}{M} \left( \frac{B_o}{\varepsilon_{ch}} \right)^{0,6} \quad (11.16)$$

ou

$$\theta_{sai} = \frac{T_{sai}}{T_{ch}} = \frac{B_o^{0,6}}{M \varepsilon_{ch}^{0,6} + B_o^{0,6}} \quad (11.17)$$

em que  $M$  é o coeficiente de disposição relativa, que se apresenta mais adiante.



# Abordagem alternativa da Temperatura não Dimensional

Para calcular a temperatura dos produtos de combustão à saída da fornalha pode-se escrever a Equação 11.17 como:

$$T_{sai} = \frac{T_{ad}}{M \left( \frac{\varepsilon_f 5,67 \psi F T_{ad}^3}{10^{11} \phi B_{cal} (VC_p)} \right)^{0.6} + 1} \quad [K] \quad (11.18)$$

Pode-se reorganizar a Equação 11.19 usando a equação 11.18 na forma que se segue para determinar a área de superfície requerida,  $F$ , para se obter uma temperatura de saída dada fornalha,  $T_{sai}$

$$F = \frac{\phi B_{cal} \overline{VC_p}}{5,76 \times 10^{-11} \varepsilon_f \psi M T_{sai} T_{ad}^3} \sqrt[3]{\frac{1}{M^2} \left( \frac{T_{ad}}{T_{sai}} - 1 \right)^2} \quad [m^2] \quad (11.19)$$



# Abordagem alternativa da Temperatura não Dimensional

Para calcular a temperatura dos produtos de combustão à saída da fornalha pode-se escrever a Equação 10.32 como:

$$F = \frac{B_{cal} q'}{5,76 \times 10^{-11} \varepsilon_f \psi M T_{sai} T_{ad}^3} \left[ \frac{1}{M} \left( \frac{T_{ad}}{T_{sai}} - 1 \right) \right]^{\frac{2}{3}} \quad [m^2] \quad (11.20)$$

onde  $q'$  é o calor absorvido pelas superfícies de aquecimento no forno por unidade de massa de combustível queimado,

$$q' = \phi (Q_f - I_{sai}) \quad kJ/kg_{comb} \quad (11.21)$$



# Procedimento do cálculo de transferência de calor numa Fornoalha

Existem dois tipos de cálculos:

- Cálculos projectivos; e
- Cálculos de desempenho.

Nos cálculos projectivos das superfícies de transferência de calor, elas são calculadas para uma dada temperatura de saída da fornoalha,  $\theta_{sai}$ , enquanto nos cálculos de desempenho, a temperatura de saída da fornoalha,  $\theta_{sai}$ , é calculada para uma dada geometria da fornoalha.

Muitos parâmetros de cálculo dependem do tamanho e do projecto da fornoalha. Isso faz com que o cálculo projectivo seja mais difícil. O último tipo de cálculo, onde a temperatura de saída dos gases da fornoalha é determinada para um dado desenho e tamanho da fornoalha, é relativamente mais fácil, pelo facto dos parâmetros de cálculo já serem conhecidos.



# Procedimento do cálculo de transferência de calor numa Fornalha

Para cálculos projectivos em primeiro lugar, todas as dimensões físicas da fornalha, incluindo a disposição das paredes dos tubos de água, o volume da fornalha e da secção dos tubos de água da parede, são assumidos. Em seguida, calcula-se a temperatura,  $\theta_{\text{sai}}$ , na saída do forno usando a Equação (11.18) ou (11.19). Se a diferença entre o valor calculado de  $\theta_{\text{sai}}$  e o seu valor desejado for inaceitavelmente elevado (maior que 10%), o projectista terá de ajustar o tamanho das superfícies do forno até que o valor de  $\theta_{\text{sai}}$  atenda os requisitos de concepção.



# Procedimento do cálculo de transferência de calor numa Fornalha

Um cálculo típico projetivo de caldeira começa com os cálculos estequiométricos para o combustível queimado, seguidos dos cálculos do balanço térmico. A partir de cálculos estequiométricos e de balanço térmico, o B consumo nominal de combustível, o coeficiente de retenção de calor  $\Phi$ , e o calor específico médio dos gases de combustão  $VC_p$  podem ser determinados. Para usar as Equações (11.18) ou (11.19), para calcular a temperatura do gás de combustão  $\theta_{sai}$  na saída da fornalha, ou a área da superfície  $F$  dos tubos da parede de água, o coeficiente de eficiência térmica  $\psi$ , o coeficiente  $M$  e a emissividade da fornalha  $\epsilon_f$  têm de ser escolhidos ou determinados com antecedência. Os métodos para o seu cálculo serão discutidos nos parágrafos seguintes. Quando a temperatura dos gases de combustão na saída da fornalha é obtida,  $\theta_{sai}$ , pode-se computar o calor de radiação da fornalha pela Equação (11.21).



# Arranjo das Paredes de Água

A fiabilidade da circulação do vapor de água na mistura de água de circuito de tubo de parede de evaporação devem ser considerados no desenho do circuito de água de parede. Para uma boa concepção dos tubos de parede de água são divididos em vários grupos. Tubos em cada grupo teria geometria semelhante e condições de aquecimento semelhantes (fluxo de calor e temperatura, etc.)

A relação das áreas de fluxo dos tubos de tubo de descida e de elevação é um parâmetro importante. Ela determina a resistência ao escoamento de água. Esta relação é mantida dentro de uma gama recomendada para reduzir a resistência de fluxo (Tabela 11.1).



# Arranjo das Paredes de Água

Tabela 11.1 Relação das áreas de fluxo dos tubos de tubo de descida e de elevação

Pressão do Tambor (Mpa)		4 - 6	10 - 12	14 - 16	17 - 19
Relação entre as áreas dos tubos de descida e de elevação	Queima de carvão	0,20-0,30	0,35-0,45	0,50-0,60	0,60-0,70
	Queima de combustível líquido		0,30-0,40	0,40-0,50	0,50-0,60



# Arranjo das Paredes de Água

Quando a capacidade da caldeira aumenta, mais vapor tem de ser produzido em cada um dos tubos da parede de água, de modo que a área de fluxo de tubos de água da parede por tonelada de vapor gerada reduz. Esse parâmetro não pode ser aumentado infinitamente, já que isso afecta a confiabilidade de circulação natural. Assim, a geração de vapor por unidade de área da secção transversal do tubo de subida é mantida dentro da gama apresentada na Tabela 11.2.

Tabela 11.2 Geração de vapor por unidade da secção transversal dos tubos geradores ( $t/h.m^2$ ).

Pressão do Tambor (Mpa)		4 - 6		10 - 12	14 - 16	17 - 19
Capacidade de vapor (t/h)		$\leq 75$	$\geq 120$	160-420	400-670	$\geq 850$
Altura das paredes de água (m)		10-12	12-24	20-40	25-45	30-55
Secção do tubo de geração de vapor [ $t/(h \cdot m^2)$ ]	Combustível sólido	60-120	120-200	250-400	420-550	650-800
	Combustível líquido	75-150	150-250	320-480	520-680	750-900



# Arranjo das Paredes de Água

Caldeiras, com pressão de projecto acima de 9,8 MPa, geralmente usam um sistema de tubos de circulação distribuídos. Neste arranjo, são usados dois ou mais tubos de descida no circuito de circulação de água, para garantir uma boa distribuição de água no interior dos tubos geradores de vapor. Para caldeiras com pressão inferior a 9,8 MPa é geralmente usado um sistema de um tubo comum de circulação. A velocidade da água no tubo de descida é escolhida cuidadosamente, uma velocidade muito alta da água no tubo de descida iria aumentar a resistência o que poderia dificultar a circulação natural, bem como tornaria difícil a separação do vapor e da água no barrilet. Do mesmo modo, velocidades baixas também iriam aumentar o diâmetro do tubo de descida inaceitavelmente, aumentando os custos da instalação. Alguns valores recomendados para velocidades de entrada da água nos tubos de circulação e de geração são dados na Tabela 11.3.



# Arranjo das Paredes de Água

Tabela 11.3 Velocidades recomendadas de entrada de água nos tubos de circulação e geradores em m/s

Pressão do Tambor (Mpa)		4 - 6	10 - 12	14 - 16	17 - 19
Velocidade á entrada dos tubos geradores (m/s)	Tubos geradores entrando no Barrilet	0,5-1,0	1,0-1,5	1,0-1,5	1,5-2,5
	Tubos geradores entrando no colector superior	0,4-0,8	0,7-1,2	1,0-1,5	1,5-2,5
	Tubos geradores aquecidos em ambos os lados		1,0-1,5	1,5-2,0	2,5-3,5
Velocidade de entrada nos tubos de circulação		$\leq 3$	$\leq 3,5$	$\leq 3,5$	$\leq 4$



# Arranjo das Paredes de Água

Para caldeiras com circulação controlada ou assistida é necessário instalar orifícios de estrangulamento na entrada dos tubos geradores. O estrangulamento depende da distribuição do fluxo entre os tubos antes de estrangulamento.

Os tubos geradores são geralmente divididos em vários grupos, para reduzir a diferença na absorção de calor entre eles. A circulação controlada também é adequada para caldeiras de pressão subcríticas. Alguns parâmetros construtivos importantes para caldeiras de circulação controlada são apresentados na Tabela 11.4.

Tabela 11.4 Parâmetros projectivos principais de caldeiras de circulação controlada

Vapor por unidade da secção transversal dos tubos geradores [t/(h·m <sup>2</sup> )]	Velocidade de água de circulação (m/s)	Velocidade de entrada nos tubos de circulação (m/s)	Velocidade de entrada da água nos orifícios (m/s)
1400	0,5	2,5	6-9



# Arranjo das Paredes de Água

Para caldeiras de uma passagem a escolha do caudal do fluido nos tubos depende da estabilidade hidrodinâmica do fluxo, da temperatura admissível do metal do tubo e da resistência ao escoamento. Quando o caudal aumenta, a estabilidade do fluxo hidrodinâmico melhora e a temperatura do metal do tubo diminui, mas aumenta a resistência ao fluxo. O fluxo de calor nos tubos varia ao longo da altura da fornalha. Assim, a fornalha é geralmente dividida em três regiões: região radiante, superior, média e inferior. A intensidade do fluxo de calor é maior na região radiante inferior. Portanto, o fluxo do fluido na zona radiante inferior deverá ser a mais elevada. A Tabela 10.11 apresenta os valores recomendados dos fluxos na região inferior radiante. As taxas nas regiões superiores e média devem ser menores das que são apresentadas na Tabela 11.5.



# Arranjo das Paredes de Água

Tabela 11.5 Caudais da região radiante inferior de caldeiras de uma passagem(kg/m<sup>2</sup>s)

Intervalo de pressão da caldeira	Painel de tubos horizontal ou ligeiramente inclinado	Painel vertical de tubos geradores		Tubos geradores em espiral (Sistema de Serpentina)
		Passe simples	Multi-passe	
Subcrítica	1200-3000	1600-2700	1200-2000	1500-2500
Supercrítica	1500-3000	2100-2700	1600-2000	2000-3000



## Factores de Incrustações e de Eficiência Térmica para paredes de água

A troca de calor por radiação tem lugar entre a chama a alta temperatura e as superfícies mais frias da parede de água. O coeficiente de transferência de calor no interior do tubo gerador é de uma magnitude maior do que do lado de fora do tubo.

Portanto, quando as superfícies externas do tubo estão limpas, a temperatura da superfície é próxima da do fluido de trabalho, e a radiação que incide em todo ele é absorvida pelo fluido. Na prática, a superfície externa da parede de água é geralmente coberta por depósitos de cinza (incrustações). Para além disso, a superfície do tubo de água não é paralela à chama. Assim, um número de coeficientes são utilizados para encontrar a absorção de calor real de radiação.



# Coeficiente Angular

O coeficiente angular da parede de água,  $x$ , é um factor geométrico. É a razão entre o calor absorvido pela parede de tubos de água com o que poderia ser absorvido por um plano contínuo liso com a emissividade e temperatura iguais a dos tubos. Para uma parede de água de membrana do coeficiente angular,  $x$ , é de 1,0, para outros, é determinado a partir da

Figura 10.2.



# Factor de Fuligem

A resistência térmica das cinzas é elevada. Assim, a temperatura da superfície externa da camada de depósito de cinzas é muito mais elevada do que a do tubo. A chama, assim, troca calor com a superfície externa mais quente, da camada de cinzas nos tubos, em vez de com as paredes frias de metal do tubo. Esta redução na absorção de calor é tomada em conta pela multiplicação da absorção de calor calculado com base na temperatura da água por um factor de correcção  $\xi$ .

O factor de incrustação,  $\xi$ , depende das propriedades do combustível, das condições de combustão, bem como da concepção dos tubos da parede de água. A Tabela 6-12 apresenta alguns valores recomendados.

O factor de incrustação,  $\xi$ , de uma parede de água de tubos de cobre pintada com tinta à prova de fogo é calculada pela seguinte equação:

$$\xi = b' [0,53 - 0,00025 \cdot T_m] \quad (11.22)$$



# Factor de Fuligem

onde  $T_m$  é a temperatura de fusão da cinza, e  $b$  'é um coeficiente empírico igual a 1,0 para fornalhas de caldeira normal e 1,2 para caldeiras constringidas. Quando superfícies cilíndricas de aquecimento são colocados na saída da fornalha, o factor  $\xi$  deve ser multiplicado por um outro coeficiente,  $\beta$ , que representa a troca de calor entre as superfícies de aquecimento cilíndricas e a fornalha da caldeira. Assim, o novo factor de incrustação calcula-se de:

$$\xi_c = \beta \cdot \xi \quad (11.23)$$



# Factor de Fuligem

Tabela 11.6 Factor de Fuligem para Paredes de Tubos de Água

Tipo de blindagem	Tipo de combustível	Coeficiente de deposição ( $\xi$ )
Tubos lisos, abertos e tubos de parede com alhetas.	Combustível gasoso.	0,65
	Mazute.	0,55
	Antracite, carvão de pedra, lenhites e turfa.	0,45
	Lenhite com $W^{\text{red}} \leq 30$ .	0,55
	Todos os tipos de combustível no caso de queima em grelha.	0,60
Tubos de paredes de água espigados e tubos revestidos por massa refractária.	Todas as espécies de combustível.	0,20
Tubos revestidos por tijolos refractários.	Todas as espécies de combustível.	0,10



# Eficiência Térmica

Se uma parede de água limpa é um corpo negro perfeito isto é toda a radiação que sobre ele incide é absorvida. Este valor é  $x F \epsilon_f \sigma_o T_{ch}^4$  considerando o coeficiente angular de água da parede de tubos,  $x$ . No caso de contaminação, o tubo deixa de ser um corpo negro. Então ele absorve apenas uma fracção,  $\xi$ , da radiação incidente. Assim, a real absorção de calor pelos tubos de água da parede é igual a  $\xi x F \epsilon_f \sigma_o T_{ch}^4$ , Assim pode-se definir o coeficiente de eficiência térmica  $\Psi$  como a fracção da radiação incidente absorvida pelos tubos:

$$\Psi = x \cdot \xi \quad (11.24)$$



# Eficiência Térmica

A Tabela 10.12 dá os valores do factor de fuligem,  $\xi$ . Quando o factor  $\xi$  não é o mesmo para todos os sectores da fornalha ou o coeficiente angular,  $x$ , também varia é preciso utilizar um valor médio do coeficiente de eficiência térmica  $\Psi$ .

$$\bar{\Psi} = \frac{\sum_{i=1}^n \Psi_i \cdot F_i}{F} \quad (11.25)$$

onde  $\Psi$  é o coeficiente médio de eficiência térmica, e  $\Psi_i$  é o coeficiente de partes das paredes de água.  $F$  e  $F_i$  são a área total e a área de partes das secções das paredes de água, respectivamente. A secção da parede da fornalha, sem tubos de água tem um coeficiente  $\Psi_i$  igual a zero.



# Coeficiente da disposição relativa do núcleo da chama, M

Coeficiente da disposição relativa do núcleo da chama, M, das Eqs. (11.18 e 11.19) representa a distribuição de temperatura no forno. É função do nível relativo dos queimadores e do tipo de combustível queimado. Esta relação é expressa como:

$$M = A' - B(X_r + \Delta X) \quad (11.26)$$

Onde:

$X_r$  é a posição relativa da zona de maior temperatura da fornalha. Ela é dada pela relação  $h_r/h_f$  e  $\Delta X$  é um factor de correcção. O factor de correcção  $\Delta X$  representa a posição real do núcleo da chama. Para queimadores dispostos horizontalmente  $\Delta X = 0$ ; para queimadores de inclinação para cima ou para baixo, a  $20^\circ$ ,  $\Delta X = \pm 0,1$ , e para os queimadores dispostos em paredes frontais ou em paredes opostas,  $\Delta X = 0,05-0,1$ .



# Coeficiente da disposição relativa do núcleo da chama, M

Onde,  $h_r$  é a altura do eixo do queimador, medido desde o fundo da fornalha ou o plano intermediário da tremonha das cinzas frias;  $h_f$  é a altura do ponto médio da saída do gás da fornalha. No caso de várias filas de queimadores, a altura média do queimador,  $h_r$ , é calculada da seguinte forma:

$$h_r = \frac{\sum n_i B_i h_{ri}}{\sum n_i B_i} \quad [m] \quad (11.27)$$

Onde:

$n_i$  – é o número de queimadores na linha  $i$

$B_i$  – é o consumo de combustível pelos queimadores na linha  $i$ , kg/s

$h_{ri}$  – é a altura dos queimadores na linha  $i$ , m



# Coeficiente da disposição relativa do núcleo da chama, M

Os coeficientes de A 'e B' na Eq. (11.26) dependem das propriedades do combustível e do tipo de fornalha. Para fornalhas de grelha (fornalhas a combustível sólido)  $A' = 0,59$  e  $B' = 0,5$ , e  $X_r + \Delta X = 0,14$ . Para fornalhas a carvão pulverizado, combustível líquido ou gasoso A 'e B' podem ser obtidos a partir da Tabela 10.13.

Como alternativa, pode ser usado um valor médio de 0,445 (Gurvich & Blokh, 1956).



# Coeficiente da disposição relativa do núcleo da chama, M

Tabela 11.7 Coeficientes A' e B'

Combustível	Fornalhas abertas		Fornalhas constrictas	
	A'	B'	A'	B'
Combustível líquido ou gasoso	0,54	0,2	0,48	0
Combustíveis muito voláteis ou carvão reactivo	0,59	0,5	0,48	0
Combustíveis pouco reactivos (Lenhite, carvão com muitas cinzas)	0,56	0,5	0,48	0



# Emissividade da Fornalha

A emissividade fornalha  $\epsilon_f$ , é diferente da emissividade do sistema de planos paralelos,  $\epsilon_s$ , usada na Eq. (10.22). A radiação líquida que deixa a parede da fornalha,  $J_2$ , e a que parte da chama,  $J_1$ , são dadas por:

$$J_2 = \epsilon_{pa} \sigma T_{pa}^4 (1 - \epsilon_{pa}) \quad (11.28)$$

$$J_1 = \epsilon_{ch} \sigma T_{ch}^4 (1 - \epsilon_{ch}) J_2 \quad (11.29)$$

A emissividade fornalha real,  $\epsilon_f$ , é determinada pela a emissividade da chama e do coeficiente de eficiência térmica da parede de água.

$J_1 = \epsilon_f \sigma_o T_{ch}^4$ . Então, pode-se expressar como  $J_1$ :

$$J_1 = \frac{\epsilon_{ch} \sigma T_{ch}^4 (1 - \epsilon_{ch}) \epsilon_{pa} \sigma T_{pa}^4}{1 - (1 - \epsilon_{ch})(1 - \epsilon_{pa})} \quad (11.30)$$



# Emissividade da Fornalha

De acordo com a definição de  $\Psi$  pode-se escrever

$$\psi = \frac{J_1 - J_2}{J_1} = \frac{\varepsilon_f \sigma T_{ch}^4 - \left[ \varepsilon_{pa} \sigma T_{pa}^4 + (1 - \varepsilon_{pa}) \varepsilon_f \sigma T_{ch}^4 \right]}{\varepsilon_f \sigma T_{ch}^4} \quad (11.31)$$

Rearranjando a equação anterior obtém-se:

$$\left( \frac{T_{pa}}{T_{ch}} \right)^4 = \varepsilon_f \left( 1 - \frac{\psi}{\varepsilon_{pa}} \right) \quad (11.32)$$

Substituindo a equação 10.47 na anterior obtém-se

$$\varepsilon_f = \frac{\varepsilon_{ch}}{\varepsilon_{ch} + (1 - \varepsilon_{ch}) \psi} \quad (11.33)$$



# Emissividade da Fornalha

Para fornalhas de queima em camada

$$\varepsilon_f = \frac{\varepsilon_{ch} + (1 - \varepsilon_{ch}) \frac{A}{F}}{1 - (1 - \varepsilon_{ch})(1 - \psi) \left(1 - \frac{A}{F}\right)} \quad (11.34)$$

Onde:

$A$  é a superfície da grelha em  $m^2$ ;

$\varepsilon_{ch}$  a emissividade da chama.

