

TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM CALDEIRAS E FORNOS

Waldir Bizzo

Faculdade de Engenharia Mecânica

UNICAMP

A transferência de calor em geradores de vapor e fornos de processo é um complexo conjunto de fenômenos que envolvem troca de calor por radiação, convecção e condução térmica. O equacionamento teórico deste conjunto é complicado e exaustivo e grande parte do conhecimento adquirido e aplicado a troca de calor em caldeiras e fornos em geral é fruto de relações empíricas obtidas por tentativa e erro. Muitas informações e dados sobre a troca de calor em caldeiras são propriedades dos fabricantes de equipamentos e, por razões óbvias, não estão disponíveis na literatura aberta.

As caldeiras e fornos devem ser dimensionadas de maneira a encontrar um compromisso ótimo entre o custo de investimento, determinado pelas características e dimensões das superfícies de troca de calor, e o custo operacional, representado pelo rendimento térmico global do equipamento. Para tanto, o conhecimento pleno da troca de calor relativo a caldeiras é primordial, porém, muitas vezes isto só é obtido após a construção e operação do equipamento. Dados obtidos com determinado tipo ou configuração de superfícies de troca de calor não são aplicáveis plenamente a configurações diferentes.

Os fenômenos físicos e químicos que ocorrem numa caldeira ou forno, envolvendo combustão, transferência de calor e movimento dos fluidos é uma área especializada da engenharia mecânica e não podem ser tratados aqui com a profundidade que permita sua plena utilização para o projeto e dimensionamento das superfícies de troca de calor. As relações apresentadas a seguir, servirão, pelo menos, para o conhecimento básico que permita adequada operação e utilização eficiente de caldeiras e fornos em geral.

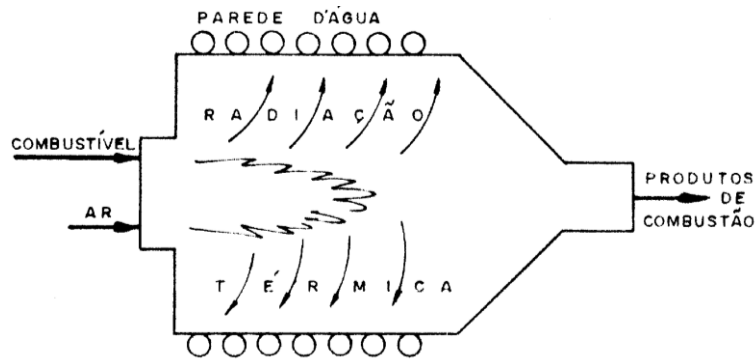


Figura 1 - Esquema de fluxos em uma fornalha de caldeira.

Troca de calor na fornalha

Uma simplificação adequada é dividir a superfície de troca de calor de caldeiras e fornos em superfície de radiação e superfície de convecção. Devido às condições de temperatura, geometria e velocidade de fluidos, a troca de calor na fornalha, onde ocorre a combustão, é basicamente por radiação térmica. A parcela convectiva nesta região, se comparada a troca de calor por radiação é pequena, podendo ser desprezada, até em relação a ordem de grandeza do erro ou imprecisão de cálculo normalmente presentes no cálculo de radiação em fornalhas.

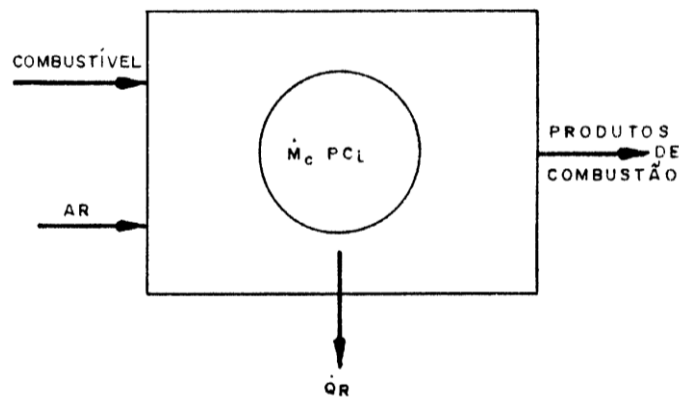


Figura 2 - Balanço de energia numa fornalha.

Considere uma fornalha, onde ocorre a combustão circundada por superfícies frias de troca de calor. Parte do calor gerado pela combustão é perdido pela chama às superfícies de troca de calor, conforme representado pela Figura 1. Um balanço de

energia na fornalha vai determinar a temperatura de saída dos gases de combustão da zona de radiação, se conhecidas as vazões de ar e combustível, o poder calorífico e o calor cedido por radiação, conforme esquema da Figura 2. Desprezando-se perdas de calor ao ambiente externo, têm-se as equações seguintes:

energia que entra = energia que sai

$$\dot{m}_c PCi + \dot{m}_c h_c + \dot{m}_{ar} h_{ar} = \dot{Q}_r + \dot{m}_g h_g$$

$$m_g = m_c + m_{ar}$$

sendo:

$$h = \int_0^t C_p dT = \bar{C}_p (T_t - T_0)$$

onde:

m_c : descarga de combustível (kg s^{-1});

m_{ar} : descarga de ar de combustão (kg s^{-1});

m_g : descarga dos gases de combustão (kg s^{-1});

h : entalpia específica em relação a uma temperatura de referência, para ar, combustível e produtos de combustão, conforme índice (J kg^{-1});

Q_r : calor trocado por radiação (W);

C_p : calor específico a pressão constante ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$);

T_f : temperatura do fluido (combustível, ar ou gases de combustão) (K);

T_0 : temperatura de referência (K);

Os subscritos c , ar e g referem-se ao combustível, ar e gases da combustão, respectivamente.

A temperatura de referência pode ser qualquer temperatura arbitrada, e no caso em que combustível e ar são fornecidos à temperatura ambiente é conveniente fazer:

$$T_c \approx T_{ar} = T_0$$

A temperatura de saída dos produtos de combustão da fornalha pode ser calculada:

$$\dot{m}_c PCi = \dot{Q}_r + \dot{m}_g \bar{C}_p (T_g - T_0)$$

$$T_g - T_0 = \frac{\dot{m}_c PCi - \dot{Q}_r}{\dot{m}_g \bar{C}_p}$$

A troca de calor por radiação da chama pode ser determinada preliminarmente pela equação:

$$\dot{Q}_r = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_g} - 1} \sigma A (T_g^4 - T_1^4)$$

onde:

σ : constante de Stepan-Boltzmann, $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$;

ε_g : emissividade da chama;

ε_1 : emissividade efetiva das paredes de tubos,

A: superfície de troca de calor (m^2);

T_g : temperatura absoluta de saída dos produtos de combustão (K);

T_1 : temperatura absoluta da superfície de troca de calor (K).

A dependência da troca de calor por radiação com a temperatura de saída dos produtos de combustão da fornalha torna o cálculo da temperatura dos produtos, um processo iterativo. A verdadeira temperatura da chama não é conhecida pois esta varia em todo o volume da câmara de combustão. A equação acima assume que a temperatura de saída dos produtos de combustão da fornalha representa a temperatura média da fornalha.

A emissividade da chama é um coeficiente que depende de diversos fatores, como o combustível e o tipo de queimador, a composição média dos produtos de combustão e a geometria da câmara de combustão.

A radiação térmica emitida pela chama é resultado da emissão de radiação de partículas de carbono incandescente e da emissividade dos gases de combustão, principalmente as parcelas de CO₂ e H₂O, sendo que a emissividade dos gases varia com a temperatura e formato geométrico da câmara de combustão.

Como base de cálculo preliminar ordem de grandeza de ϵ_g pode ser tomada dentro dos seguintes valores:

$$\epsilon = 0,60 \text{ a } 0,90 \text{ para chama de óleo e carvão pulverizado}$$

$$\epsilon = 0,30 \text{ a } 0,70 \text{ para gases e combustível sólido em grelha.}$$

A área de troca de calor é representada pela superfície projetada dos tubos de troca de calor nas paredes da fornalha. No caso de uma caldeira flamotubular, onde a combustão ocorre dentro de uma fornalha cilíndrica completamente circundada por parede de água, a superfície de troca é a própria superfície interna da fornalha. No caso de caldeiras aquatubulares, com paredes de tubos de água, a superfície efetiva de troca é o plano onde estão localizados os tubos de água. Em geradores de vapor modernos, os tubos normalmente formam uma parede completamente coberta, seja por um arranjo onde os tubos estão tangentes entre si ou onde são fixados entre si através de uma aleta. Em outros casos, os tubos estão espaçados e com uma parede refratária atrás do plano de tubos. Este é o caso também de fornos de processo petroquímico. Neste caso, a emissividade dos tubos tem que ser corrigida devido à menor área efetiva de superfície fria e a presença dos refratários que reirradia para os tubos. Para uma emissividade de 0.85, valor típico de metal oxidado e/ou recoberto por incrustação, o valor da emissividade efetiva da superfície fria que deve ser utilizada na equação é:

passo/diâmetro	ϵ_1
1	0.95
1.5	0.89
2.0	0.80
2.5	0.71

sendo que o valor da área deve ser do plano imaginário onde estão localizados os tubos, independente do espaçamento entre eles. O passo é a distância entre centro de tubos adjacentes e o diâmetro é o diâmetro externo dos tubos.

A temperatura externa dos tubos é a temperatura T_l da superfície de troca de calor. Os coeficientes de troca de calor por convecção da água evaporando no interior dos tubos são extremamente altos, da ordem de 5000 a 25000 W/m²K, representando pouca resistência a troca de calor. As espessuras de parede dos tubos metálicos, bem como a alta condutividade dos metais também pouco contribuem para a resistência térmica, sendo que de uma maneira geral, podemos assumir a temperatura externa das superfícies de troca como sendo de um valor da ordem de 10 a 20 K maior que a temperatura do vapor saturado na caldeira, exceto no caso de superaquecedores.

Para fornos de processo, a estimativa da temperatura da superfície externa dos tubos deve ser feita com maior cuidado, já que o coeficiente interno de transferência de calor depende dos parâmetros de escoamento e das propriedades termofísicas dos fluidos processados. As temperaturas de operação dos fluidos de fornos de processo costumam ser maiores que as temperaturas típicas do vapor saturado, e a não homogeneidade da distribuição de radiação aos tubos de fornos de processo podem produzir falhas ou desgaste excessivo devido a superaquecimento localizado.

Modelo de cálculo de radiação na fornalha como um reator perfeitamente misturado

Radiação térmica é a forma predominante de transferência de calor em uma câmara de combustão. Cálculos exatos de radiação em chamas ou gases quentes são muito difíceis de se efetuarem, devido à complexidade do fenômeno de radiação, à sua dependência não linear em relação à temperatura, à participação de um meio gasoso no processo de emissão e absorção de radiação e à distribuição não homogênea de temperatura típicas de um escoamento com reação, tal como é uma câmara de combustão.

Um dos primeiro modelos para cálculo da troca de calor por radiação em fornalhas foi proposto por Lobo e Evans (1939) e foi base para a maioria dos aperfeiçoamentos seguintes, tais como o de Hottel (1988) e Truelove (1983). Este modelo é um dos mais simples de ser utilizado e produz resultados apenas aproximados, mas ainda tem grande utilidade na estimativa da troca de calor e da temperatura de saída dos gases de combustão em fornalhas.

Este método considera a fornalha como um reator perfeitamente misturado:

- a fornalha é um envoltório de paredes que recebem calor (paredes frias) e paredes refratárias (adiabática);
- a distribuição de temperatura e de concentração dos gases na fornalha é homogênea;
- o sistema opera em regime permanente;
- os gases saem da fornalha a temperatura média da fornalha.

Assim, este sistema é modelado em três zonas:

- a zona de gases representando a chama e os produtos da combustão no interior da fornalha;
- uma superfície fria, de recebimento de calor;
- uma superfície refratária, adiabática.

A superfície de recebimento de calor deve ter sua temperatura especificada e se comporta como um corpo cinzento. A superfície refratária também se comporta como um corpo cinzento e é considerada adiabática.

A chama e os produtos de combustão emitem radiação difusa em todas as direções, atingindo a superfície fria e a superfície refratária. Esta, sendo adiabática, reflete toda radiação que recebe. A radiação é refletida para a superfície fria e para o volume de gases. Pode ser também refletida parcialmente para ela mesma se o formato das paredes refratárias assim o permitir.

Uma forma prática de representar este conjunto de trocas de radiação é utilizar o método clássico das resistências térmicas, encontrável nos livros básicos de transferência de calor, como Kreith e Bohn (2003). O conjunto de resistências térmicas é apresentado na Figura 3.

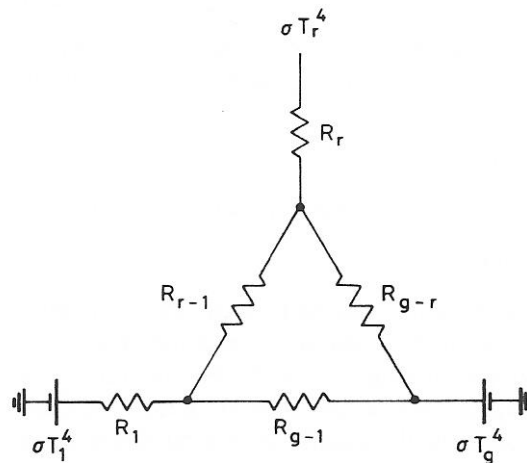


Figura 3. Circuito das resistências térmicas referentes à troca de calor por radiação em modelo de fornalha perfeitamente misturada (fonte: Truelove, 1983)

No circuito representado, o terminal à esquerda representa o poder emissivo da superfície fria (σT_1^4), e o terminal à direita o poder emissivo do volume de gases da fornalha (σT_g^4). A troca líquida de calor por radiação, entre a superfície fria e o volume de gases de combustão é:

$$\dot{Q}_r = G_{g1} \sigma (T_g^4 - T_1^4)$$

onde:

G_{g1} é o fator de transferência de radiação, calculado como

$$G_{g1} = \frac{1}{R_1 + \frac{1}{\frac{1}{R_{g1}} + \left(\frac{1}{R_{gr} + R_{r1}} \right)}}$$

$$R_1 = \frac{1 - \varepsilon_1}{A_1 \varepsilon_1}$$

$$R_{g1} = \frac{1}{A_1 \varepsilon_{g1}}$$

$$R_{gr} = \frac{1}{A_r \varepsilon_{gr}}$$

$$R_{r1} = \frac{1}{A_r F_{r1} (1 - \varepsilon_{gr1})}$$

A_1 e A_r são as áreas de troca da superfície fria e da superfície refratária, respectivamente
 ε_1 é a emissividade da superfície fria;

ε_{g1} , ε_{gr} e ε_{gr1} são as emissividades do gás, avaliadas nos comprimentos médios dos feixes,
referentes às trocas gás-superfície fria, gás-refratário e refratário-superfície fria;

F_{r1} é o fator de forma entre refratário e superfície fria.

Este último depende do arranjo entre refratários e superfícies de recebimento de calor, sendo difícil sua avaliação porque nem sempre é disposto de uma forma geometricamente simples.

As emissividades que envolvem os gases de combustão podem ser simplificadas em uma única emissividade ε_g avaliada na espessura ótica da fornalha, onde o parâmetro característico L é avaliado:

$$L \cong 3,5 \frac{V}{A_r}$$

sendo V o volume da câmara de combustão e A_T a área total da mesma.

Com isto, o fator de transferência G_{gl} fica:

$$G_{gl} = \frac{1}{\frac{1 - \varepsilon_1}{A_1 \varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_g \left(A_1 + \frac{A_r}{1 + \frac{\varepsilon_g}{(1 - \varepsilon_g) F_{r1}}} \right)}}$$

O fator de forma F_{r1} pode ser avaliado para três casos limites típicos de arranjos entre superfícies refratárias e superfícies frias.

O primeiro caso é a situação em que superfícies frias e refratários estão intimamente misturados, denominado condição de paredes entremeadas. Na prática, é o caso de câmaras de combustão de geradores de vapor com queimadores de gases ou líquidos, onde há a predominância de paredes frias, com paredes refratárias esparsas, conforme Figura 4. Nesta situação o fator de forma é:

$$F_{r1} = \frac{A_1}{(A_1 + A_r)}$$

Define-se a relação de áreas C_1 como a fração da área total coberta pelas superfícies frias:

$$C_1 = \frac{A_1}{A_1 + A_r}$$

e o fator de transferência de radiação simplifica-se:

$$G_{gl} = \frac{A_r}{\frac{1}{C_1 \varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_g} - 1}$$

onde a área total A_T é a soma das áreas da superfície fria e dos refratários ($A_f + A_r$). A fração C_f pode estar entre 0 e 1.

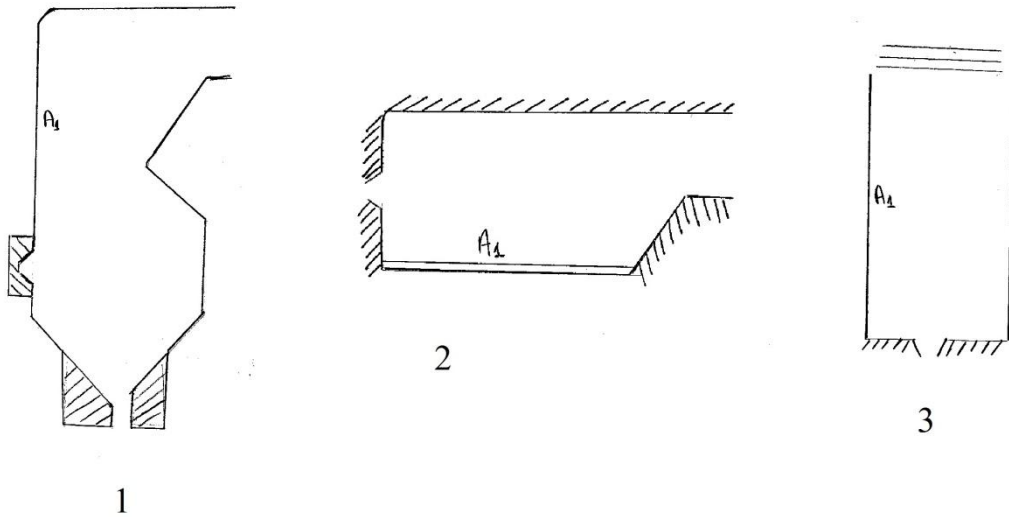


Figura 4. Configurações de envoltório para cálculo de radiação: 1) superfícies entremeadas, 2) superfícies segregadas com superfície fria em único plano, 3) superfícies segregadas com refratário em um único plano.

O segundo caso é a situação em que as superfícies frias e os refratários estão segregados, sendo que a superfície fria situa-se em um único plano, e portanto, a superfície fria não pode enxergar ela mesma. Este é o caso típico de um forno de fusão de vidro, ou um forno metalúrgico onde a carga a ser aquecida fica em um plano horizontal e as paredes do forno são recobertas por refratários.

A fração C_f deve ser menor que 0,5, e o fator de forma é:

$$F_{r1} = \frac{A_f}{A_r}$$

e o fator de transferência de radiação fica:

$$G_{g1} = \frac{A_T}{\frac{1}{C_1 \varepsilon_1} + \left(\frac{1 - \varepsilon_g}{1 - C_1 \varepsilon_g} \right) \left(\frac{1}{\varepsilon_g} - 1 \right)}$$

O terceiro caso é onde a superfície refratária situa-se em um único plano. Neste caso $F_{r1} = 1$, e a relação C_1 é maior que 0.5. Um exemplo seria um forno de processo petroquímico onde as superfícies frias situam-se nas paredes verticais do forno e os refratários no piso inferior. O fator de transferência de radiação fica:

$$G_{g1} = \frac{A_T}{1/C_1 \varepsilon_1} + \left(\frac{1 - \left(1/C_1 - 1 \right) \varepsilon_g}{1 - (1 - C_1) \varepsilon_g} \right) \left(\frac{1}{\varepsilon_g} - 1 \right)$$

A emissividades das superfícies ε_1 é geralmente de ordem de 0,85 a 0,95 (aço carbono ou inoxidáveis com superfície oxidada).

A emissividade ε_g , da mistura de gases depende:

- da composição molar dos gases;
- da temperatura da fornalha T_g ;
- da temperatura da superfície T_1 .

Os principais emissores de radiação em gases de combustão são CO_2 e H_2O e devem ser considerados. A emissividade total dos gases é:

$$\varepsilon_g = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} - \Delta\varepsilon$$

onde:

$\varepsilon_{\text{CO}_2}$: Emissividade de CO_2 ;

$\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$: Emissividade do H_2O ;

$\Delta\varepsilon$: Fator de correção da mistura $\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$.

Os valores da emissividade do CO_2 e H_2O , devem ser obtidos nos gráficos (Figuras 5 e 6) e dependem do fator $p.L$ onde:

p : pressão parcial do gás (atm);

L : espessura ótica do envoltório de gases (m).

Os valores da correção $\Delta\varepsilon$ são obtidos na Figura 7.

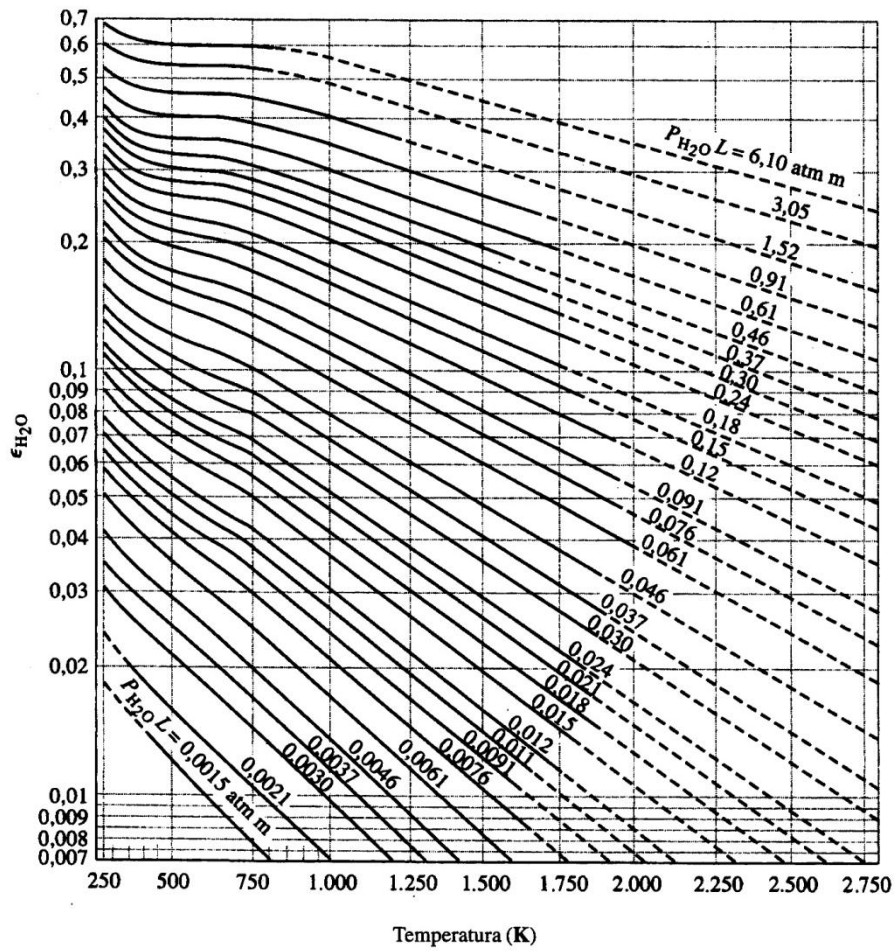


Figura 5. Emissividade do vapor d'água a uma pressão total de 1 atm.

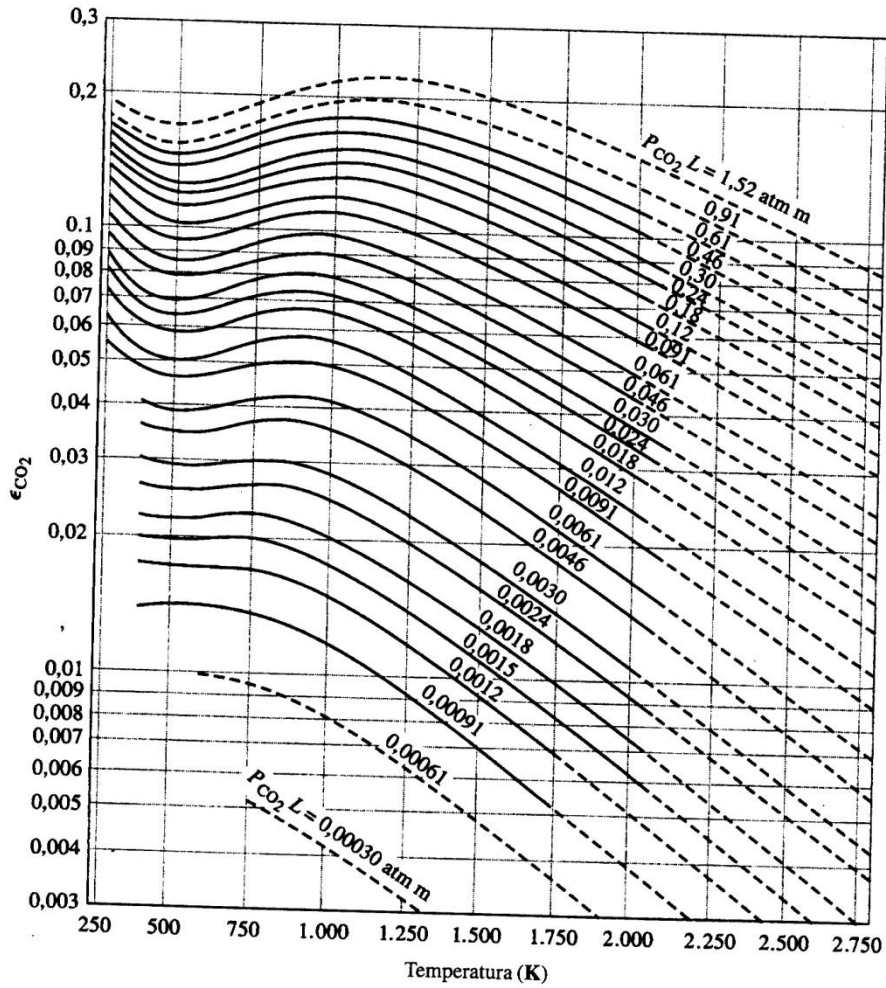


Figura 6. Emissividade do dióxido de carbono a uma pressão total de 1 atm.

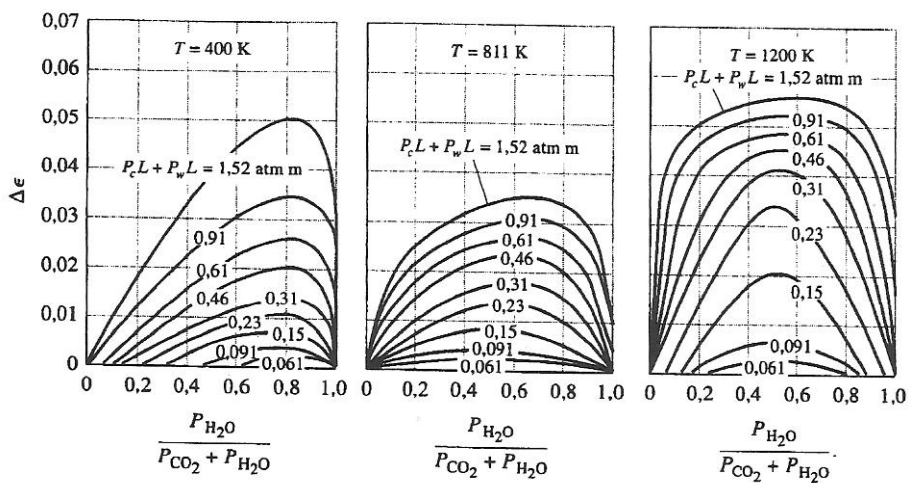


Figura 7. Correção da emissividade de uma mistura de H_2O e CO_2 .

A pressão parcial do gás depende obviamente da composição molar dos produtos da combustão e pode ser tomada como igual a fração molar do gás considerado vezes a pressão absoluta da câmara de combustão (normalmente próxima à pressão atmosférica).

A espessura ótica L é uma relação entre volume e área de troca:

$$L \cong 3,4 \frac{\text{Volume}}{\text{Área superficial}}$$

ou então pode ser tomada a partir de dados da Tabela 1.

Tabela 1. Comprimento médio do feixe de várias formas de volume de gases.

Geometria	L
Esfera	$\frac{2}{3}$ (diâmetro)
Cilindro infinito	Diâmetro
Planos paralelos infinitos	2 (distância entre os planos)
Cilindro semi-infinito, irradiando para o centro da base	Diâmetro
Cilindro circular reto, altura igual ao diâmetro:	
irradiando para o centro da base	Diâmetro
irradiando para toda a superfície	$\frac{2}{3}$ (diâmetro)
Cilindro infinito de seção transversal semicircular, irradiando para um ponto no meio do lado plano	Raio
Paralelepípedos retangulares:	
cubo	$\frac{2}{3}$ (borda)
1:1:4 irradiando para face 1 x 4	0,9 (borda mais curta)
irradiando para face 1 x 1	0,86 (borda mais curta)
irradiando para todas as faces	0,891 (borda mais curta)
Espaço externo de um banco infinito de tubos com os centros em triângulos equiláteros:	
diâmetro do tubo = espaçamento	3,4 (espaçamento)
diâmetro do tubo = $\frac{1}{2}$ (espaçamento)	4,44 (espaçamento)

Fonte: Rohsenow, W. M. J. P. Hartnett e E. Ganic [26].

Rigorosamente, a temperatura das superfícies é desconhecida. Em condições normais, T_l é ligeiramente superior à temperatura do fluido sendo processado, podendo ser tomado como:

$$T_s \cong 1,03 T_{\text{fluido}} \quad (\text{K})$$

Troca de calor por convecção

Caldeiras de vapor e fornos de processo possuem geralmente uma secção de convecção térmica, a fim de aproveitar ao máximo a entalpia dos gases de combustão. A temperatura de entrada dos gases de combustão na secção de convecção é a temperatura de saída da fornalha. Aqui, a superfície de convecção é tomada como superfícies que não tem vista geométrica com a chama da fornalha, ou seja, as superfícies de convecção não recebem radiação direta da chama. Embora gases aquecidos em alta temperatura e que contenham parcelas que emitem radiação como CO₂ e H₂O, também troquem calor por radiação, este mecanismo de troca não será considerado aqui, pela complexidade de cálculo e pela menor importância da radiação na zona de convecção.

Em caldeiras flamotubulares os gases de combustão circulam por dentro dos tubos, e a troca de calor por convecção pode ser calculada pela conhecida equação de Sieder e Tate aplicável em regime de fluxo turbulento ($Re > 2100$):

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}$$

$$Nu = \frac{h d}{k}$$

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu}$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k}$$

sendo:

Nu : número de Nusselt

Re : número de Reynolds

Pr : número de Prandtl

h : coeficiente de convecção ($\text{W m}^{-2} \text{K}$)
 d : dimensão característica do escoamento (m)
 k : condutividade térmica do fluido ($\text{W m}^{-1} \text{K}$)
 ρ : densidade do fluido (kg m^{-3})
 v : velocidade média do escoamento (m s^{-1})
 μ : viscosidade dinâmica do fluido ($\text{kg s}^{-1} \text{m}^{-1}$)

Em caldeiras aquatubulares, a troca de calor por convecção é realizada por escoamento de gases externos a feixes de tubos. Estes feixes podem apresentar arranjo de tubos alinhados, ou alternados, como representados na Figura 8. O arranjo alternado é mais frequentemente utilizado devido aos maiores coeficientes de troca de calor que proporciona.

Para escoamento passando por um feixe de tubos o número de Nusselt pode ser calculado segundo a equação (Zukauskas e Ulinkas, 1988):

$$Nu = A \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^s Re^n Pr^m \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}$$

onde:

S_T : passo transversal entre tubos (m);

S_L : passo longitudinal entre tubos (ou entre fileiras de tubos) (m), conforme indicados na Figura 8.

Os índices A , s , n e m devem ser tomados em função do arranjo e do número de Reynolds, conforme a tabela:

arranjo	faixa de Re	A	s	n	m
alinhado	0 -100	0,9	0	0,4	0,36
	100 -1000	0,52	0	0,5	0,36
	1000 - $2 \cdot 10^5$	0,27	0	0,63	0,36
	$2 \cdot 10^5$ - $2 \cdot 10^6$	0,033	0	0,8	0,4
alternado	0 - 500	1,04	0	0,4	0,36
	500 -1000	0,71	0	0,5	0,36
	1000 - $2 \cdot 10^5$	0,35	0,2	0,6	0,36
	$2 \cdot 10^5$ - $2 \cdot 10^6$	0,31	0,2	0,8	0,36

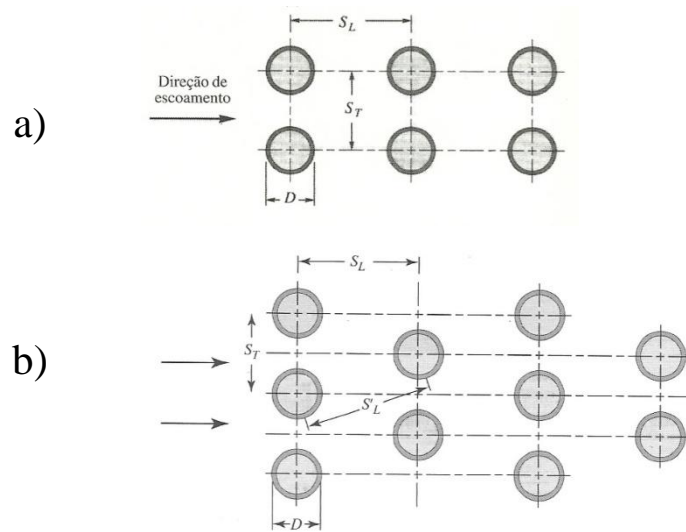


Figura 8. Arranjo de feixe de tubos: a) alinhados b) alternados.

As equações acima valem para escoamento turbulento e para quantidade de fileiras de tubos maior ou igual a 14. Para fileiras de tubos em quantidade menor que 14, o número de Nusselt deve ser multiplicado por um fator de correção f_b conforme a tabela abaixo:

Nº fileiras	1	2	3	4	5	7	10	13
<i>tubos alinhados</i>	0,7	0,80	0,86	0,90	0,93	0,96	0,98	0,99
<i>tubos alternados</i>	0,64	0,76	0,84	0,89	0,93	0,96	0,98	0,99

Para cálculo das propriedades dos fluidos, as temperaturas devem ser tomadas na temperatura média de mistura; ou seja, a média entre a temperatura de entrada e saída do feixe de tubos.

O calor transferido dos gases de combustão para a água ou fluido de processo é calculado pela equação:

$$\dot{Q}_c = U A \Delta t_m$$

$$\Delta t_m = dmlt = \frac{\Delta t_a - \Delta t_b}{\ln \frac{\Delta t_a}{\Delta t_b}}$$

onde:

Q_c : calor transferido por convecção (W);

U : coeficiente global de transferência de calor ($W m^2 K$);

A : área de troca de calor, referente ao diâmetro externo dos tubos (m^2);

Δt_m : diferença média logarítmica de temperatura (K);

$\Delta t_a, \Delta t_b$: diferença das temperaturas entre os fluidos nas extremidade do trocador de calor (K).

A diferença média logarítmica de temperatura é representada na Figura 9. Para água em ebulição a pressão constante, ou seja, vapor saturado, a temperatura no lado da água (fluido frio) é constante.

O coeficiente global de transferência de calor U é calculado levando-se em conta as resistências térmicas envolvidas: a resistência externa por convecção dos gases de combustão, a resistência por condução de calor através da parede do tubo e a resistência interna por convecção no lado da água:

$$U = \frac{1}{R_i + R_o + R_{tubo}}$$

$$R_i = \frac{d_e}{h_i d_i}$$

$$R_o = \frac{1}{h_o}$$

$$R_{tubo} = \frac{d_e \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2 k_t}$$

onde:

d_i, d_o : diâmetros interno e externo do tubo;

h_i : coeficiente de película interno;

h_o : coeficiente de película externo;

k_f : condutividade térmica do material do tubo.

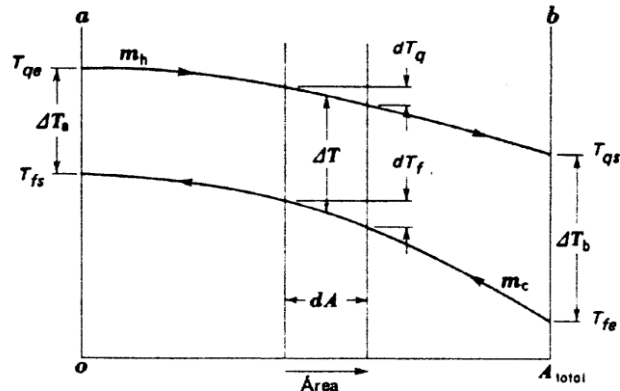


Figura 9. Distribuição de temperaturas num trocador de calor em contra-corrente.

No caso de vapor saturado em ebulição, o coeficiente de película pode ser tomado entre 5000 e 25000 W/m²K. As taxas de troca de calor por convecção por gases já não são tão altas quanto a taxas de troca de calor por radiação, e simplificações devem ser feitas com algum cuidado. A resistência térmica por condução através da parede do tubo deve ser calculada sempre que possível.

Referencias

Hottel, H.C., First estimates of industrial furnace performance - The one-gas-zone - reexamined, ICHMT Digital Library Online, pg 167-192, 1988

Kreith, F. e Bohn, M.S., Princípios de Transferência de Calor, Thomson Learning, São Paulo, 2003.

Lobo, W.E. e Evans, J.E., Heat transfer in the radiant section of petroleum heaters, Trans AICHE, vol. 35, p. 743, 1939

Truelove, J.S., The stirred reactor furnace model (cap. 3-11-4), in (Schlünder, E.U., editor) Heat Exchange Design Handbook, Hemisphere Pub, 1983.

Zukauskas, A. e Ulisnkas, R., Heat Transfer in Tubes in Crossflow, Hemisphere Pub, USA, 1988.