

cap. 5 - CÁLCULO TÉRMICO E FLUIDOMECÂNICO DE CALDEIRAS

1. Transferência de Calor em Caldeiras

A transferência de calor em geradores de vapor 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 devem ser dimensionadas de maneira a encontrar um compromisso ótimo entre o custo de investimento, representado 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.

1.1. Troca de calor na fornalha

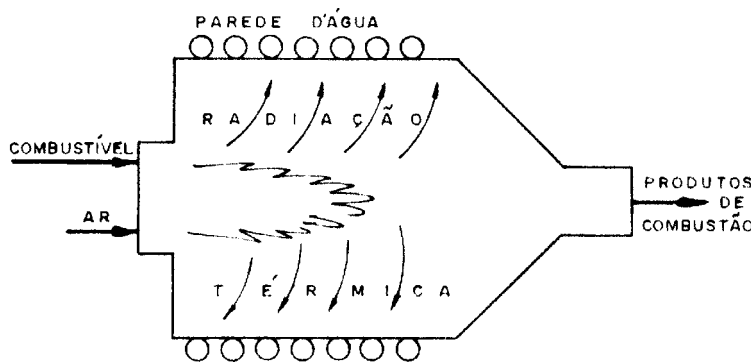


Figura 1 - Esquema de fluxos em uma fornalha de caldeira.

Uma simplificação adequada é dividir a superfície de troca de calor em superfície de radiação e superfície de convecção. Devido às condições de temperatura, geometria e velocidade de fluidos, a troca de

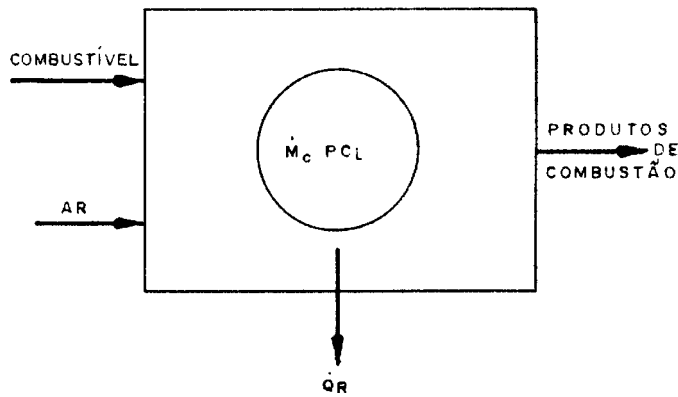


Figura 2 - Balanço de energia numa fornalha.

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.

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 conhecidos 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

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

sendo que :

$$\Delta h = \int_0^t Cp dT = \bar{Cp}(T_t - T_0)$$

onde :

- \dot{m}_c : fluxo de massa de combustível
- \dot{m}_{ar} : fluxo de massa de ar de combustão
- Δh : diferença de entalpia, relativa a uma temperatura de referência, para ar, combustível e produtos de combustão, conforme índice
- \dot{Q}_r : calor trocado por radiação
- \bar{Cp} : calor específico a pressão constante
- T : temperatura do fluido
- T_0 : temperatura de referência

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:

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

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

$$\dot{m}_c PCi = \dot{Q}_r + \dot{m}_{prod} \bar{C}_p (T_{prod} - T_0)$$

$$T_{prod} - T_0 = \frac{\dot{m}_c PCi - \dot{Q}_r}{\dot{m}_{prod} \bar{C}_p}$$

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

$$\dot{Q}_r = \sigma \varepsilon A (T_{prod}^4 - T_s^4)$$

onde:

σ = constante de Stepan-Boltzmann, $5,67 \times 10^{-8}$ W/m²K⁴

ε = emissividade combinada, chama-fornalha

A = superfície de troca de calor

T_{prod} = temperatura absoluta de saída dos produtos de combustão

T_s = temperatura absoluta média das superfícies de troca de calor

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 combinada é um coeficiente que depende de diversos fatores, como o combustível e o tipo de queimador, o excesso de ar ou 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.

Poucas informações são encontradas na literatura a respeito dos valores de ϵ . Como base de cálculo a ordem de grandeza pode ser tomada dentro dos seguintes valores:

$$\begin{aligned}\epsilon &= 0,75 \text{ a } 0,95 \text{ para chama de óleo e carvão pulverizado} \\ &= 0,55 \text{ a } 0,80 \text{ para gases e combustível sólido em grelha.}\end{aligned}$$

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 de calor depende do espaçamento dos tubos da parede de água, onde:

$$A = f S_{proj}$$

$$\text{sendo que para } Sd = de \rightarrow f = 1,0$$

$$Sd = 2 de \rightarrow f = 0,9$$

Sd : distância entre centros de tubos

O fator de correção da superfície projetada não diminui muito para um espaçamento igual a dois diâmetros externos dos tubos pois é suposto que existe por detrás dos tubos uma superfície refratária que reirradia para a parte traseira dos tubos o calor emitido pela fornalha.

A temperatura externa dos tubos é a temperatura T_p 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.

1.2. Troca de calor por convecção

Conhecida a temperatura de saída dos gases da fornalha, pode-se partir para o cálculo da transferência de calor na área de convecção da caldeira. Aqui, a superfície de convecção é tomada como as superfícies que não tem contacto geométrico com a chama da fornalha, ou seja, aquelas não recebem radiação direta da chama. Embora gases aquecidos em alta temperatura e que contenham parcelas que emitem radiação como CO_2 e H_2O , 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 ($Re > 2100$):

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

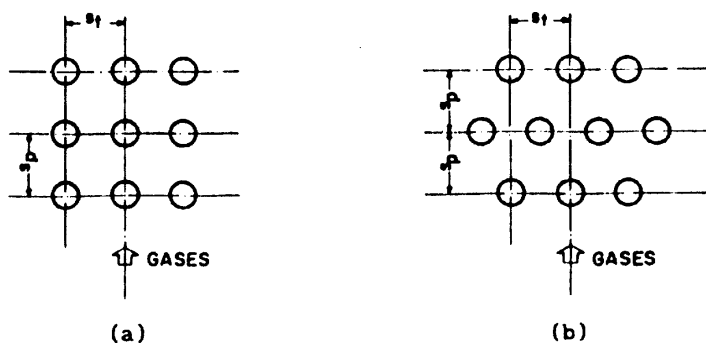
Em caldeiras aquatubulares, a troca de calor por convecção é realizada por fluxo de gases externos a tubos, num feixe de tubos de convecção. Estes feixes podem apresentar arranjo de tubos alinhados, ou em quicôncio, como representados na figura 3. O arranjo em quicôncio é mais frequentemente utilizado devido aos maiores coeficientes de troca de calor que proporciona.

Para tubos alinhados, o número de Nusselt pode ser calculado segundo a equação:

$$Nu = 0,26 Re^{0,61} Pr^{1/3}$$

Para tubos arranados em quicôncio a equação fica:

$$Nu = 0,33 Re^{0,61} Pr^{1/3}$$



As equações acima valem para fluxo turbulento e para quantidade de fileiras de tubos maior ou igual a 10. Para fileiras de tubos em quantidade menor que 10,

Figura 3 - Arranjo de feixe de tubos:
a) alinhados b) quicôncio

o número de Nusselt pode ser multiplicado por um fator de correção f_b conforme a tabela abaixo:

nº fileiras	1	2	3	4	5	6	7	8	9
f_b	0,7	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,97	0,98	0,99

Para cálculo das propriedades dos fluidos, as temperaturas devem ser tomadas na temperatura média de mistura.

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

$$\dot{Q}_c = UA\Delta t_m$$

onde:

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

A diferença média logarítmica de temperatura é representada na figura 4. 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:

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

onde:

$$R_i = \frac{de}{hi di} \quad R_e = \frac{1}{he} \quad R_{tubo} = \frac{d \ln(de/di)}{2k_t}$$

di , de :

diâmetros interno e externo do tubo

hi : coeficiente de película interno

he : coeficiente de película externo

k_t : condutividade térmica do material do tubo

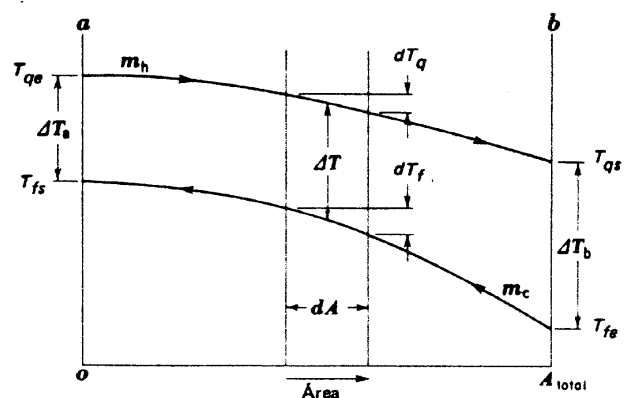


Figura 4 - Distribuição de temperaturas num trocador de calor em contra-corrente.

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 altos 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.

2. Tiragem e Circulação de Gases em Caldeiras

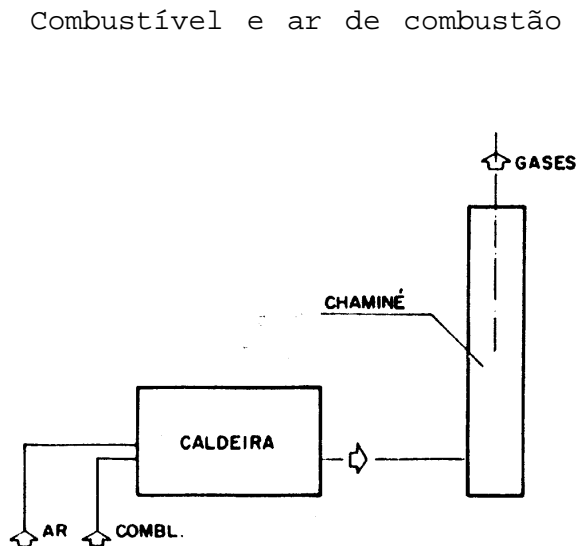


Figura 5 - Tiragem natural.

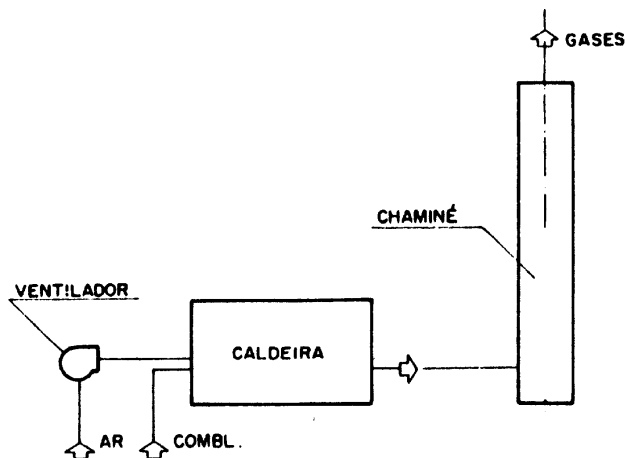


Figura 6 - Tiragem forçada.

Combustível e ar de combustão são injetados ou succionados para a câmara de combustão e circulam por entre as superfícies de troca de calor, sendo exauridos ao ambiente externo. A circulação dos produtos de combustão é normalmente obtida com o auxílio de ventiladores, exaustores ou com o efeito de tiragem provocado pela chaminé, podendo se utilizar de um ou mais deste recursos. A pressão na câmara de combustão pode ser abaixo ou acima da pressão atmosférica ambiente, dependendo do arranjo que se faça com os dispositivos de tiragem.

O esquema de circulação mais simples é o sistema de tiragem natural, onde a circulação dos gases é provocado pela depressão causada pela presença da chaminé. É este o esquema que foi mais utilizado nas antigas caldeiras, representado pela figura 5.

A tiragem forçada é realizada com o auxílio de ventilador insuflando ar na câmara de combustão, conforme esquema apresentado na figura 6. Neste caso, a câmara de combustão opera com pressão positiva, e é o modo mais utilizado nas caldeiras flamotubulares e pequenas caldeiras. A principal

desvantagem da tiragem forçada é a possibilidade de vazamento de gases de combustão para o ambiente de trabalho, causando problemas de segurança aos operadores e equipamentos.

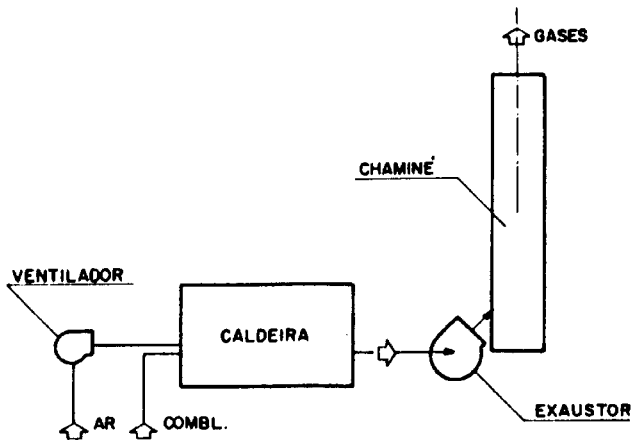


Figura 8 - Tiragem balanceada.

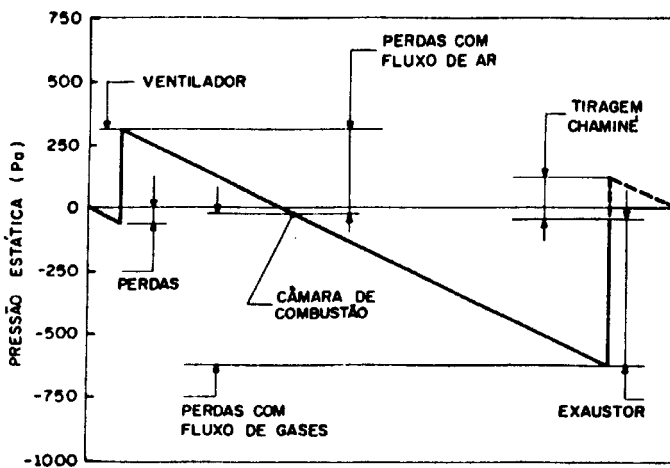


Figura 8 - Variação da pressão estática em caldeira de tiragem balanceada.

Pode ser utilizada em pequenas caldeiras dada a maior facilidade de se construir câmaras de combustão quase que totalmente estanques.

A tiragem induzida tem um exaustor na saída da caldeira, o qual suciona os produtos de combustão direcionando-os a chaminé. O ar de combustão é alimentado pela pressão negativa existente na fornalha.

O aprimoramento dos dispositivos de combustão e queimadores, no que se refere a eficiência, e estabilidade de chama obrigou o uso de ventiladores de insuflamento de ar face a necessidade de pressão nos dispositivos de entrada do ar de combustão a fim de provocar turbulência na câmara de combustão. A tiragem forçada supre este requisito mas torna-se inadequada para grandes caldeiras. A tiragem balanceada, conforme esquematizada na figura 7, se utiliza de um ventilador de insuflamento de ar na fornalha, e

exaustor dos produtos de combustão na saída da caldeira. A pressão da fornalha e dentro da zona de convecção pode ser controlada, de maneira a ainda se manter negativa em relação a atmosfera e mesmo assim ter pressão disponível aos dispositivos de mistura e combustão dos queimadores. Uma variação representativa da pressão estática ao longo do caminho dos gases pode ser encontrada na figura 8.

2.1 - Perda de carga

A perda de pressão estática dos gases de combustão, ou seja, a perda de carga deve ser suprida pelos dispositivos de circulação, ventilador, exaustor e chaminé, garantindo assim o fluxo através da caldeira.

Na sua forma mais geral, a perda de carga através de um dispositivo ou duto pode ser calculada pela equação:

$$\Delta p = K \left(\rho \frac{v^2}{2} \right)$$

onde:

- Δp : perda de carga
- ρ : densidade do fluido
- v : velocidade média do fluido
- K : coeficiente de perda de carga

Para dispositivos em geral, e singularidades tais como injetores, curvas, expansões, aletas de direcionamento, o coeficiente é obtido experimentalmente e encontram-se na literatura diversas configurações tabeladas, porém dificilmente abrange todas as necessidades específicas de um projeto de uma caldeira. Assim, alguns valores de perda de carga tem que ser estimados e experimentados.

Para o fluxo de fluidos dentro de dutos, ou por fora de tubos circulares, a perda de carga pode ser calculada através da equação:

$$\Delta p = f_D \frac{L}{d} \rho \frac{v^2}{2}$$

onde:

- f_D : coeficiente de atrito de Darcy
- L : comprimento total do duto
- d : diâmetro característico do duto ou tubo

No caso de fluxo dentro de tubos, o fator f_D depende do nº de Reynolds e da rugosidade relativa do tubo. Gráficos para determinação de f_D podem ser encontrados no final deste capítulo.

Para o fluxo de fluidos por fora de tubos, o caso de feixes de convecção, a perda de carga pode ser calculada segundo as fórmulas:

$$\Delta p = K \rho \frac{v^2}{2}$$

$$K = f N_f \left[\frac{\mu_p}{\mu_m} \right]^{0,14}$$

onde:

- f** : fator de correção
- N_f** : n° de fileiras de tubos
- μ_p** : viscosidade do fluido na temperatura da parede
- μ_m** : viscosidade do fluido na temperatura da mistura

O fator de correção **f** é uma função do n° de Reynolds e de características geométricas do feixe de tubos. Para tubos alinhados **f** pode ser estimado pela equação:

$$f = \left[0,044 + \frac{0,08 \frac{S_p}{de}}{\left(\frac{S_t - de}{de} \right)^{0,43+1,13 \left(\frac{de}{S_p} \right)}} \right] \text{Re}_{\max}^{-0,15}$$

onde:

- S_p** : espaçamento longitudinal dos tubos
- S_t** : espaçamento transversal dos tubos
- de** : diâmetro externo dos tubos
- Re_{max}** : n° de Reynolds na condição de escoamento de menor secção de passagem

Para tubos arrançados em quicôncio, o fator **f** pode ser estimado pela equação:

$$f = \left[0,25 + \frac{0,118}{\left(\frac{S_t - de}{de} \right)^{1,08}} \right] \text{Re}_{\max}^{-0,16}$$

2.2 - Chaminés e Ventiladores

A perda de carga do escoamento dos gases de combustão deve ser vencida pela diferença de pressão ocasionado pelos ventiladores e chaminé. A chaminé tem como função principal a dispersão adequada dos produtos de combustão no meio ambiente. Quanto maior a altura da chaminé, menor deve ser a concentração de material particulado e gases poluentes, emitido pelo sistema de combustão, ao nível do solo circunvizinho. A chaminé também provoca uma depressão no sistema pela diferença da densidade da coluna de fluido dentro da chaminé em comparação a densidade do ar atmosférico. A depressão gerada pela chaminé é calculada pela equação:

$$\Delta p_c = H(\rho_{ar} - \rho_g)g$$

onde:

- Δp_c : depressão causada pela chaminé
- H : altura útil da chaminé
- ρ_{ar} : densidade do ar na temperatura ambiente
- ρ_g : densidade do gás na temperatura média da chaminé
- g : aceleração da gravidade

A temperatura do gás na chaminé deve ser tomada como a temperatura média entre o pé da chaminé e a temperatura verdadeira da saída dos gases. A temperatura do pé da chaminé é a temperatura de saída dos produtos de combustão na caldeira. É um valor geralmente conhecido ou fácil de ser medido. Os produtos de combustão vão perder calor ao ambiente enquanto fluem para o topo da chaminé. A perda de calor depende das condições ambientais externas, tais como a temperatura ambiente, a velocidade do vento, e as características e dimensões da parede da chaminé. A variabilidade deste parâmetros pode não compensar o esforço de se calcular a perda de calor pela chaminé. De um modo geral, a fim de se estimar a perda de temperatura dos gases de combustão fluindo pela chaminé podemos tomar como valores básicos uma queda de temperatura da ordem de 0,2 a 0,6 °C/metro linear da altura da chaminé.

A densidade dos produtos de combustão, bem como outras propriedades necessárias aos cálculos de troca de calor e perda de carga pode ser calculada em função da composição molecular dos produtos e das propriedades de cada componente da mistura na temperatura desejada. Assim, a densidade da mistura, e similarmente, outras propriedades, fica determinada por:

$$\rho_{mistura} = \sum x_i \rho_i$$

onde:

- x_i : concentração molar do componente i
- ρ_i : densidade do componente i

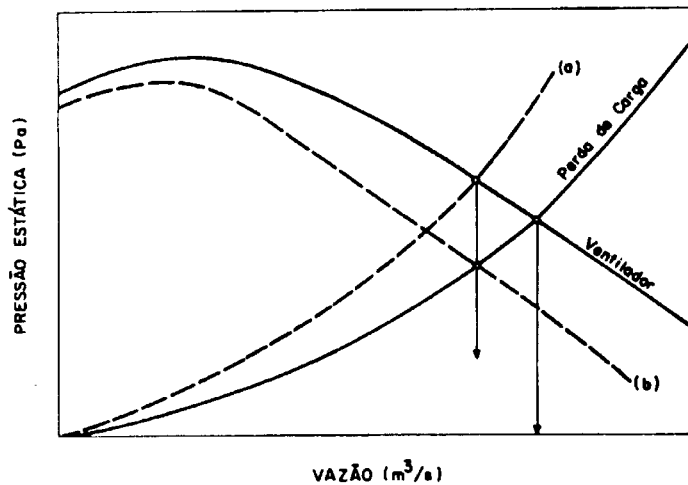


Figura 9 - Curva característica de um ventilador centrífugo e do circuito de perda de carga de gases.

chaminé pode ter o efeito inverso de diminuir a depressão disponível para a caldeira por excesso de perda de carga. Para tiragem natural, as velocidades recomendadas estão na faixa dos 4 a 8 m/s. Com tiragem artificial pode-se chegar a valores da ordem de 10 a 15 m/s.

O comportamento de todo o circuito de circulação dos gases na caldeira em função da vazão de gases é apresentado na figura 9 em contraposição a curva de funcionamento típica de um ventilador. O ponto de equilíbrio deve ser atingido quando para uma mesma vazão, as duas curvas características apresentam a mesma diferença de pressão. É óbvio que isto só ocorre num ponto, e para que o sistema tenha operação flexível numa ampla faixa de vazão de gases, a curva característica da perda de carga é modificada com adição de dispositivos de controle, tais como válvulas de regulagens de vazão, as quais introduzem uma perda de carga variável conforme sua posição de abertura. Este é o sistema mais comum e barato, porém muitas vezes implica num consumo extra operacional de pressão. Em grandes sistemas, onde os custos operacionais são expressivos, um outro método é modificar-se a curva característica dos ventiladores e exaustores através da variação da rotação do ventilador, com o auxílio de variadores de velocidade eletromagnéticos, hidráulicos ou de outros dispositivos.

Analisando-se a equação que fornece a depressão causada pela chaminé observamos que esta é proporcional a altura útil da chaminé. Por outro lado, a perda de carga provocada pela circulação do fluido na própria chaminé deve ser calculada e esta também aumenta com a altura linear da chaminé, além de ser uma função da velocidade dos gases. Para o cálculo da perda de carga na chaminé, assume-se que a chaminé comporta-se como um duto, e uma altura excessiva da

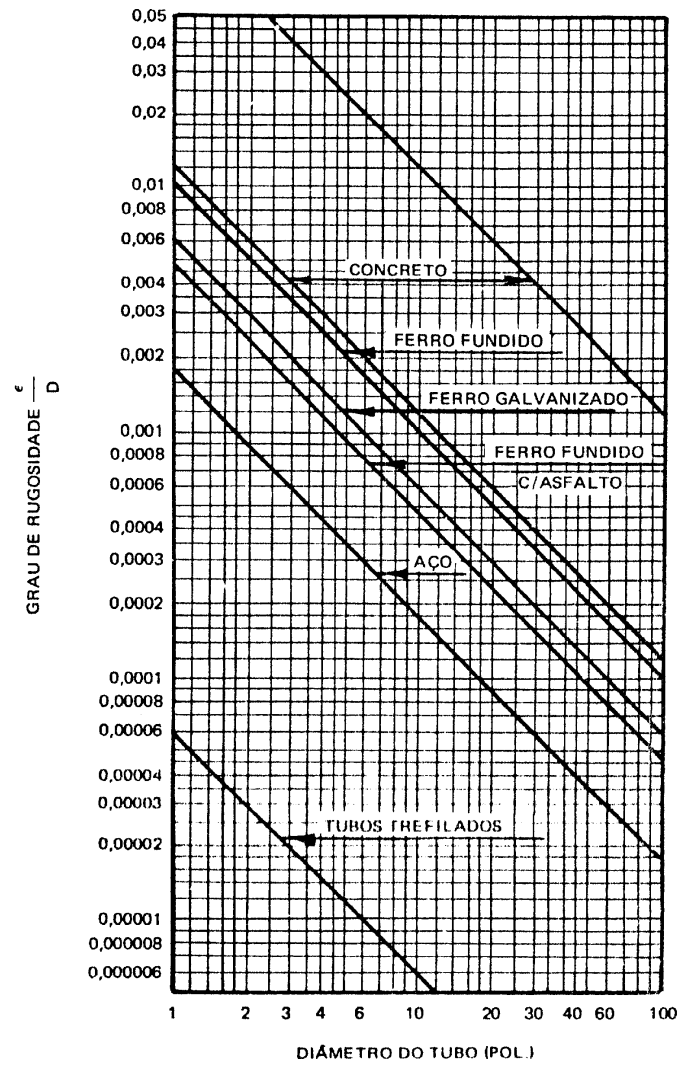


Figura 10 - Grau de rugosidade de tubos em função dos diâmetros e dos materiais.

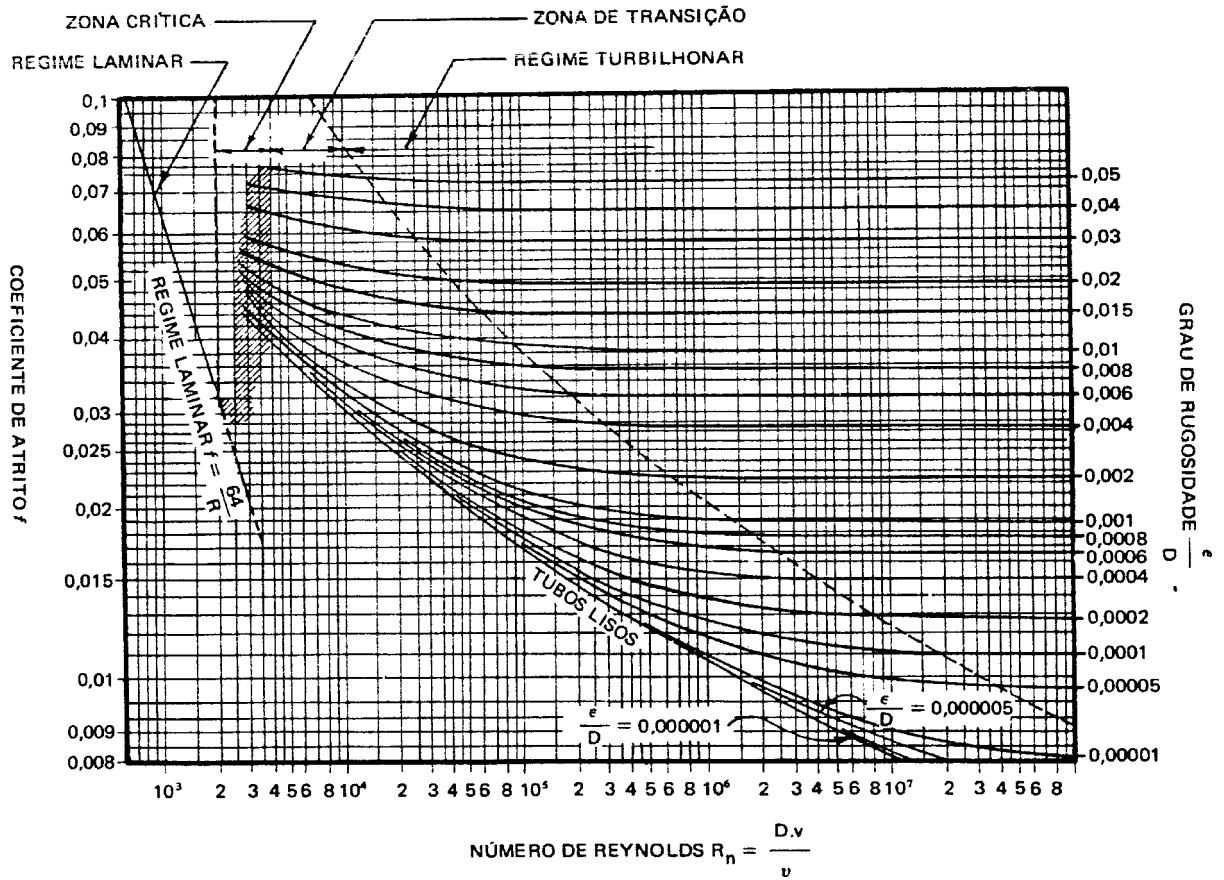


Figura 11 - Diagrama de Moody para cálculo de carga no interior de dutos.