

Sistemas Energéticos

3º ano 6º semestre

Aula 16



Aula 16- Balanço Térmico de Caldeiras Flamotubulares

16. Caldeiras Flamotubulares

- Tópicos
 - Introdução
 - Partes componentes da caldeira
 - Dimensionamento da caldeira
 - Dados de partida
 - Perdas de calor



16.1 Introdução

Caldeira flamotubular, como o nome sugere, é uma caldeira em que a queima e os gases dela resultantes fluem dentro de tubos.

A queima processa-se no interior de um cilindro construído em chapa de aço, com dimensões tais que permitam a combustão completa de modo que, após a mesma, só fluam gases quentes para as demais passagens de gases.

Este tipo de caldeira é o mesmo que se adoptava nas locomotivas a vapor e vem sofrendo transformações no sentido de que sejam mais seguras e eficientes.

As caldeiras flamotubulares são empregues geralmente para pequenas capacidades e quando se pretende apenas vapor saturado de baixa pressão.



16.2 Partes Componentes da Caldeira

As caldeiras flamotubulares apresentam as seguintes partes principais: corpo, espelhos, feixe tubular ou tubos de fogo e caixa de fumaça (Figura 16.1).

O corpo da caldeira, também chamado de casco ou carcaça, é construído a partir de chapas de aço carbono calandradas e soldadas. Seu diâmetro e comprimento estão relacionados à capacidade de produção de vapor. As pressões de trabalho são limitadas pelo diâmetro do corpo destas caldeiras.

Os espelhos são chapas planas cortadas em forma circular, de modo que encaixem nas duas extremidades do corpo da caldeira e são fixadas através de soldagem. Sofrem um processo de furação, por onde os tubos de fumaça deverão passar. Os tubos são fixados por meio de mandrilamento ou soldagem.

O feixe tubular, ou tubos de fogo, é composto de tubos que são responsáveis pela absorção do calor contido nos gases de exaustão usados para o aquecimento da água. Ligam o espelho frontal com o posterior, podendo ser de um, dois ou três passes (Figura 16.2).



16.2 Partes Componentes da Caldeira

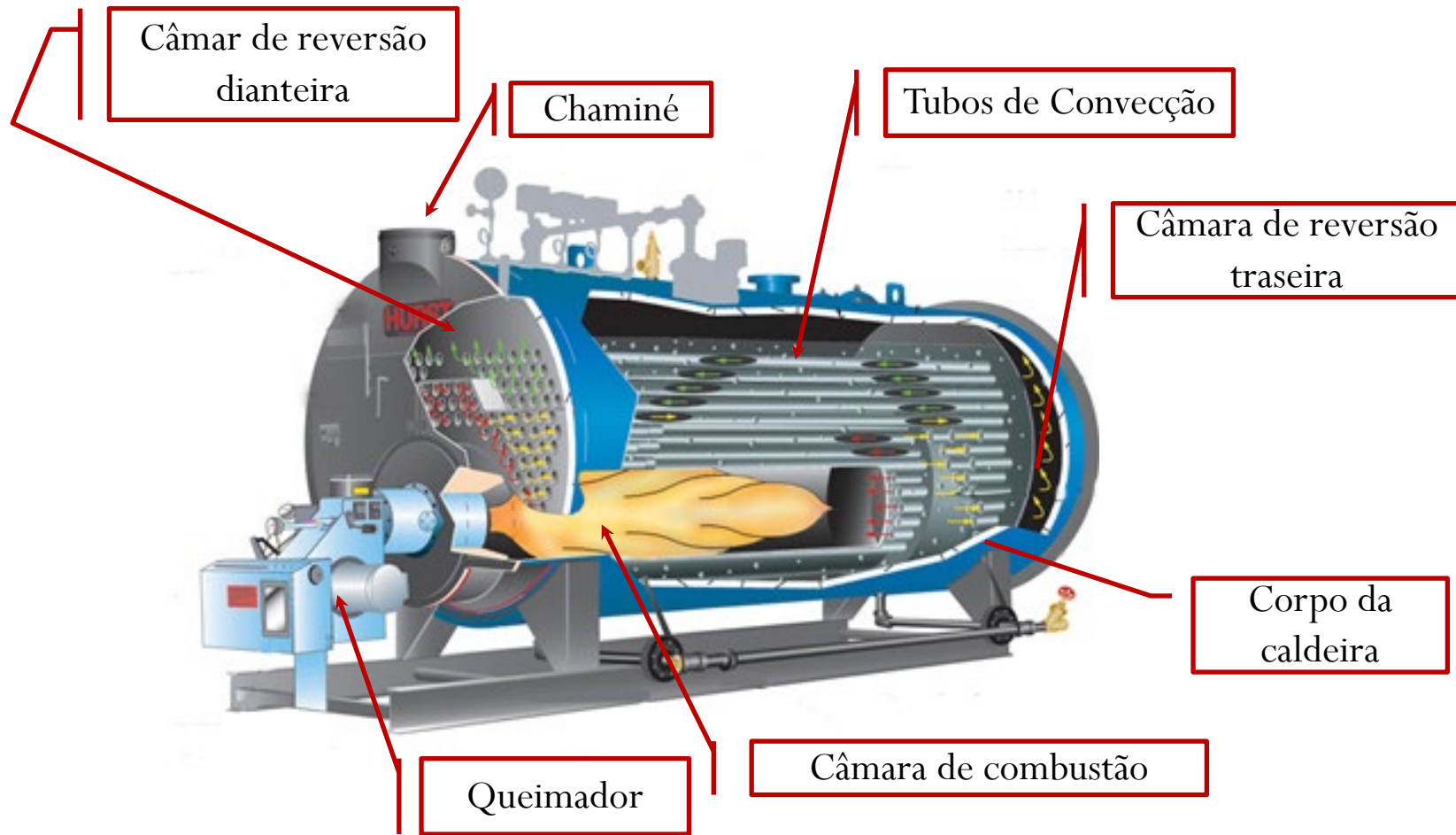


Figura 16.1 Partes principais da caldeira flamotubular

16.2 Partes Componentes da Caldeira

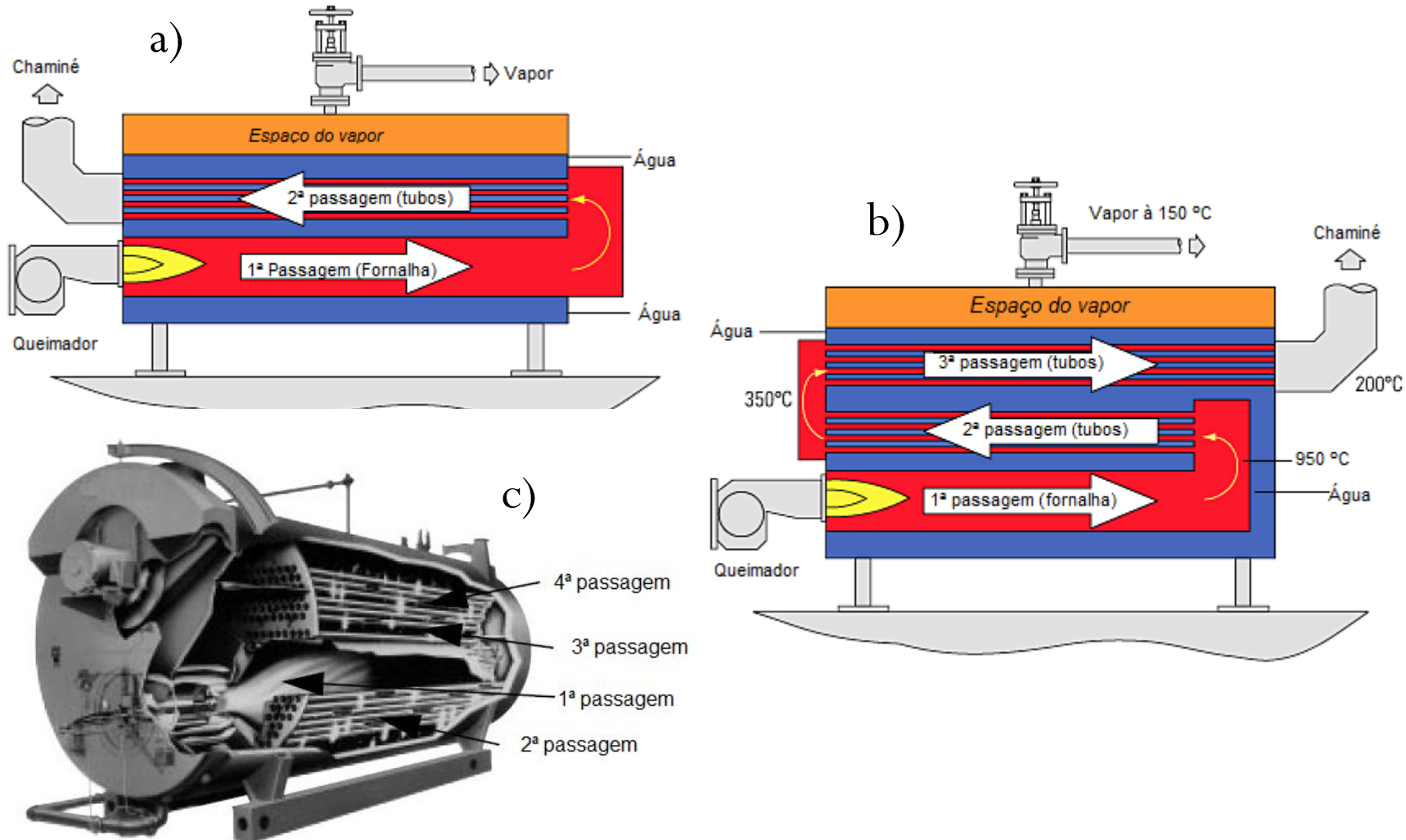


Figura 16.2 Caldeiras com duas a), três b) e quatro c) passagens



16.2 Partes Componentes da Caldeira

Os tubos são envolvidos pelo casco, que comporta a água, sendo que esta entra, geralmente à temperatura ambiente e sai no estado de vapor.

As câmaras de reversão podem ser secas (*Dry Back*) Figura 16.3 ou húmidas (*Wet Back*) Figura 16.4. Quando elas estão no interior da caldeira em contacto com a água denominam-se húmidas e quando não têm contacto com a água, secas.

Na fornalha procede-se à troca de calor por radiação e uma pequena parte por convecção. É o componente mais importante da caldeira, porque é onde ocorre a queima do combustível, ou seja, onde se gera o calor necessário ao sistema. No seu interior é que ocorre a maior temperatura de todo o gerador de vapor, é lá onde se processa a maior troca de calor de toda a caldeira, chegando a ser mais de 50% do total da caldeira. É a fornalha a maior responsável pela limitação da capacidade da caldeira e onde um stress de material acarretaria maiores inconvenientes.



16.2 Partes Componentes da Caldeira

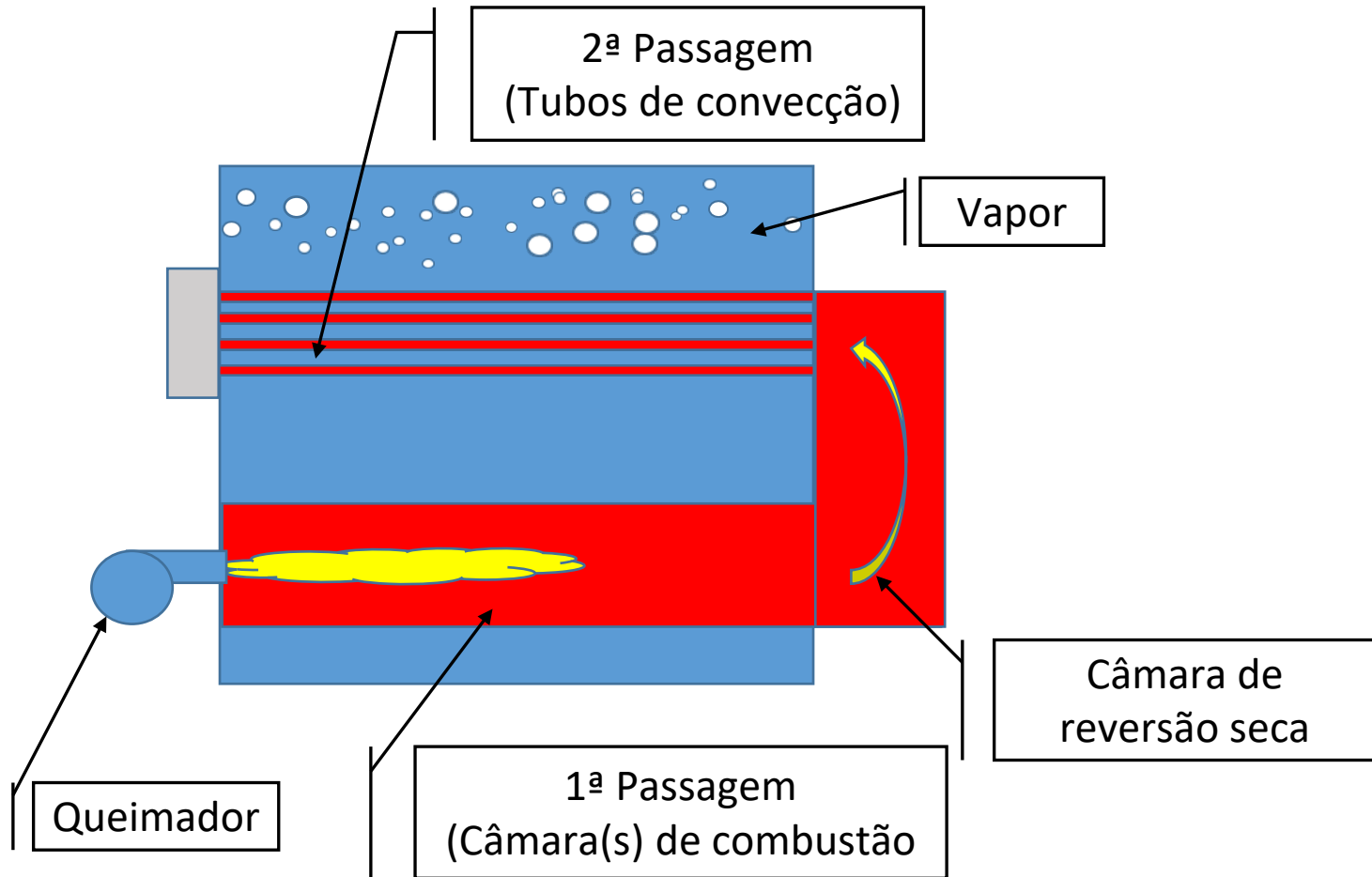


Figura 16.3 Caldeira com câmara de reversão seca

16.2 Partes Componentes da Caldeira

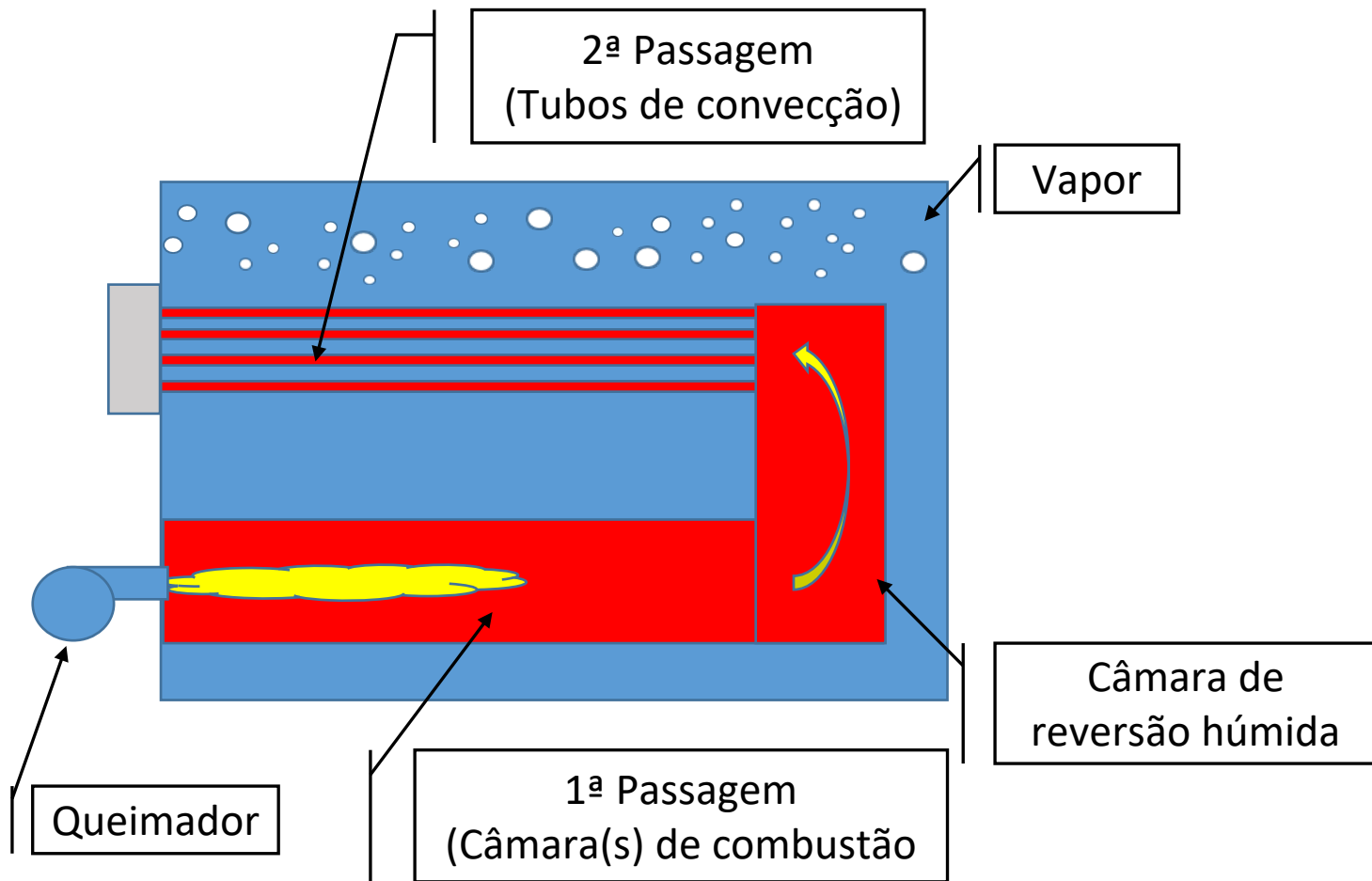


Figura 16.4 Caldeira com câmara de reversão húmida



16.2 Partes Componentes da Caldeira

A harmonia entre a forma geométrica da fornalha e a chama, determina todo o equilíbrio térmico da caldeira.

Na câmara de reversão traseira efectua-se a troca de calor por radiação. Ela situa-se no fim da fornalha. Habitualmente é cilíndrica, com diâmetro suficiente para conter no seu interior um espelho que ancora a fornalha e aloja a extremidade traseira dos tubos da segunda passagem de gases. É construída em chapa de aço, e resfriada pela água do sistema no caso de câmara húmidas (*Wet-Back*).

No seu interior, os gases, após descreverem um ângulo de 180° na sua trajectória, são encaminhados para a segunda passagem.

16.3 Dimensionamento da Caldeira

A maioria das caldeiras flamotubulares usam combustíveis líquidos ou gasosos, por isso o dimensionamento será feito para combustíveis que se encontram neste estado físico.

O dimensionamento consiste em gerar uma geometria para a caldeira, a partir das condições do processo, que fornece a área de troca necessária para produzir vapor nas condições pré-estabelecidas. Estas caldeiras são compactas, operam com gás ou combustível líquido, com a circulação de produtos de combustão assegurada por ventiladores. Estas unidades compactas incorporam em uma única peça todos equipamentos indispensáveis à sua operação: queimador, bomba de alimentação de água, controladores automáticos e pertences auxiliares, constituindo um todo transportável e pronto a operar em curto prazo numa instalação, dispensando serviços especiais de fundação, instalação e montagem.



16.3 Dimensionamento da Caldeira

O diâmetro da fornalha pode atingir 66 polegadas (1,7 metros) e o comprimento de 60 pés (cerca de 18 metros) , segundo Shields (1961).

A fornalha pode situar-se na parte central ou na parte inferior da caldeira e o retorno dos gases pode ser feito por baixo, por cima ou pelo meio, conforme o arranjo que se deseja (Figura 16.5).

O diâmetro usual dos tubos de convecção vai de 1 a 6 polegadas, com incrementos comerciais e espessuras que variam de 1/16 até ¼ de polegadas.

O número de tubos de convecção por volta da chama varia em tornos de 30 tubos, para pequenas produções de água (em torno de 500kg/h), até valores acima de 100 tubos para produção de maiores vapores de água (em torno de 4000 kg/h).

A razão usual entre o comprimento e o diâmetro da fornalha varia entre 3,5 a 6 de acordo com os fabricantes.



16.3 Dimensionamento da Caldeira



a)



b)

Figura 16.5 Caldeira com fornalha na parte central a) com fornalha na parte inferior b)



16.3 Dimensionamento da Caldeira

Conhecidas as condições do processo é necessário gerar uma geometria para a caldeira, ou seja o comprimento e diâmetro da fornalha, o número e o diâmetro dos tubos convectivos e o número de trajectos para que se tenha uma área de troca de calor que atenda às condições do processo.

A geometria de uma caldeira flamotubular pode ser obtida por três vias diferentes:

A partir de uma caldeira já existente. Neste caso parte-se de dimensões de caldeiras existentes no mercado e a partir destas calcula-se o rendimento térmico e a transferência de calor, o passo seguinte é a verificação.



16.3 Dimensionamento da Caldeira

Tabela 16.1 Dimensões usuais de caldeiras flamotubulares (Ata Combustão Técnica S.A.).

Características	Unidade	TIPO DE CALDEIRA ATA				
		02	08	14	18	20
Super Aquecimento	m ²	15,5	31	62	100	124
Produção de Vapor	Kg/h	500	1000	2000	3300	4000
Diâmetro da Fornalha	m	0,4	0,45	0,6	0,7	0,73
Comprimento da Fornalha	m	1,412	2,40	3,20	3,762	4,032
Diâmetro dos Tubos	pol	1,5	2	2,5	2,5	2,5
Número de tubos 1º Trajecto	-	53	50	61	83	96
Número de tubos 2º Trajecto	-	36	32	36	50	58
Comprimento dos tubos	m	1,430	-	-	3,78	4,05



16.3 Dimensionamento da Caldeira

Uso de relações empíricas. Para a utilização deste método parte-se de relações de transferência de calor por unidade de área e de tempo encontradas na prática, para se obter uma área de troca de calor que atenda às condições do processo. Vários autores como Lobo e Evans (1939) e Dongen (1982) fizeram a revisão de equações empíricas para predizerem a transferência de calor no interior da câmara de combustão e muitos dos resultados foram apresentados na forma gráfica.

As relações empíricas são geralmente usadas para o cálculo da carga da câmara de combustão ou para o cálculo da área da superfície de aquecimento.

Para caldeiras que operam com combustíveis pulverizados, Pera (1966) fornece algumas relações para o cálculo da carga da câmara por unidade de tempo e por unidade de área superficial da fornalha. A carga fornece o volume da fornalha que no caso de caldeiras flamotubulares tem a geometria cilíndrica.



16.3 Dimensionamento da Caldeira

Tabela 16.2 Carga térmica em função do combustível e da câmara de reversão

Combustível	Carga (kW/m ²)		
Combustível Líquido			
• Câmara de reversão seca	209,34	a	232,60
• Câmara de reversão húmida	348,90	a	930,40
Carvão Pulverizado			
• Câmara de reversão seca	116,30	a	232,60
• Câmara de reversão húmida	209,34	a	407,05



16.3 Dimensionamento da Caldeira

Para o cálculo de superfícies de aquecimento relativamente a produção de vapor em kg por hora e por metro quadrado de superfície, para alguns tipos de caldeira Nuber et all (1972) recomendam os seguintes valores para a queima de carvão pulverizado, combustível líquido ou gasoso.

Tabela 16.3 Produção de vapor por área em função do tipo de caldeira

Tipo de caldeira	Carga térmica kg/m ² ·hora
Escocesa	25
Multitubular	20
Locomotiva	27
Vertical	18

Para estas mesmas caldeiras são apresentadas na Tabela 16.4 os valores usuais para as áreas das superfícies de aquecimento.

Tabela 16.4 área da superfície de aquecimento em função do tipo de caldeira

Tipo de caldeira	Área da Superfície (m ²)		
Escocesa	50	a	200
Multitubular	20	a	300
Locomotiva	10	a	120
Vertical	5	a	50



16.3 Dimensionamento da Caldeira

Método Analítico. Existem várias abordagens analíticas sobre a transferência de calor por radiação numa fornalha cilíndrica, entre elas destacam-se os trabalhos de Mahallawy (1978), Khalil e Abou-Arab (1978) e Hottel e Sarofin (1967).

O método que se apresenta baseia-se no método de Hottel (1954), proposto posteriormente por Chadderton (1981) para aplicação em caldeiras flamotubulares. Ele pode ser usado para gerar a geometria de uma caldeira ou, alternativamente, para o dimensionamento térmico definitivo de caldeiras com queimadores de chama curta.

A aplicação do método baseia-se nas seguintes hipóteses:

- A combustão é instantânea e completa na entrada da fornalha;
- Os produtos de combustão encontram-se à temperatura adiabática de chama na entrada da fornalha;
- O gradiente de temperatura na direcção radial é desprezível;
- O eventual efeito de rotação da mistura ar-combustível na entrada da câmara de combustão não é considerado; e
- O escoamento dos produtos de combustão tem a velocidade uniforme.



16.3 Dimensionamento da Caldeira

Ao considerar-se que a combustão é instantânea e completa na entrada da fornalha pode-se fazer o cálculo do diâmetro da fornalha, pois deixa-se de considerar a parcela de calor liberta pelo combustível ao longo da chama.

Com este método pretende-se gerar uma geometria da câmara de combustão e para tal utilizam-se os dados de entrada e as equações de transferência de calor tanto para o cálculo do comprimento como do diâmetro da fornalha.

O número de trajectos que os gases percorrem na fornalha relaciona o comprimento da fornalha com o comprimento total dos tubos de convecção, é um dado de entrada também como o diâmetro e o número de tubos de convecção.



16.3 Dimensionamento da Caldeira

Uma variável que requer especial atenção é a temperatura de saída do gás da fornalha. A sua variação afecta a transferência de calor tanto na fornalha como nos tubos de convecção. Gunn (1963) propôs 955°C como o valor máximo da temperatura a ser usado nos cálculos.

Hoje, sabe-se que o maior responsável por trincas de espelhos traseiros e de tubos da 2^a passagem, é a alta temperatura dos gases na câmara de reversão traseira. Tal temperatura, quando superior a 950°C, acarreta o seguinte:

- Aumenta as tensões de cisalhamento no espelho traseiro e na câmara de reversão, devido a maior variação de temperatura entre as faces de suas paredes;
- Aumenta a velocidade do fluxo dos gases na entrada dos tubos da 2^a passagem;
- Aumenta a troca de calor por radiação no início do feixe de tubos;

Dependendo da resistência do refractário em caldeiras de câmara seca, utilizam-se valores superiores à 950 °C.



16.3. Dados de Partida

Para se começar um projecto de Gerador de vapor, deve-se ter os dados de entrada, pois, só através destes pode-se iniciar a execução dos cálculos.

- Demanda de vapor de água;
- Pressão de trabalho;
- Temperatura de saturação;
- Temperatura de saída dos gases na fornalha;
- Temperatura dos gases na chaminé;
- Excesso de ar;
- Composição do combustível;
- Emitância da superfície do casco;
- Tensão admissível dos tubos;
- Pressão crítica da água;
- Número de tubos de convecção;
- Número de trajectos.



16.4 Cálculos Iniciais

Os cálculos iniciais são feitos com objectivo de determinar o consumo de combustível na unidade geradora de vapor.

$$B = \frac{G_o (I_v - I_{aa})}{\eta_v \cdot Q_{disp}} \quad (16.1)$$

Onde:

I_{aa} – é a entalpia da água de alimentação

I_v – é a entalpia da água no estado de vapor saturado

B – é o fluxo mássico de combustível

G_o – é o consumo de vapor de água

Q_{disp} é o calor disponível

η_v - é o rendimento térmico do gerador de vapor



16.4 Cálculos Iniciais

Os cálculos iniciais compreendem um balanço estequiométrico da reacção do combustível com o ar, tomando em conta o excesso de ar, determinando os produtos de combustão, a combustão é considerada completa por hipótese.

Uma parte da energia térmica obtida pela reacção entre o combustível e o ar, é usada para o aquecimento da água, e a outra parcela constitui as perdas no sistema.

Para a determinação das perdas numa caldeira utilizam-se dois métodos o Balanço Directo ou o Balanço Indirecto.

O método de balanço directo consiste em relacionar os dados de saída útil (vapor) e da entrada de calor (ou seja, quantidade e qualidade de combustível) para avaliar a eficiência da instalação. Este método utiliza-se para caldeiras que já se encontrem em funcionamento.



16.4.1 O Método de Balanço Indirecto

O Método de Balanço Indirecto baseia-se na aplicação directa da Primeira Lei da Termodinâmica que é a Lei de Conservação de Energia e que preconiza que para um sistema fechado, a energia que entra no mesmo é igual a soma da variação da energia interna do sistema mais a energia que abandona o mesmo. Medindo a energia que abandona o sistema por meio das perdas, pode-se computar a energia útil e da relação desta com o calor fornecido, o rendimento da unidade geradora de vapor.

Este método de avaliação das perdas também pode não produzir um valor numérico preciso, pois é praticamente impossível medir e avaliar todas as possíveis perdas de calor e energia com razoável precisão, já que nem sempre se dispões de dados ou condições favoráveis para tanto. Algumas perdas são desprezíveis em sua ordem de grandeza, e o esforço para avaliá-las pode não ser compensador.



16.4.1 O Método de Balanço Indirecto

O grande mérito deste método está justamente em se poder avaliar as perdas mais significativas e fornecer condições e dados a fim de minimizá-las, actuando directamente no desempenho do sistema e no melhor aproveitamento de energia.

Uma parte do calor disponível é utilizado para gerar vapor (Q_1) e o restante transforma-se em perdas de calor, o que pode ser demonstrado pela seguinte expressão:

$$Q_{disp} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 \quad (16.2)$$





16.4.1 O Método de Balanço Indirecto

Onde:

- Q_1 - é o calor utilizado para a vaporização da água em kJ/h ou kW;
- Q_2 - é o calor que se perde nas cinzas em kJ/h ou kW;
- Q_3 - é o calor que se perde com gases efluentes (de escape) em kJ/h ou kW;
- Q_4 - é o calor que se perde por combustão mecânica incompleta representada pela fuligem arrastada por toda a caldeira até a chaminé em kJ/h ou kW;
- Q_5 - é o calor que se perde devido à combustão química incompleta representada pelos gases CO e H₂ que se desprendem na chaminé em kJ/h ou kW;
- Q_6 - é o calor que se perde para o meio ambiente por convecção e radiação em kJ/h ou kW;
- Q_7 - é o calor que se perde para o meio ambiente pelas purgas em kJ/h ou kW.

16.4.1 O Método de Balanço Indirecto

Dividindo todos os termos da expressão anterior pelo calor disponível (Q_{disp}) e multiplicando por 100% obtém-se:

$$100\% = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 + q_7 \quad (16.3a)$$

Onde:

q_1 - é a razão entre o calor utilizado para a vaporização da água e o disponível em %;

q_2 - é a fracção de perdas de calor com as cinzas em %;

q_3 - é a fracção de perdas com gases efluentes (de escape) em %;

q_4 - é a fracção de perdas por combustão mecânica incompleta em %;

q_5 - é a fracção de perdas por combustão química incompleta em %;

q_6 - é a fracção de perdas para o meio ambiente por convecção e radiação em %;

q_7 - é a fracção de perdas associadas às purgas em %.

Calculam-se as perdas q_2 , q_3 , q_4 , q_5 , q_6 e q_7 e determina-se o rendimento do gerador de vapor por meio de:

$$\eta_v = 100 \frac{Q_1}{Q_{disp}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 + q_7) \quad (16.3b)$$



Energia Disponível (Q_{disp})

A energia resultante da queima do combustível determina-se da fórmula geral:

$$Q_{disp} = Q_i + Q_{fis,ar} + Q_{fis,comb} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (16.4)$$

Onde:

Q_i – é o poder calorífico inferior do combustível com referência a 0°C ;

$Q_{fis,ar}$ – é o calor introduzido na caldeira com o ar pré-aquecido fora da caldeira em kJ/kg ;

$Q_{fis,comb}$ – é o calor físico do combustível que é tomado em consideração quando o combustível é aquecido por uma fonte externa por exemplo gases quentes, vapor, etc... em kJ/kg .

Em alguns casos o vapor é utilizado para atomizar o combustível ou soprar a fuligem, sendo assim torna-se necessário contabilizar a energia que é adicionada na fornalha por este meio (Q_v).



Energia Disponível (Q_{disp})

Existem casos, na queima de xistos, que se torna necessário utilizar uma parcela de energia para decompor os carbonatos presentes. Se esta energia não tiver sido considerada no cálculo do poder calorífico, é necessário introduzi-la como parcela do calor disponível (Q_{dc}). Se considerarem-se estas duas últimas parcelas a Expressão que caracteriza o calor disponível toma a forma:

$$Q_{disp} = Q_i + Q_{fis,ar} + Q_{fis,comb} + Q_v + Q_{dc} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (16.5)$$

Onde:

Q_i – é o poder calorífico inferior do combustível com referência a 0°C ;

$Q_{fis,ar}$ – é o calor introduzido na caldeira com o ar pré-aquecido fora da caldeira em kJ/kg;

$Q_{fis,comb}$ – é o calor físico do combustível que é tomado em consideração quando o combustível é aquecido por uma fonte externa por exemplo gases quentes, vapor, etc... em kJ/kg;

Q_v – é o valor adicionado por meio de vapor para atomizar o combustível ou soprar a fuligem em kJ/kg;

Q_{dc} – é o calor utilizado para decompor carbonatos presentes no combustível em kJ/kg.



q_2 - Perdas de calor com as cinzas

Durante a combustão, pequenas quantidades de carbono são arrastadas pelas cinzas volantes ou depositadas no fundo do cinzeiro e isso constitui um potencial de perdas de calor do combustível. Para avaliar essas perdas de calor, amostras de cinzas devem ser analisadas quanto ao teor de carbono que possuem, como a quantidade de cinzas produzidas por unidade de combustível.

As perdas de calor com as cinzas calculam-se da seguinte relação:

$$q_2 = P_{cv} + P_{cf} \quad [\%] \quad (16.6)$$

Em que:

P_{cv} – são as perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes;

P_{cf} – são as perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo.



a) Perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes (P_{cv})

É uma perda ocasional que determina-se estabelecendo o peso do combustível arrastado com as cinzas e só é aplicável a combustíveis sólidos. Num bom projecto de fornalha estas perdas devem ser nulas.

A perda de calor sensível nas cinzas volantes determina-se por:

$$P_{cv} = \frac{A \cdot F_{cv} \cdot C_{cv} \cdot 33820 \cdot 100}{(1 - C_{cv}) \cdot Q_i} \quad (16.7)$$

Em que:

P_{cv} - perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes (%);

A - fracção em peso de inertes no combustível (com base na sua composição às condições de queima);

F_{cv} - fracção em peso das cinzas volantes em relação ao total de inertes do combustível;

C_{cv} - fracção em peso do combustível nas cinzas volantes;

Q_i - Poder Calorífico Inferior do combustível nas condições de queima (kJ/kg).



b) Perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo (P_{cf})

É também uma perda ocasional que determina-se estabelecendo o peso do combustível arrastado com as cinzas de fundo e só é aplicável a combustíveis sólidos.

$$P_{cf} = \frac{A \cdot F_{cf} \cdot C_{cf} \cdot 33820 \cdot 100}{(1 - C_{cf}) \cdot Q_i} \quad (16.8)$$

Em que:

P_{cf} - perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo (%);

A - fracção em peso de inertes no combustível (com base na sua composição às condições de queima);

F_{cf} - fracção em peso das cinzas volantes em relação ao total de inertes do combustível;

C_{cf} - fracção em peso do combustível nas cinzas volantes;

Q_i - Poder Calorífico Inferior do combustível nas condições de queima (kJ/kg).



b) Perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo (P_{cf})

As perdas com as cinzas são consideradas nos cálculos de gerador de vapor, no caso de queima de combustível sólido quando verifica-se a condição seguinte:

$$A \geq 2.5 \times 10^{-3} \cdot Q_i \quad (16.9)$$

Em que:

A - fracção em peso de inertes (cinzas) no combustível (com base na sua composição às condições de queima);

Q_i - Poder Calorífico Inferior do combustível nas condições de queima (kJ/kg).



q_3 - Perdas com gases de efluentes (de escape)

Os gases de escape libertos pela chaminé, transportam consigo uma certa quantidade de energia térmica produzida pela combustão. Esta energia não tem um aproveitamento útil e é liberta para o ambiente. As perdas de calor sensível estão associadas aos gases secos que saem pela chaminé, como também ao vapor de água que se encontra nesses gases. Estas perdas são avaliadas da seguinte relação:

$$q_3 = P_{gc} + P_{H_2O} \quad [\%] \quad (16.10)$$

Em que:

P_{gc} – são as perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão %;

P_{H_2O} são as perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão%.



a) Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão (P_{gc})

$$P_{gc} = \frac{k_1 \cdot (T_g - T_a) \cdot [1 - (P_{cv} + P_{cf})/100]}{CO_2} \quad (16.11)$$

Em que:

P_{gc} - perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão (%);

T_g - temperatura dos gases de combustão à saída da caldeira (°C) (geralmente escolhe-se uma temperatura de 50°C acima da temperatura do vapor);

T_a - temperatura do ar de combustão à entrada da caldeira (°C);

P_{cv} e P_{cf} - perdas já referidas anteriormente (apenas aplicável a combustíveis sólidos);

CO_2 - % em volume de CO_2 presente nos gases de combustão;

k_1 - constante que depende do combustível utilizado.



a) Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão (P_{gc})

Tabela 16.5 Valor de k_1 para cálculos com base no Poder Calorífico Inferior.

Combustível	Valor de k_1
Carvão betuminoso	0,66
Gasóleo	0,51
“Thick”, “Thin” e “burner” oleos	0,54
GPL (Propano)	0,45
Gás Natural	0,395

Os valores de k_1 podem ser calculados para qualquer combustível sólido ou líquido, com recurso à seguinte fórmula:

$$k_1 = \frac{(255 \times C)}{Q_i} \quad (16.12)$$



a) Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão (P_{gc})

Em que:

C - é a percentagem em peso de carbono presente no combustível (nas condições de queima)

Q_i - é o Poder Calorífico Inferior do combustível nas condições de queima (kJ/kg).

Quando a análise dos gases de combustão inclui a medição de oxigénio (O_2) em vez de dióxido de carbono (CO_2), é possível calcular o teor de CO_2 da seguinte forma:

$$CO_2 = \left(1 - \frac{O_2}{21}\right) \times CO_{2t} \quad (16.13)$$

Em que:

CO_{2t} - é a percentagem máxima de Dióxido de Carbono (% CO_2) teórica nas condições estequiométricas (excesso de ar igual a zero).



a) Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão (P_{gc})

Tabela 16.6 Valores de teóricos de CO_2 nos gases de combustão.

Combustível	% de CO_2t nos gases secos
Bagaço	20,3
Madeira	19,9
“Thick”, “thin” e “burner” óleos	15,8
Gasóleo	15,5
GPL (Propano)	13,8
Gás Natural	12,1



a) Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão (P_{gc})

Em alternativa, para os combustíveis essencialmente constituídos por carbono e hidrogénio, pode ser usada a seguinte equação:

$$CO_2t = \frac{(C/12) \cdot 100}{(4,78 \cdot C/12 + 1,89H/2)} \quad (16.14)$$

Em que:

C - é a percentagem em peso de carbono no combustível;

H - é a percentagem em peso de hidrogénio no combustível.



b) Perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão (P_{H_2O})

$$P_{H_2O} = \frac{(m_{H_2O} + 9H) \cdot [210 - 4,2 \cdot T_a + 2,1 \cdot T_g]}{Q_i} \quad (16.15)$$

Em que

P_{H_2O} - perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão (%);

m_{H_2O} (W) - % em peso da humidade no combustível nas condições de queima (%);

H - % em peso de hidrogénio no combustível nas condições de queima (%);

T_a - temperatura do ar de combustão (°C);

T_g - temperatura dos gases de combustão à saída da caldeira (°C);

Q_i - Poder Calorífico Inferior do combustível nas condições de queima (kJ/kg).



b) Perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão (P_{H_2O})

Tabela 16.7 Teores de hidrogénio e humidade para vários combustíveis.

Combustível	% em peso de hidrogénio	% em peso de humidade
Coque	2,0	2,0
Antracite	3,0	1,0
Carvão betuminoso	4,0	7,0
Gasóleo	13,0	-
“Thick”, “thin” e “burner” oleos	11,5	-
GPL (Propano)	18,2	-
Gás Natural	21,6	-
Turfa	6,4	20,0
Madeira	6,8	15,0



b) Perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão (P_{H_2O})

Quanto maior for a temperatura dos gases de combustão à saída da caldeira, tanto maior serão as perdas associadas ao calor sensível dos gases.

A diminuição das perdas com o calor sensível é um dos objectivos primordiais dos projectistas de geradores de vapor. A queda da temperatura de saída dos gases consegue-se com a introdução de economizadores (Figura 16.6) ou pré-aquecedores de ar.

Pode-se reduzir a temperatura de saída de gases de 400 C (que representam cerca de 25 a 30% de perdas) até os 150C. Não convém porém baixar demasiado a temperatura, principalmente quando o combustível tem enxofre que influi na elevação do Ponto de Orvalho que é a temperatura à qual o vapor de água presente no gás de escape passa ao estado líquido na forma de pequenas gotas.



b) Perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão (P_{H_2O})

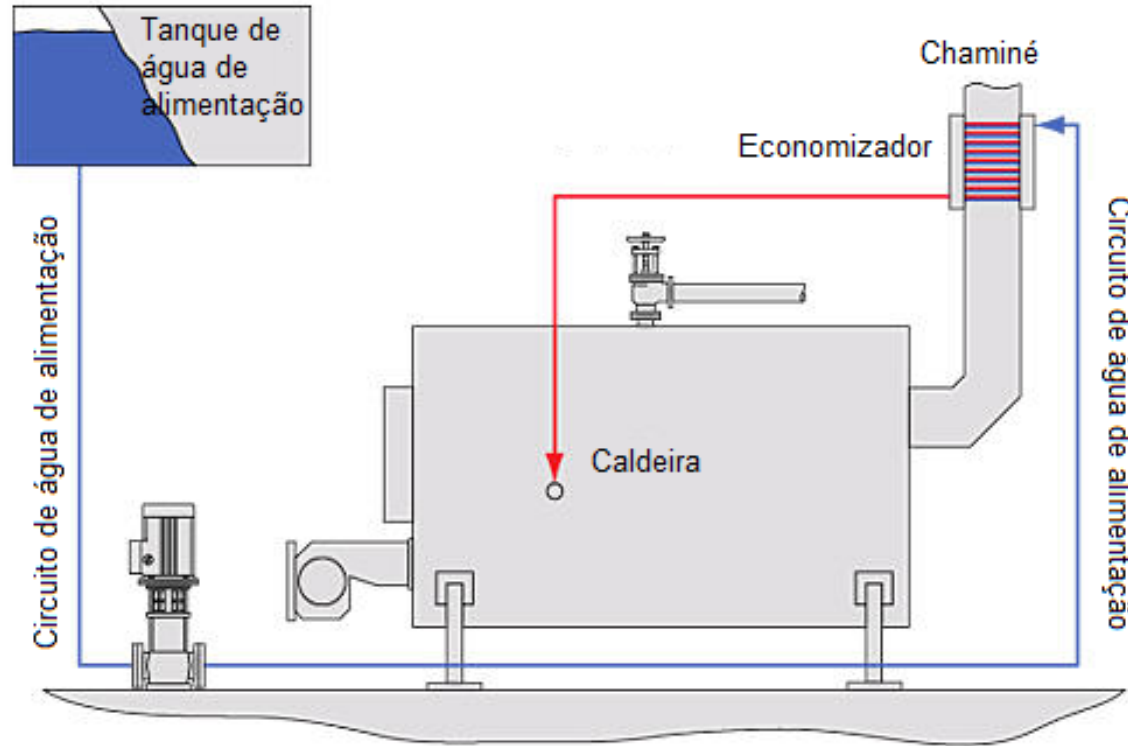


Figura 16.6 Economizador de uma caldeira flamotubular

q_4 - Perdas de calor associadas à combustão incompleta mecânica

As perdas de fuligem são tipicamente ocasionais e próprias de fornalhas mal dimensionadas.

Mesmo quando a natureza do combustível facilita a formação de fuligem arrastando-a para as partes subsequentes do gerador, deve prever-se um sistema de captação que permita retorna-la à fornalha.

Quando o tamanho da unidade geradora de vapor justificar a introdução de equipamentos adicionais para a captação e retorno da fuligem, deve-se limitar estas perdas ao máximo de 1-5%.

Valores típicos das perdas por combustão química incompleta em função do combustível utilizado apresentam-se na Tabela 16.8.



q_4 - Perdas de calor associadas à combustão incompleta mecânica

Tabela 16.8 Perdas por combustão química incompleta em função do combustível.

Tipo de Combustível	Perdas q_4 (%)
Combustível Sólido	3-5
Combustível Líquido	1
Combustível gasoso	2-3



q_5 - Perdas de calor associadas à combustão incompleta química

Os produtos formados pela combustão incompleta podem ser misturados com oxigénio e queimados com o fim de recuperação da energia neles contida. Os gases de escape das caldeiras incluem produtos como o Monóxido de Carbono (CO), o Hidrogénio (H_2) e ainda outros hidrocarbonetos. O Monóxido de carbono é o único gás cuja concentração pode ser devidamente determinada numa auditoria a um gerador de vapor.

As perdas relacionadas com o Monóxido de Carbono, de princípio devem-se anular, por quase sempre se tratar de uma combustão com excesso de ar. No entanto, se for estabelecida a percentagem deste gás na chaminé, as perdas correspondentes determinam-se da seguinte expressão:



q_5 - Perdas de calor associadas à combustão incompleta química

$$P_{CO} = \frac{k_2 \cdot CO \cdot [1 - 0,01 \cdot (P_{cv} + P_{cf})]}{CO + CO_2} \quad (16.16)$$

Em que:

P_{CO} - perdas associadas a não queimados nos gases de combustão (%);

P_{cv} e P_{cf} - perdas de combustível nas cinzas (para combustíveis sólidos) (%);

CO - teor de monóxido de carbono nos gases de combustão (% em vol.);

CO_2 - teor de dióxido de carbono nos gases de combustão (% em vol.);

k_2 - constante que depende do combustível utilizado.



q_5 - Perdas de calor associadas à combustão incompleta química

Tabela 16.9 valores de k_2 para vários combustíveis.

Combustível	Valor de k_2
Carvão betuminoso	63
Gasóleo	53
“Thick”, “thin” e “burner” oleos	54
GPL (Propano)	48
Gás Natural	35,5



q_6 - Perdas de calor ao meio ambiente

Outras perdas de calor de uma caldeira que é necessário tomar em consideração consistem nas perdas de calor por radiação e convecção pelo costado da caldeira para o ambiente da casa da caldeira.

As perdas por irradiação correspondem ao calor do combustível dissipado pelas paredes do gerador de vapor e variam de acordo com o tipo de revestimento do gerador. Uma caldeira integralmente irradiada, pode apresentar perdas que representam apenas 1% do calor do combustível, enquanto as unidades fechadas com tijolos refractários e alvenaria comum sem parede de água podem perder até 5%.



q_6 - Perdas de calor ao meio ambiente

Normalmente as perdas pelo costado e outras perdas não contabilizadas são assumidas com base no tipo e dimensões da caldeira da forma seguinte:

- Para caldeiras industriais flamotubulares compactas = 1,5 a 2,5%
- Para caldeiras industriais aquatubulares = 2 a 3%
- Para caldeiras de centrais térmicas = 0,4 a 1%.

Apresenta-se de seguida alguns valores típicos de perdas de calor pelo costado da caldeira, para os vários tipos de caldeiras. Eles são considerados correctos quando as caldeiras funcionam à capacidade máxima. Nos casos das caldeiras se encontrarem abaixo dos regimes máximos de operação, pode considerar-se que as perdas variam na proporção inversa da razão entre o consumo actual de combustível e o consumo que se verifica à capacidade máxima.



q_6 - Perdas de calor ao meio ambiente

Tabela 16.10 Perdas de calor pelo costado em função do tipo de caldeira

Tipo de caldeira	Perdas à capacidade nominal (% Pr)
Caldeiras de tubos de água e de tubos de fumo com capacidade igual ou acima de 5 MW	1,4
Caldeiras de tubos de água e de tubos de fumo com capacidade entre 2 e 5 MW	1,6
Caldeiras de tubos de água e de tubos de fumo com capacidade abaixo de 2 MW	2,0
Caldeiras de refractário, caldeiras de tubos de fumo com topo seco e caldeiras com soleira de refractário	3,0
Caldeiras de água quente em ferro fundido	4,5



q_7 - Perdas associadas às purgas (apenas aplicáveis às caldeiras de vapor)

$$q_7 = \frac{(T_p - T_{H_2O}) \cdot p \cdot (100 - EP)}{(T_p - T_{H_2O}) \cdot p + (100 - p) \cdot (660 - T_{H_2O})} \quad (16.17)$$

Em que:

q_7 - perdas de calor associadas às purgas (%);

T_p - temperatura das purgas, medida após qualquer recuperação de calor existente (°C);

T_{H_2O} - temperatura da água de alimentação à caldeira (ou à entrada do economizador, no caso de existir) (°C);

(p) - % das purgas em relação ao total de água de alimentação da caldeira (incluindo qualquer produção de vapor “flash”);

EP - somatório de todas as outras perdas referidas nas equações anteriores, isto é, perdas nos gases de combustão, cinzas, etc.



Perda Total

Obtém-se pela soma de todas as perdas. A perda total dos geradores a vapor em serviço regular varia de acordo com a concepção e construção de cada um, podendo variar entre 35 e 10%.

Em caldeiras emparedadas do tipo tubos de fogo com combustível sólido em suporte chega a constatar-se o valor de 35%.

Nos geradores de vapor mais modernos, principalmente destinados às termoelétricas constata-se o valor de 10%.

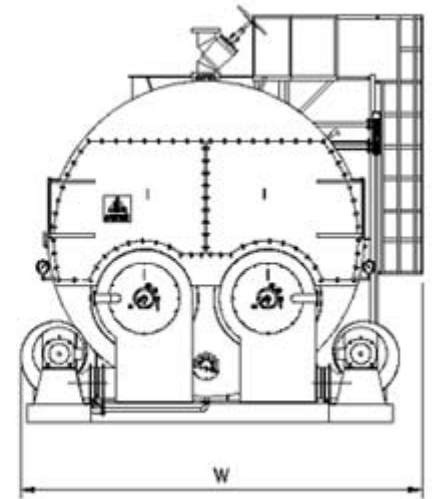
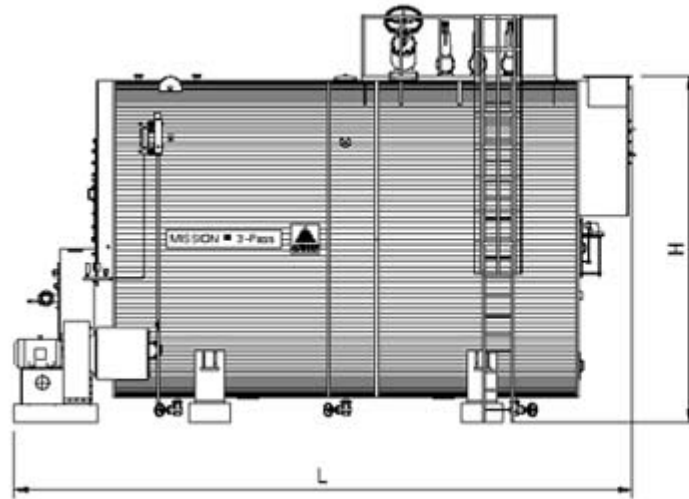
As caldeiras industriais modernas compactas, variam as suas perdas totais entre 13 e 20%

Quando se trata de combustíveis líquidos e gasosos, as perdas resumem-se apenas a perdas por irradiação e perdas por calor sensível dos gases.



Caldeiras Mission 3 Pass

- Caldeira flamotubular para queima de óleo e gás
- Traseira úmida (wet back) com três passagens de gases
- Baixo nível de emissões, devido à otimização do queimador com a fornalha
- Caldeira de alto rendimento (91%)
- Maior capacidade e rendimento podem ser alcançadas com a instalação de economizador
- Fácil manutenção devido às portas de acesso e número reduzido de tubos
- Caldeira fornecida como unidade completa para facilidade de instalação
- Pode ser fornecida opcionalmente com superaquecedor de vapor
- Projeto de acordo com a norma ASME



Caldeiras Mission 3 Pass

Modelo	Capacidade (kg/h)	Dimensões				Peso (ton)	
		L (mm)	W (mm)	H (mm)	Ds (mm)	Vazia	Operação
M3P-2.0	2,000	5,655	2,540	2,523	340	9.0	13.8
M3P-2.5	2,500	5,847	2,660	2,629	340	9.5	15.3
M3P-3.2	3,200	6,044	2,860	2,834	340	10.5	17.3
M3P-4.0	4,000	6,412	2,920	3,099	500	12.5	20.7
M3P-5.0	5,000	6,962	2,970	3,052	500	14.5	24.3
M3P-6.5	6,500	7,130	3,260	3,380	500	16.5	28.2
M3P-8.0	8,000	7,389	3,340	3,430	600	21.0	35.3
M3P-10	10,000	7,594	3,510	3,645	600	26.0	46.2
M3P-12	12,000	8,052	3,850	3,865	600	31.0	52.4
M3P-15	15,000	8,780	4,390	4,010	750	33.6	60.3
M3P-17	17,000	9,350	4,370	4,290	750	42.0	74.7
M3P-20 1F	20,000	9,500	4,600	4,500	1,160	45,8	82,2
M3P-20	20,000	8,090	5,580	4,610	1,160	50.0	88.1
M3P-24	24,000	8,400	5,780	4,820	1,160	53.0	96.4
M3P-30	30,000	8,900	6,020	5,140	1,500	66.0	116.7
M3P-34	34,000	9,400	6,260	5,380	1,500	77.0	137.8

