

Í N D I C E

1. Introdução.....	Fl. 01
2. Caldeiras.....	Fl. 02
3. Dados de Projeto.....	Fl. 09
4. Cálculos Térmicos.....	Fl. 09
5. Cálculos Mecânicos.....	Fl. 18
6. Fluxograma da Instalação Mecânica.....	Fl. 21
7. Instalação de Controle.....	Fl. 22
- Bibliografia.....	Fl. 23
- Anexos.....	Fl. 25

I - INTRODUÇÃO

O presente trabalho visa o dimensionamento de uma caldeira para recuperação de calor de escape de um motor Diesel Marítimo e se insere na crescente preocupação de otimizar ao máximo o uso de energia principalmente das fontes de energia não renováveis como o petróleo que vem ocorrendo desde a primeira crise do petróleo em 1974, quando os países Arabes da OPEP (ORGANIZAÇÃO DOS PAÍSES EXPORTADORES DE PETRÓLEO) através do aumento dos preços do petróleo e de ameaças de embargo de seu envio aos países aliados a Israel, país este com quem estavam em guerra, mostraram ao mundo que o petróleo é uma fonte de energia esgotável e que está desigualmente distribuída ao redor do globo, dando margem a seu uso como fonte de pressão política pelo reduzido número de países grandes produtores de petróleo

Desde então ficou clara a necessidade de usar com critério esta fonte de energia e tem sido um desafio permanente de engenharia projetar não só equipamentos mais eficientes em seu uso como também sistemas de produção mais econômicos quanto ao dispêndio de energia para produção de um determinado insumo. Outra linha de trabalho tem sido a busca de fontes alternativas de energia, tanto as renováveis como a eólica, de biomassa (de que o programa nacional do álcool é o mais expressivo exemplo a nível mundial), solar, das marés, hidroeletricidade, etc quanto as não renováveis como a energia nuclear, o carvão mineral, o xisto etc.

Um dos caminhos que tem sido adotado nesta busca de racionalização do uso de energia é o reaproveitamento da energia residual dos processos industriais como a utilização do bagaço de cana, de restos de madeira, etc como combustível ou aproveitamento de gases quentes resultantes de algum processo industrial como a recuperação do licor negro na indústria de celulose, dos gases quentes de um forno Siemens-Martin nas indústrias Siderúrgicas ou os gases de escape de um motor de grande porte, que é o caso em

que se enquadra este trabalho, utilizando uma parcela de energia do processo industrial principal que estava sendo desperdiçada para produzir trabalho útil.

A recuperação de calor de gases de escape de um motor Diesel Ma rítimo para produção de vapor é interessante mesmo levando-se em / conta a baixa temperatura dos gases de saída do motor (No caso deste / projeto Motor Diesel de dois tempos com gases de saída a 245 graus / Celsius) dada grande vazão de gases de escape de um motor deste porte o que significa que mesmo diminuído pouco sua temperatura, na cadeia de recuperação, consegue-se recuperar uma expressiva quantidade de va por, que pode ser utilizada para movimentar máquinas auxiliares, aquecimento de água ou ambientes interiores do navio etc.

Tendo em vista o exposto acima, este trabalho tem o objetivo de enfocar o projeto de uma caldeira de recuperação dos gases de um mo tor Diesel- Marítimo, para aproveitar a energia residual que sai com / esses gases.

2- CALDEIRAS

2.1- DEFINIÇÃO

A caldeira ou gerador de vapor é um trocador de calor completo que produz vapor a partir de um fluido quente na grande maioria das vezes, constituindo dos gases quentes oriundas de uma fornalha acoplada à própria caldeira, ou o que é menos comum, provenientes de forno de secagem ou dos gases de escapes de um motor a explosão in terna quando são chamados então de caldeiras de recuperação de calor sensível.

As caldeiras são equipamentos de importância vital e crescente na indústria moderna, podendo ter aplicações das mais modestas as / mais nobres e imponentes, desde que se necessite de vapor d' água / uma caldeira pode estar presente, seja para uma simples desinfecção / e lavagem de utensílios e ropupas em Hospitais, como na pasteurização de leite, como no fornecimento de vapor em instalações químicas

de gascificação de óleo, ou no acionamento de diferentes máquinas - como prensas, locomotivas, navios ou em turbinas de grande capacidade capazes de iluminar uma cidade através de usinas termelétricas - ou term nucleares; enfim, imenso e diversificado é o campo de aplicações das caldeiras.

As caldeiras podem ser classificadas em dois tipos essenciais - que são:

- caldeiras flamotubulares;
- caldeiras aquatubulares.

O primeiro tipo é mais antigo, mas de utilização tão atual - quanto as caldeiras aquatubulares cujo advento é mais recente. Tanto um tipo quanto o outro tem suas vantagens, desvantagens e limitações e tais conceitos serão examinados nos subitens seguintes.

2.2-Caldeiras flamotubulares

Caldeiras flamotubulares são aquelas em que o fluido quente -/ (gases) escoam do interior de tubos e a água a ser evaporada penetra na camisa ou casco.

A fornalha normalmente vem no interior da própria caldeira, o - que permite melhor aproveitamento de calor, pois assim se utiliza o que de outro modo se perderia pelas paredes da fornalha, e também - dá vida maior ao revestimento refratário interior.

Este tipo de caldeiras é mais antigo e tradicional, apresentan - do, em síntese, muitas vantagens, como se verá a seguir.

(a) São de construção simples e exigem pouca alvenaria. A ex -/ plicação dessa vantagem reside no fato de a caldeira flamotubular - ser, como se viu, um sistema camisa-tubos de formato cilíndrico e a alvenaria empregada é, apenas, a da fornalha e da sustentação. Não - há dúvidas que a camisa é um vaso de pressão de grande responsabili - dade feito segundo severas normas, com soldas examinadas por ultra - som ou raios X, mas, mesmo assim, a caldeira flamotubular ainda é - de construção mais simples que a aquatubular.

(b) Permitem fornecimento variável de vapor. A caldeira flamo - tubular tem no seu interior uma quantidade de água sempre elevada - e, sendo assim, fazendo-se um adequado controle no fluxo térmico - oferecido pelos gases, ter-se-á uma vazão de vapor variável.

Essa flexibilidade no fornecimento de vapor favorece o uso de caldeiras flamotubulares em instalações onde haja diferentes pontos de utilização de vapor d'água mas que, pelas características da própria instalação, não há necessidade de sistemático emprego simultâneo de todos os pontos.

(c) Possível dispensa do uso de água tratada. Como a água escoa no vaso de pressão, envolvendo os tubos percorridos pelos gases, o emprego de água dura (não-tratada) pode redundar na incrustação de sedimentos na superfície externa dos tubos; tal circunstância, embora inconveniente, visto promover redução do rendimento da caldeira, não é tão crítica quanto se se tivesse essa incrustação no interior dos tubos. Desta forma a caldeira flamotubular permite o uso de água dura, não obstante trabalhar melhor com água mole, o que pode, todavia, representar uma sofisticação e maior ônus que a simplicidade de determinada instalação venha a não sugerir.

(d) Custo relativamente baixo. A simplicidade das caldeiras flamotubulares, a sua possibilidade de trabalhar com água dura e o fato de poder se prestar a funcionar adequadamente sem equipamentos auxiliares (economizadores, superaquecedores etc.) permite que o seu custo atinja valores relativamente baixos e competitivos.

(e) Manutenção econômica. A caldeira flamotubular é rústica, simples e sem muitas sofisticações, o que a torna razoavelmente robusta propiciando uma manutenção fácil e de custo baixo.

Entre as desvantagens mais marcantes das caldeiras flamotubulares encontram-se as citadas a seguir.

(a) Partida Lenta. O grande volume de água contido no interior das camisas das caldeiras flamotubulares necessita de quantidade de calor elevada para que se processe a produção nominal de vapor d'água; em outras palavras, poder-se-ia dizer que esse tipo de caldeira demora a atingir o regime permanente.

(b) Pressão de trabalho limitada. A grande quantidade de água no interior do vaso de pressão já representa um peso razoável que, acrescido à pressão que a produção de vapor pode proporcionar, especialmente se não lhe couber uma retirada do ambiente em correspondente vazão, permitem, às vezes, uma pressão que pode inclusive ultrapassar o limite de resistência do aço de que é fabricado o citado

vaso. Isto representa, em algumas ocasiões, a razão de insucesso e acidente dessas caldeiras, mito embora haja atualmente vários recursos para combater esse risco.

Em termos práticos a pressão máxima suportável pelas caldeiras flamotubulares está em torno de 30 atmosferas.

(c) Deficiência na circulação de água. As caldeiras flamotubulares têm alimentação de água através de recursos mecânicos de utilização de bomba, enquanto as aquatubulares usam, em princípio, um sistema de vasos comunicantes, que é muito mais confiável e eficiente; o sistema de vasos comunicantes, que é muito mais confiável e eficiente; o sistema de bombeamento acoplado a um ambiente pleno de vapor em pressão elevada propicia, por vezes, uma introdução de vapor na tubulação de entrada de água de alimentação, vindo a trazer alguma deficiência na circulação de água.

Nas caldeiras flamotubulares dá-se o nome de câmara de alimentação ao espaço compreendido entre os níveis máximo e mínimo da água, pois esta ~~nunca~~ deve encher totalmente o vaso de pressão e, se assim fizesse, seria desinteressante porque o vapor quando se liberta da massa líquida se expande na câmara de alimentação antes de sair da caldeira. Dessa forma, deixa cair por gravidade algumas gotículas de água que mecanicamente poderiam ser arrastadas favorecendo a produção de vapor seco, o que é conveniente ao aproveitamento posterior do vapor.

O nível máximo da câmara de alimentação limita a água para que esta não inunde a linha de vapor. O nível mínimo é para, desde que não seja ultrapassado, evitar a presença de superfície seca na caldeira, o que viria danificar os tubos que se aqueceriam demais, pois seriam percorridos pelos gases quentes sem terem, todavia, o fluido frio (água) para receber o calor correspondente.

2.3-Caldeiras aquatubulares

Caldeiras aquatubulares são aquelas em que a água a ser evaporada percorre os tubos, enquanto os gases quentes transitam numa câmara refratária devidamente dimensionada e compartimentada para que o escoamento dos citados gases apresente itinerário e velocidade adequados ao projeto.

Já se comentou que seria impossível construir uma caldeira

aquatubular no mesmo sistema camisa-tubos, porque os gases com elevada temperatura afetariam as características mecânicas do aço do vaso de pressão além da imensa perda de calor e sensível desconforto no ambiente onde a caldeira estivesse colocada.

As caldeiras aquatubulares são bem mais recentes no cenário industrial que as flamotubulares, mas não vieram desbancar estas últimas havendo oportunidades para o emprego de ambos os tipos.

Alinhando-se as principais vantagens apresentadas pelas caldeiras aquatubulares, encontram-se as que seguem.

(a) Partida rápida. Como a caldeira aquatubular é constituída de um feixe de tubos de diâmetro pequeno, pode-se para fins de raciocínio, imaginar que cada tubo é uma caldeira elementar com volume muito restrito de água e, sendo assim, o calor entregue a esse pequeno volume proporciona uma quase imediata produção de vapor, que pode ser elevada, no conjunto, tomando-se em consideração que o número de tubos é grande.

(b) Pequena área de utilização. O esquema dessas caldeiras apresenta uma câmara refratária, onde os gases circulam em função do percurso ditado pelo projetista e, sendo assim, propiciam um elevado poder de compactação principalmente se se utilizar os permutadores de calor auxiliares (economizador, superaquecedor, aquecedor de ar etc.).

(c) Pressão praticamente ilimitada. Considerando-se, como anteriormente referido, que cada tubo funciona como uma caldeira isolada, a quantidade de água dentro do tubo é muito pequena, e, por maior que seja o aquecimento entregue à água, nunca haverá uma pressão interna no tubo, mesmo que o vapor se retarde na sua eliminação capaz de ultrapassar o limite de resistência do aço.

Éis uma vantagem muito válida para as caldeiras aquatubulares que lhes dá segurança maior no que concerne à capacidade dos tubos de suportarem qualquer pressão ou temperatura de saturação sem se danificarem.

(d) Possibilidade de colocação de paredes de água na fornalha. Paredes de água são tubulações dispostas no interior do refratário da fornalha ou até mesmo da câmara envoltória da caldeira; tais tubulações são percorridas pela água que é introduzida no feixe tubular da caldeira e, desta forma, as paredes de água funcionam como

autêntico economizador.

A grande conveniência do emprego das paredes de água pode ser ressaltada sob três aspectos:

- permitem redução de espaço ocupado pelo conjunto, visto que, a rigor, elimina a presença de um economizador;

- favorecem a vida mais longa do refratário, pois aliviam a presença de temperatura elevada de trabalho;

- propiciam um ambiente de trabalho relativamente mais ameno, porque a perda de calor para o ambiente fica reduzida.

Em muitas ocasiões, as paredes de água ficam dispostas a alguns centímetros da superfície interna da fornalha, isto é, exterior e não embutida como se esclareceu até aqui e essa disposição, embora não atendendo a todas as circunstâncias favoráveis acima relacionadas, é mais prática, mais econômica e de manutenção e construção simplificadas.

(e) Elevado Rendimento. A possibilidade de se trabalhar com temperaturas muito elevadas de saturação permite obter vapor d'água que, dependendo da aplicação a que se destine, pode até dispensar o superaquecedor; isto significa um rendimento expressivo para uma pequena ocupação de espaço, fato que não pode se configurar nas caldeiras flamotubulares que, para idêntica produção de vapor, solicitam espaço bem mais amplo.

Apesar das vantagens referidas, as caldeiras aquatubulares também têm seus inconvenientes, como os apontados a seguir:

(a) Necessidade de cuidadoso tratamento de água. A grande maioria dos modelos de caldeiras aquatubulares não pode prescindir de um tratamento de água esmerado, atingindo seu melhor funcionamento e durabilidade quando trabalham com água mole; esta é uma desvantagem de acentuada presença, visto que não é pouco dispendioso o tratamento de água, especialmente se se empregarem recursos químicos, devido ao alto custo dos reagentes.

(b) Fragilidade acentuada. As caldeiras aquatubulares são muito delicadas, porque os tubos são finos e sendo presos nas extremidades vibram muito quando os gases escoam a altas velocidades; desta forma, em tempo relativamente curto, requerem manutenção mais cuidadosa e intensa que as caldeiras flamotubulares.

(c) Construção pouco simples. O uso de alvenaria especial, de montagem, complexa não só dificulta a construção como requer tijolos de formas variadas e, por vezes, complicadas, o que redundaria em uma desvantagem que não pode deixar de ser levada em consideração.

(d) Preço relativamente elevado. Pelas razões já expostas, tais como emprego de material refratário e isolante de custo alto (não só pela qualidade como pelas formas geométricas diferentes) e também pela necessidade de mão-de-obra mais especializada, as caldeiras aquatubulares tendem a oferecer um preço pouco competitivo em relação às flamotubulares, salvo se as vantagens que apresentarem forem notórias e justificarem a cada caso a opção pelo seu uso.

2.4-CALDEIRAS ESPECIAIS

Independente dos tipos clássicos apresentados, existem caldeiras especiais, muitas de original funcionamento, dependendo da criatividade e objetivos do autor do projeto.

As preocupações em se projetar caldeiras atípicas visam em geral a atender a certos fins específicos, dos quais, podem ser apontados os seguintes:

- aumento de velocidade e pressão dos gases, possibilitando maior coeficiente total de transmissão de calor;
- fornecer vapor com maior título, isto é, vapor mais seco, a fim de que o superaquecedor tenha missão única em aumentar a temperatura do vapor e não em prosseguir efetuando vaporização de água que a caldeira não tenha realizado;
- abandono de corpos cilíndricos grandes, que são de alto preço pois exigem vida longa à elevada pressão, além de proporcionar peso vultoso, o que redundaria em problemas maiores de sustentação;
- criar circulação forçadas, que não permitiria ou dificultaria a formação de depósitos de detritos que, como se sabe, não apenas reduzem o rendimento térmico do equipamento como comprometem também sua durabilidade;
- permitir vaporização da água em reservatórios independentes concedendo desta forma a possibilidade de aproveitamento definido para localizações distintas e independentes.

3- DADOS DO PROJETO

Deseja-se produzir vapor através de uma caldeira de Recuperação dos Gases de Escape de um Motor Diesel-Marítimo nas seguintes condições:

- | | |
|--------------------------------|--------------------------|
| - Pressão do vapor | - 10 KgF/cm ² |
| - Qualidade do vapor | - Saturado Sêco |
| - Pressão de Projeto | - 14 KgF/cm ² |
| - Temp. da água de Alimentação | - 80 graus Celsius |
| - Temp. do ar ambiente | - 28 graus Celsius |

Vamos utilizar um motor da B&W Diesel A/S Engineering do tipo 3-H47, representado no Brasil pela Vibasa (Vilares Equipamentos de Base) com as seguintes características (ver também folha de especificação do motor no apêndice)

- | | |
|---------------------------------|----------------------|
| - Potência | - 44520 KW |
| - nºs de cilindros | - 12 |
| - Tipo | - Diesel de 2 tempos |
| - Vazão de gases de exaustão | - 400.800 Kg/h |
| - Temper. dos gases de exaustão | - 245 graus Celsius |

4 - CÁLCULOS TÉRMICOS:

Em primeiro lugar vamos definir o tipo de caldeira a ser empregado, levando-se em conta que vai-se produzir vapor a 10 KgF/cm² de pressão (baixa pressão) e que esta caldeira servirá como uma fonte de suprimento de vapor secundária, ou seja, não é uma caldeira que tenha que gerar vapor rapidamente a partir da condição de partida, o tipo ideal de caldeira para este tipo de utilização, pela sua simplicidade construtiva e facilidade de manutenção, é o da caldeira de tubos de Fumaça, sobre a qual já foi comentado neste trabalho, suas características de operação, vantagens e desvantagens em relação à caldeira de tubos d'água.

Definido o tipo de caldeira vamos passar aos cálculos térmicos propriamente ditos:

4.1-Determinação do Calor Específico Médio dos Gases de Exaustão do Motor:

A determinação mais precisa do valor do Cp médio teria de le-

var em conta o conhecimento da composição média do gás de exaustão do motor para a partir desta estimar, através de uma média ponderada, o valor do Cp médio à temperatura média dos gases na caldeira.

Como esta composição não é conhecida vamos admitir que o Cp médio é aquele do Nitrogênio à temperatura média dos gases de exaustão, já que sabemos que este elemento usualmente perfaz por volta de 70% em massa dos gases de um motor diesel dois tempos e que a baixas temperaturas como no caso do presente trabalho ele não difere muito do valor do Cp das outras substâncias dos gases de exaustão que são o CO, CO₂, SO₂, os óxidos de N₂, a água e Fuligem.

Vamos adotar como temperatura média dos gases o valor de 215 graus Celsius intermediário entre os 245 graus dos gases à saída de motor e os 179 graus da condição de saturação da água a 10 KgF/cm².

Desta forma temos que Cp médio é igual a:

$$Cp \text{ médio} = Cp \text{ N}_2 (225^\circ) = 9,3355 - 122,56 \cdot T^{-1,5} + 256,38 \cdot T^{-2} - 196,08 \cdot T^{-3}$$

$$\text{onde: } T = \frac{225 + 273}{100} = 4,98$$

e resulta em: Cp médio = 7,06 Kcal/Kg mol. K

como o Kg mol do N₂ = 14 Kg temos

$$\underline{Cp \text{ médio} = 0,25 \text{ Kcal/Kg.K}}$$

4.2. Cálculo da descarga de vapor:

As propriedades do vapor saturado seco a 10KgF/cm² são:

- T saturação : 179 graus Celsius
- vl : 0,0011 m³/Kg
- vv : 0,1980 m³/Kg
- hl : 181,2 Kcal/Kg
- hv : 663,2 Kcal/Kg

Temos também que a água de alimentação está a 80 graus celsius e sua entalpia é aproximadamente 80 Kcal/kg.

A descarga de vapor é dada por:

$$D = \frac{Q}{(h_v - h_a)}, \text{ onde:}$$

h_v = entalpia do vapor produzido em Kcal/Kg

ha= entalpia da água de alimentação, em Kcal/kg

Q = calor retirado dos gases de exaustão do motor em Kcal/h

Temos que o calor retirado dos gases é:

$$Q = m \cdot C_p \text{ médio} \cdot (T_e - T_s), \text{ onde}$$

m= 400.800 Kg/h, vazão de gases do motor

Cp médio= 0,25 Kcal/kg. K

Te= 245 graus Celsius, temperatura de entrada dos gases na caldeira

Ts= 189 graus Celsius, temperatura de saída dos gases da caldeira

Portanto:

$$Q = 400.800 \times 0,25 \times (245 - 189) = 5.611.200 \text{ Kcal/h}$$

Ou seja:

$$D = \frac{5.611.200}{(663,2 - 80)} = 9.621 \text{ Kg de vapor/h}$$

Vemos que apesar de abaixarmos a temperatura dos gases de exaustão em apenas 56 graus, dada a grande vazão de gases, consegue-se obter uma expressiva produção de vapor.

Adotou-se Te = 189 graus Celsius, 10 a mais do que a temperatura de vaporização da água porque o pequeno ganho que poderíamos obter adotando uma Te menor levaria a um expressivo aumento na área de troca de calor necessária para atingir tal temperatura na caldeira.

4.3-Determinação do Coeficiente global de troca de calor:

A expressão para U, coeficiente global de troca de calor, baseado na área interna para tubos é:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \cdot \ln(r_e/r_i)}{2 \pi \cdot R \cdot L} + \frac{A_i \cdot 1}{A_e \cdot h_e}} \quad \text{onde,}$$

Ai= área interna do tubo em m²

Ae= área externa do tubo em m²

Re= raio externo do tubo em m

Ri= raio interno do tubo em m

R = condutibilidade térmica do tubo em Kcal/h.m².K

L = comprimento do tubo em m

hi= coeficiente de película interno (do gás)

he= coeficiente de película externo (da água)

Como na prática, a resistência térmica do gás é muito maior -
que a do tubo e a da água temos:

$$U \sim h_{\text{gás}}$$

Para calcular o coeficiente de película dos gases, de exaus-
tão vamos usar a expressão obtida por Schaaack, a qual é empregada -
para caldeiras de tubo de Fumaça e tem a seguinte expressão:

$$h_{\text{gás}} = \left(3,6 + 0,26 \cdot \frac{T}{100} - 0,0076 \cdot \left(\frac{T}{100} \right)^2 \right) \cdot \frac{C_0^{0,75}}{d^{0,25}}$$

onde: T - temperatura média dos gases : 245 graus Celsius

d - diâmetro do tubo em metros

C₀ - velocidade dos gases (em m/s) nas condições normais de -
pressão e temperatura (0° C e 76 mm Hg = 1,013 KgF/cm²)

O valor de C₀ é fictício e pode ser determinado pela expres-
são:

$$C_0 = \frac{C \cdot 254 \cdot p}{273 + T}$$

p = pressão de trabalho = 1,013 KgF/cm²

C = velocidade em m/s na pressão de trabalho

Vamos adotar uma velocidade dos gases de 50 m/s para obter um
valor de h_{gás} um pouco mais elevado, conseguindo assim reduzir a -
área de troca de calor necessária, ou seja, uma caldeira com dimen-
sões mais reduzidas.

Para não utilizar um número excessivo de tubos vamos adotar -
tubos, segundo norma DIN 2448, com as seguintes dimensões:

- di = 125 mm (diâmetro interno)
- de = 133 mm (diâmetro externo)
- e = 4 mm (espessura de parede)
- Peso teórico = 12,70 Kg/m

Desta forma temos:

$$C_0 = \frac{50 \times 254 \times 1,013}{273 + 225} = 26,50$$

$$h_{\text{gás}} = \left(3,6 + 0,26 \times \frac{225}{100} - 0,0076 \times \left(\frac{225}{100} \right)^2 \right) \times \frac{26,50^{0,75}}{0,125^{0,25}}$$

$$h_{\text{gás}} = 81,45 \text{ Kcal/h.m}^2 \cdot \text{K}$$

4.4. Determinação da Temperatura Média Logarítmica:

A expressão da temperatura média logarítmica para trocadores de calor onde há evaporação é a seguinte:

$$D_{\log} = \frac{T_e - T_s}{\ln \frac{T_e - T_v}{T_s - T_v}}$$

onde: T_e - temperatura de entrada dos gases

T_s - temperatura de saída dos gases

T_v - temperatura de saturação do vapor

logo:
$$D_{\log} = \frac{245 - 189}{\ln \frac{245 - 179}{189 - 179}} = 29,68^\circ\text{C}$$

4.5. Determinação da Área de Troca de Calor:

A área de troca de calor é dada por:

$$A = \frac{Q}{h_{\text{gás}} \cdot D_{\log}} \quad \text{onde } Q = \text{calor retirado dos gases}$$

logo:
$$A = \frac{5.611.200}{81,45 \times 29,68} = 2.321,48 \text{ m}^2$$

4.6. Determinação do Número de Tubos:

A área de cada tubo é ($d_{\text{tubo}} = 0,125 \text{ m}$):

$$A_{\text{tubo}} = \frac{\pi \times 0,125^2}{4} = 0,0123 \text{ m}^2$$

O número de tubos é dado por:

$$N = \frac{V_{\text{gás}}}{3600 \cdot A_{\text{tubo}} \cdot C}$$

onde: $V_{\text{gás}}$: vazão em volume do gás (m^3/h)

A_{tubo} : área de um tubo (m^2)

C : velocidade do gás (m/s)

temos que: $V_{\text{gás}} = v_{\text{N}_2} \cdot m = 1,5074 \times 400800 = 604165,92 \text{ m}^3/\text{h}$

onde: v_{N_2} : volume específico do N_2 a 225 C , adotado como volume específico médio dos gases de exaustão

m : vazão em massa dos gases de exaustão

Portanto:

$$N = \frac{604,165,92}{3600 \times 0,0123 \times 50} = 272,88 \text{ Tubos}$$

Logo vamos adotar $N = 273$ tubos

4.7 Determinação do comprimento dos tubos:

O comprimento dos tubos é dado por:

$$L = \frac{A}{3,1416 \times d_i \times n} \quad \text{onde: } A: \text{ area necessária de troca de calor } m^2$$

d_i : diâmetro interno de tubo
 m^2

N : número de tubos

$$\text{Temos então: } L = \frac{2321,48}{3,1416 \times 0,125 \times 275} = 21,65 \text{ m}$$

Vamos adotar $L = 21$ m pois os tubos são fornecidos em comprimentos de até 7 m e assim soldando 3 tubos chega-se a dimensão adotada.

4.8 Determinação do diâmetro da caldeira

Foi adotado de 6,5 m para a caldeira para poder acomodar o número total de tubos e reservar um volume tal da câmara de vapor que garanta a produção de vapor saturado seco. A distribuição dos tubos bem como o nível da água estão representadas na figura 1 dos anexos. Vamos verificar se o volume da câmara de vapor é suficiente para garantir isto.

4.8.1.- Volume Teórico mínimo da câmara de vapor (V min)

A determinação teórica da câmara de vapor é feita por intermédio do diagrama ilustrado na figura 2 do anexo. Este diagrama fornece uma relação entre o volume da câmara e a produção da caldeira. Assim, conhecendo-se a concentração de sólidos totais em solução na água interna, pode-se estabelecer qual o mínimo volume do tambor da caldeira que deve ser reservando a câmara de vapor.

Para o caso deste projeto, temos uma pressão de 10 kgf/cm² e uma concentração de sólidos totais de 0,3 beaumé. De acordo com diagrama da figura 2, para estes valores deveremos ter, no mínimo, um metro cúbico de câmara para cada 950 m³/H de produção de vapor.

A descarga de vapor, já calculada anteriormente, vale /
 $D = 9621$ quilogramas de vapor por hora; o volume específico do vapor /
 produzido vale $v = 0,1980 \text{ m}^3/\text{Kg}$. Portanto, teremos a seguinte vazão /
 de vapor Q_v :

$$Q_v = D \cdot v = 9621 \times 0,1980 \quad Q_v = 1904,9 \text{ m}^3/\text{h}$$

O volume mínimo da câmara de vapor (V_{\min}) será

$$V_{\min} = \frac{Q_v}{950} = \frac{1904,9}{950}, \quad V_{\min} = 2,01 \text{ m}^3$$

4.8.2 - Volume Real da Câmara de vapor (V)

O volume real da câmara de vapor depende, evidentemente, da dis
 tribuição dos tubos no corpo da caldeira. Esta distribuição foi conse-
 guida por método geométrico, idealizado de modo a se acomodar 273 tubos
 e realizada em forma de quincôncio. Considerou-se, também, o devido espa-
 ço para porta de inspeção.

A partir da figura 3 do anexo, que representa esquematicamente
 a câmara de vapor (região I) e a região reservada aos tubos, tirantes e
 porta de inspeção (região II), podemos calcular o volume real da câmara
 de vapor (V)

$$V = L \cdot A_1, \text{ onde: } L - \text{comprimento dos tubos (4,6 m)}$$

A_1 - área do segmento circular I

Vamos calcular inicialmente a área do segmento circular I

$$A_I = \frac{D_t^2}{8} \cdot (\alpha - \sin \alpha) \quad \alpha = \frac{130}{180} \cdot \pi$$

$$A_I = \frac{6,5^2}{8} \cdot (2,27 - \sin 130^\circ)$$

$$\alpha = 2,27 \text{ rad}$$

$$A_I = 7,94 \text{ m}^2$$

Portanto o volume real da câmara será:

$$V = 21 \times 7,94 \quad V = 166,8 \text{ m}^3$$

Como o volume real (V) da câmara de vapor é maior que o volume
 mínimo (V_{\min}) calculado anteriormente, não haverá problema em se adota-
 para diâmetro do tambor:

$$D_t = 6500 \text{ mm}$$

5-Cálculos Mecânicos:

Vamos calcular a espessura da parede do tambor da caldeira e a espessura do espelho plano (opção adotada) utilizando os próprios tubos da caldeira como tirantes.

5.1. Cálculo da Espessura da Parede do Tambor:

Para o cálculo da espessura da parede do tambor utilizaremos a seguinte expressão:

$$p = \frac{\sigma \cdot \eta}{S} \cdot \ln \frac{d_e}{d_i}$$

onde: p - pressão interna do tambor (14 kgf/cm²)

σ - tensão admissível do material

η - fator que considera o enfraquecimento devido às soldas e furações

S - coeficiente de segurança

d_e - diâmetro externo do tambor

d_i - diâmetro interno do tambor

Como a temperatura do vapor gerado é menor que 350°C (179°C) a tensão limite a ser adotada será o limite de escoamento a quente, o qual é entendido, de acordo com a norma DIN 50.112, como a máxima sollicitação que um material ainda suporta para carga estática a quente. Vamos adotar o material 13CrMo44 que de acordo com a norma DIN 17.155 apresenta, para uma temperatura de 200 C, uma tensão admissível de valor = 27,0 kgf/mm².

Vamos adotar $S = 1,7$ (valor recomendado para caldeiras marítimas) e $\eta = 0,5$.

Reordenando a expressão acima em função de d_e , temos:

$$d_e = d_i \cdot e^{(p \cdot S / \sigma \cdot \eta)}$$

$$\text{ou, } d_e = 6500 \cdot e^{\frac{0,14 \cdot 1,7}{27,0 \cdot 0,5}} = 6615,6 \text{ mm}$$

A espessura E do tambor será dada por:

$$E = \frac{d_e - d_i}{2} = \frac{6615,6 - 6500}{2} = 57,8 \text{ mm}$$

Vamos adotar E = 60,0 mm

5.2. Cálculo da Espessura dos fundos planos (f):

Vamos utilizar parte dos tubos da caldeira como tirantes (fileira sim, fileira não) já que a pressão de produção do vapor é relativamente pequena e sendo assim é possível utilizá-los como reforço / estrutural dos fundos planos para que estes suportem a pressão interna.

A espessura da parede dos espelhos (f) é dada pela expressão abaixo:

$$f = C \cdot \sqrt{\frac{p \cdot (a^2 + b^2) \cdot S}{\sigma}}$$

onde: a, b - são dimensões que caracterizam a disposição dos tubos tirantes

p - pressão interna

C - coeficiente de carga

σ - tensão admissível

S - coeficiente de segurança

Tomando-se $\sigma = 27,0 \text{ kgf/mm}^2$, S = 1,7, C = 1,0 e sendo as dimensões a = 27 cm e b = 46,8 temos:

$$f = 1,0 \cdot \sqrt{\frac{14,0 \cdot (27,0^2 + 46,8^2) \cdot 1,7}{27}} = 50,7$$

Adotaremos f = 2"

5.3. Reforços Estruturais:

Como a caldeira é muito comprida (21 m) vamos colocar cha-

pas de 10 mm de espessura colocadas transversalmente a espaços de 3,5 metros abrangendo somente a região dos tubos, ou seja, de maneira a / permitir o livre fluxo da água na região inferior da caldeira e do va por na região superior da caldeira. Essas chapas são soldadas no tam bor da caldeira e servem para dar sustentação aos tubos evitando que estes verguem e dão maior rigidez estrutural ao conjunto da caldeira que tem que suportar as vibrações induzidas pelo fluxo pulsado dos ga ses de exaustão do motor diesel.

Além disto deve ser prevista a colocação de uma junta elás tica para ligar a tubulação da caldeira aos tubos de exaustão dos ga ses do motor para evitar que as vibrações do motor atinjam a caldeira.

6. Fluxograma da Instalação Mecânica:

No fluxograma da instalação mecânica, que pode ser visto na figura 1 dos Anexos, procurou-se dar uma idéia geral de como promover a inserção de uma caldeira de recuperação no circuito de exaustão dos gases de escape de um motor diesel marítimo.

Em primeiro lugar houve a preocupação de colocar uma junta elástica entre o motor e a caldeira para evitar a transmissão das vibrações do motor para a mesma. Após a junta foi colocada uma válvula para controle do fluxo dos gases para a caldeira. Esta válvula tem a possibilidade de promover o desvio, através de uma tubulação de by-pass, de 0 a 100 % do fluxo de gases para a caldeira permitindo assim, adequar o fluxo de gases à demanda de vapor e permitindo que se desconecte totalmente a caldeira do circuito dos gases do motor sem que seja necessário desligar este para se interromper o funcionamento da // caldeira.

A tubulação de by-pass e a dos gases de saída da caldeira juntam-se após passarem por válvulas de retenção cuja finalidade é evitar a possibilidade de recirculação dos gases do motor através da caldeira ou da tubulação de by-pass. Após a junção destas tubulações os gases do motor são encaminhados para a chaminé ou ainda, em alguns casos, podem ser utilizados para finalidades de aquecimento aproveitando-se ainda mais de seu calor residual antes de serem rejeitados / para a atmosfera.

O circuito da água conta com uma bomba para alimentar a caldeira trabalhando com água a 80°C e a 10 kgf/cm^2 . A água entra na caldeira onde transforma-se em vapor e sai desta como vapor a 179°C e 10 kgf/cm^2 . O vapor passa por uma válvula de controle que tem a finalidade de controlar a vazão de saída de vapor da caldeira segundo as necessidades imediatas de vapor.

7. Instalação de Controle:

A instalação de controle deve ter instrumentos que permitam checar as condições de operação da caldeira e para isto é necessário monitorar as condições de entrada de água de alimentação (sua vazão, temperatura e pressão), monitorar as condições do interior da caldeira (pressão e temperatura) e monitorar as condições de saída do vapor (sua vazão, temperatura e pressão). Estes instrumentos, que são basicamente termômetros, manômetros e medidores de vazão, devem estar dispostos de maneira a dar informações claras e precisas ao operador a respeito das condições de operação do equipamento.

Na instalação de controle devem estar os comandos das válvulas de controle dos gases e de saída do vapor, já mencionadas no item anterior, para que o operador possa atuar sobre elas no sentido de garantir que a caldeira está produzindo vapor na quantidade e qualidade requeridas e evitar problemas de aumento excessivo de pressão na caldeira (é claro que a caldeira tem que dispor também de válvulas de segurança com capacidade de aliviar automaticamente sobrepressões danosas ao equipamento).

BIBLIOGRAFIA

- 1) Carl D. Shields; Boilers - Types, Characteristics and Functions
McGraw-Hill Book Company, Inc. - New York, 1965
- 2) Ennio Ravaglia; Projeto de um Gerador de Vapor D'água
DLP do Gremio Politécnico, 1968
- 3) Hildo Pera; Geradores de Vapor de Água
DLP do Gremio Politécnico, 1979
- 4) Remy Benedicto Silva; Manual de Termodinâmica e Transmissão de Ca-
lor
DLP do Gremio Politécnico, 1979
- 5) ASME; Boiler Code
- 6) Gordon Van Wylen e Richard Sonntag; Fundamentos da Termodinâmica
Clássica
Ed. Edgard Blücher LTDA., 1978
- 7) Donald H. Marter; Motores Térmicos
UTEHA - México, 1964

ANEXOS

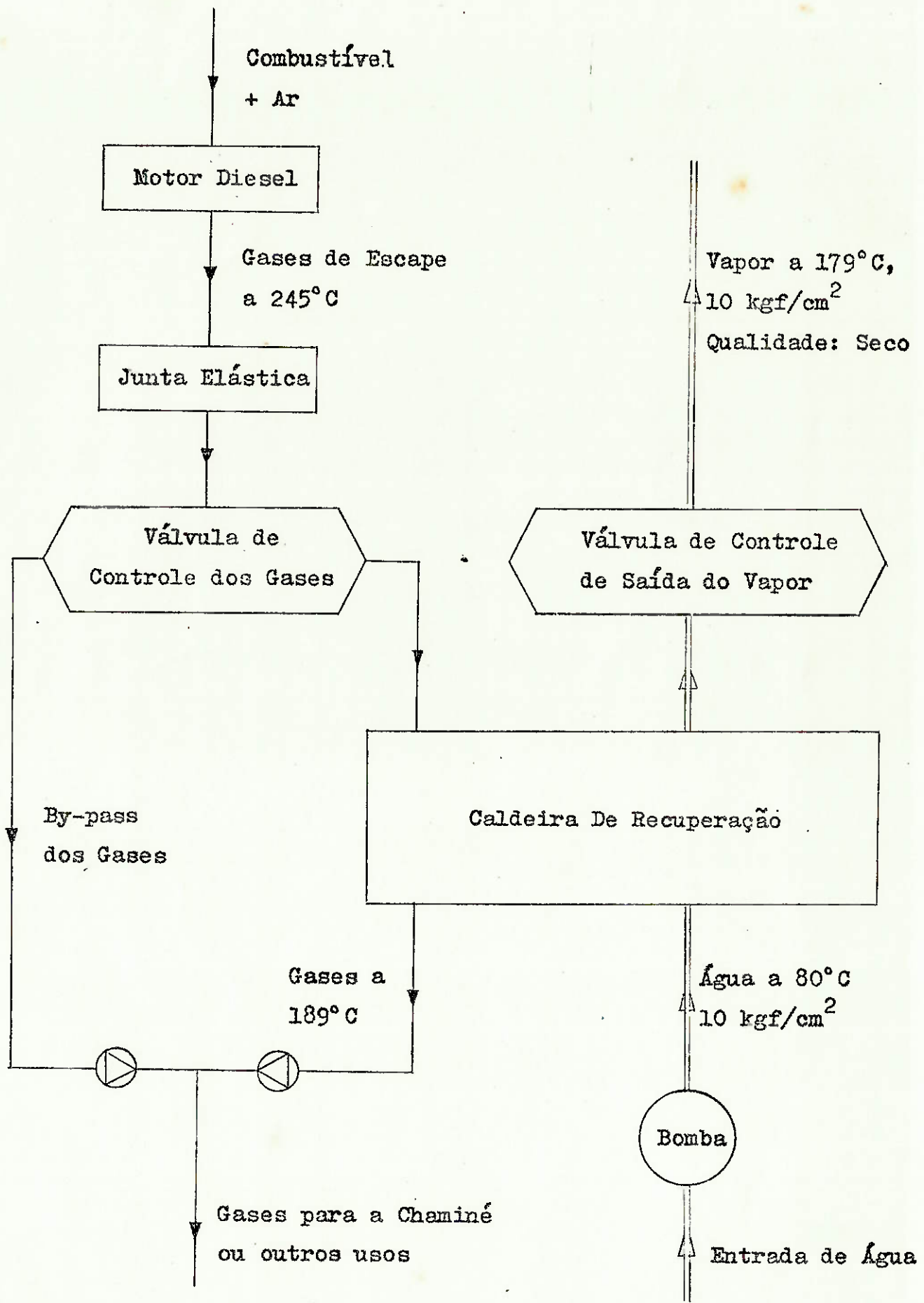


Figura 1; Fluxograma da instalação mecânica

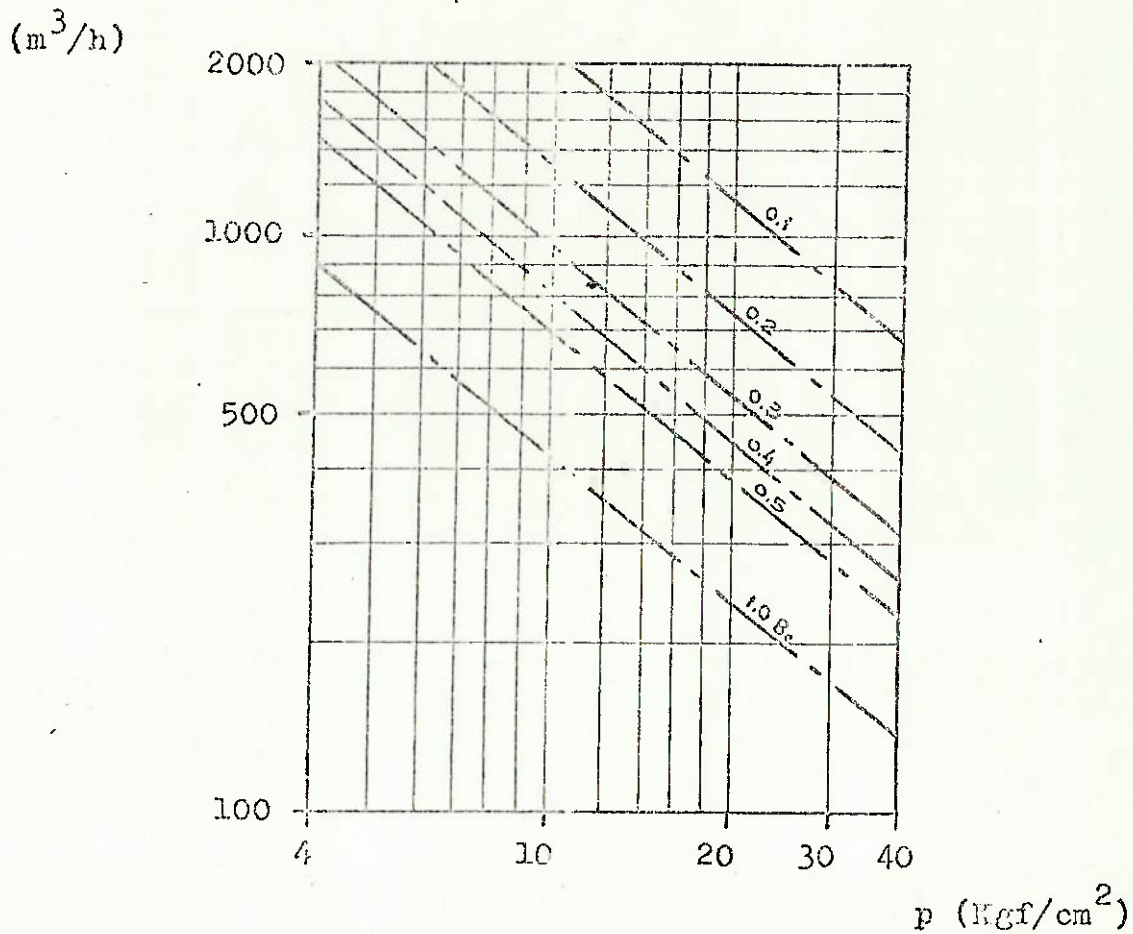


Figura 2: Produção de vapor (m^3/h) que necessita de 1 m^3 de câmara de vapor, em função da pressão do vapor produzido (parametrizado pela concentração de sólidos totais)

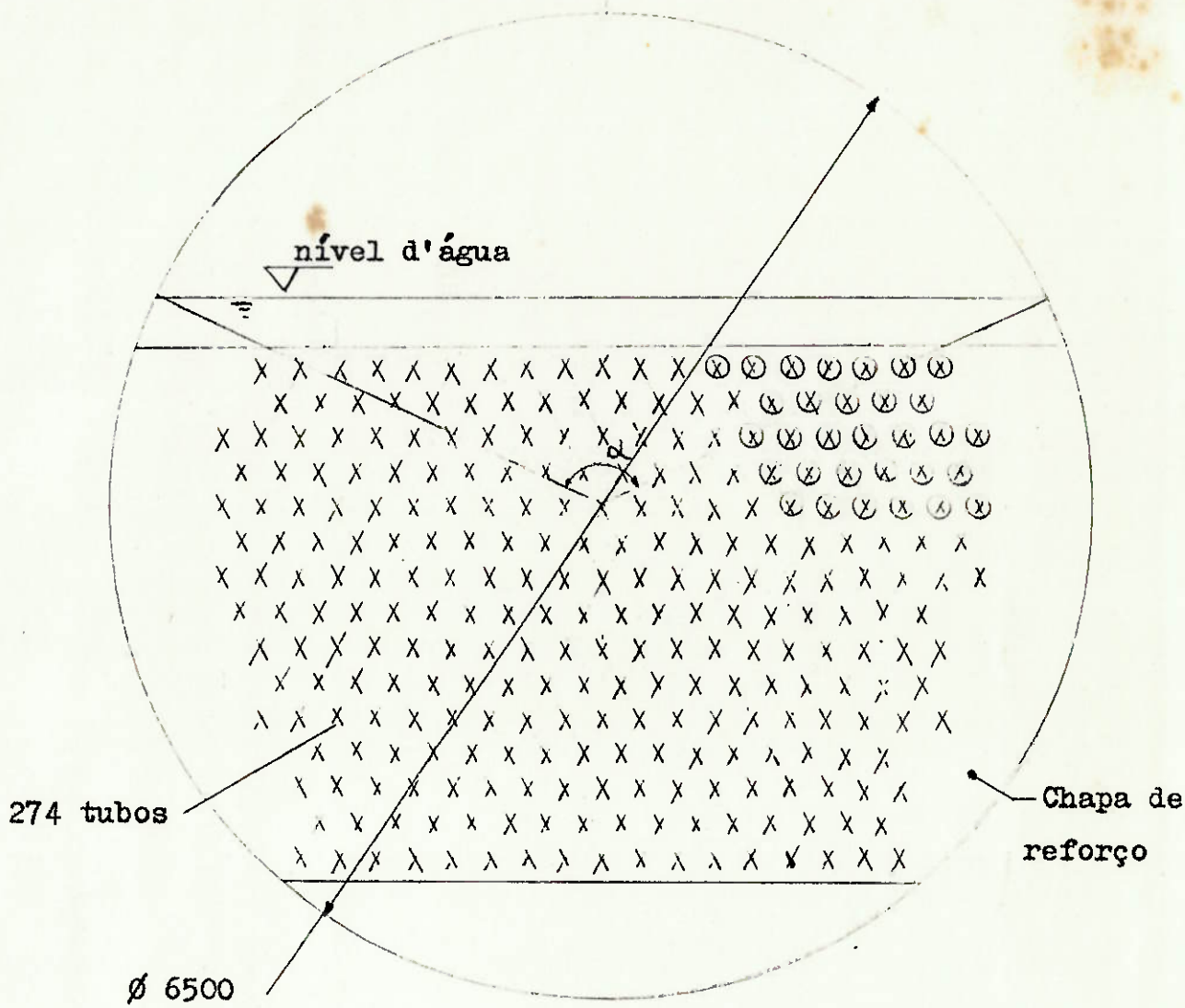


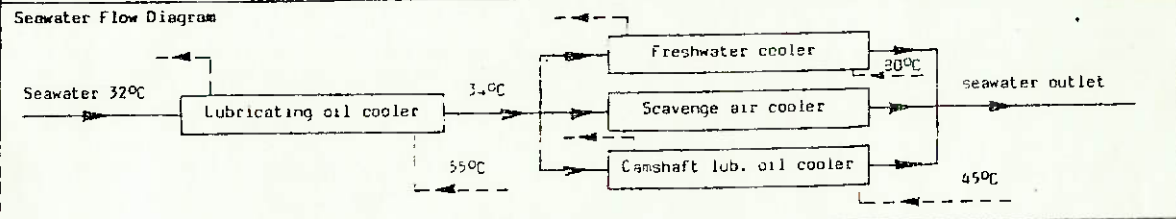
Figura 3: Corte esquemático da Caldeira

Date:
841211

NECESSARY CAPACITIES OF AUX. MACHINERY
FOR MAIN ENGINE ONLY

No:
784476-4.1

Max. continuous rating at 74 r/min	Cyl.	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	kW	1340	1950	2260	25970	29680	33390	37100	40910	44520
Pumps:										
Fuel oil circulating pump	m ³ /h	6.3	7.8	9.4	11.0	12.6	14.1	15.7	17.3	18.8
Fuel oil supply pump	m ³ /h	3.7	4.7	5.6	6.5	7.5	8.4	9.3	10.3	11.2
Freshwater pump	m ³ /h	151	127	152	177	202	228	253	278	304
Seawater pump	m ³ /h	445	550	660	770	880	990	1100	1210	1320
Main lub. oil pump	m ³ /h	355	415	480	540	600	665	730	790	850
Cams shaft lub. oil pump	m ³ /h	5.5	6.5	8.0	9.5	10.5	12.0	13.5	14.5	16.0
Coolers:										
Scavenge Air Coolers	approx. kW	5020	6230	7530	8790	10040	11300	12550	13810	15060
Heat dissipation	m ³ /h	296	370	444	518	592	666	740	814	888
Seawater quantity										
Main Lub. Oil Cooler	approx. kW	1020	1280	1530	1790	2040	2300	2550	2810	3060
Heat dissipation	m ³ /h	355	415	480	540	600	665	730	790	850
Lub. oil quantity	m ³ /h	440	550	660	770	880	990	1100	1210	1320
Seawater quantity										
Cams shaft Lub. Oil Cooler	approx. kW	10	12	15	17	20	22	25	27	30
Heat dissipation	m ³ /h	5.5	6.5	8.0	9.5	10.5	12.0	13.5	14.5	16.0
Lub. oil quantity	m ³ /h	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0
Seawater quantity										
Freshwater Cooler	approx. kW	1860	2330	2800	3260	3730	4190	4660	5130	5590
Heat dissipation	m ³ /h	101	127	152	177	202	228	253	278	304
Freshwater quantity	m ³ /h	142.0	177.5	213.0	248.5	284.0	319.5	355.0	390.5	426.0
Seawater quantity										
Fuel Oil Preheater	kW	169	211	254	296	338	381	423	465	508
Exhaust Gas Flow	kg/h	133600	167000	200400	233800	267200	300600	334000	367400	400800
Air Consumption of Engine	kg/s	36.4	45.5	54.6	63.7	72.8	81.9	91.0	100.1	109.2
Starting Air System 30 bar										
Reversible Engines										
Receiver volume (12 starts)	m ³	23	25	27	28	28	29	29	29	30
Compressors	m ³ /h	2x345	2x375	2x405	2x420	2x420	2x435	2x435	2x435	2x450
Non-reversible Engines										
Receiver volume (6 starts)	m ³	12	13	14	15	15	15	15	15	16
Compressors	m ³ /h	2x180	2x195	2x210	2x225	2x225	2x225	2x225	2x225	2x240



FUEL OIL SYSTEM

Pumps:

Circulating pump	Supply pump
Delivery pressure 10 bar	4 bar
Suction pressure 4 bar	0 bar
Working temperature max. 150 °C	min. 30 °C
Viscosity 20 cSt	max. 700 cSt

The stated pump head is based on a pressure drop in preheater, filter and pipes of max. 3 bar.

Preheater: The heating capacity is based on fuel oil of 700 cSt/50°C to be heated from 100°C to 150°C.

LUB. OIL SYSTEM

Pumps:

Main lub. pump	Cams shaft lub. pump
Differential pressure 4 bar	4 bar
Working temp. up to 60°C	50°C

The differential pressure is based on a total pressure drop in cooler and filter of max. 1 bar.

Lub. oil cooler:

Main cooler	Cams shaft cooler
Max. pressure drop oil side 0.5 bar	0.5 bar
Max. pressure drop water side 0.2 bar	0.2 bar
Lub. oil inlet temperature 55°C	45°C
Seawater inlet temperature 32°C	34°C

The heat dissipation figures include overload running.

SCAVENGE AIR SYSTEM

The heat dissipation and seawater quantity are based on MCR at tropical conditions, i.e. a seawater temperature of 32°C and an air temperature of 45°C.

Pressure drop of seawater across scavenge air cooler approx. 0.5 bar.

COOLING WATER SYSTEM

Pumps:

FW pump	SW pump
Differential pressure 2-2.5 bar	2-2.5 bar
Working temperature up to 90°C	50°C

Pressure drop of freshwater across engine approx. 0.6 bar.

Freshwater coolers:

Max. pressure drop FW side 0.2 bar	
Max. pressure drop SW side 0.2 bar	
Freshwater inlet temperature 90°C	
Seawater inlet temperature 34°C	

The heat dissipation figures include overload running.

EXHAUST GAS SYSTEM

Exhaust gas temperature: 245°C.

The temperature and gas amount are valid on tested at 150 ambient conditions, i.e. on air and seawater at 27°C. After 3 to 4 months in service on heavy fuel, a slight increase in the gas temp. may be expected.

For design of the exhaust gas boiler, the actual outside ambient service conditions must be considered.

The permissible back-pressure in the exhaust gas system is 0.035 bar. The Exhaust Gas Flow figures are subject to a ± 5% tolerance. This corresponds to a temp. variation of ± 15 °C.

Pressure in bar on this list is gauge pressure

For external pipe connections, we prescribe the following max. velocities for fluids: Lub. oil 1.8 m/s, freshwater 3.0 m/s, seawater 3.0 m/s, light fuel 1.0 m/s, heavy fuel 0.6 m/s.