

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROJETO MECÂNICO

CALDEIRA PARA RECUPERAÇÃO DE CALOR SENSÍVEL DE UM MOTOR
DIESEL IMPULSOR DE EMBARCAÇÃO.

AUTOR: RUBENS COSTA JÚNIOR

ORIENTADOR: PROF. HILDO PERA

1986

SUMÁRIO

Neste trabalho, objetivamos projetar um sistema de recuperação de calor a partir dos gases de escapamento de um motor Diesel impulsor de uma grande embarcação, utilizando uma caldeira de recuperação para geração de vapor, que seria utilizado como sistema auxiliar na satisfação das necessidades domésticas de vapor na embarcação.

O trabalho inicia-se com o capítulo 1 onde discutimos as vantagens econômicas da recuperação de calor, e as linhas básicas que o projeto, em particular, deveria seguir. No capítulo 2, indico as razões pelas quais optei por este projeto e o capítulo 3 focaliza as caldeiras de recuperação, em especial - as caldeiras de tubos de fumaça.

Em seguida, a partir do capítulo 4 (Dados de Projeto), começamos a enfocar aspectos práticos relativos a cálculos e dimensionamento. O capítulo 5 trata dos cálculos térmicos e respectivos dimensionamentos. O sexto capítulo cuida dos cálculos mecânicos, dimensionando os elementos que devem resistir aos esforços. Os próximos capítulos tratam da qualidade da água de alimentação, operação e controle da unidade, tiragem e aspectos de limpeza da caldeira. O último capítulo fala a respeito de aspectos importantes na construção da caldeira, bem como, trata da inspeção e recepção do equipamento.

Ao final do trabalho, temos as referências bibliográficas e os anexos, onde temos a planta geral da caldeira, fluxogramas mecânico e de controle, ábacos, figuras e tabelas utilizados, e também, catálogos de equipamentos.

São Paulo, novembro de 1986

Rubens Costa Júnior

ÍNDICE

	Pág.
Capítulo 1 - Introdução	1
1.1- Considerações Gerais	1
1.2- Objetivos.....	1
Capítulo 2 - Justificativas para Escolha do Projeto.....	3
Capítulo 3 - Caldeiras de Recuperação.....	4
3.1- Conceitos.....	4
3.2- Caldeiras de tubos de fumaça.....	5
Capítulo 4 - Dados de Projeto.....	7
Capítulo 5 - Cálculos Térmicos.....	8
5.1- Volume dos gases na saída do motor.....	8
5.1.1- Volume de ar teórico.....	8
5.1.2- Volume de gás teórico.....	9
5.1.3- Volume de gás real.....	9
5.2- Composição do gás em volume.....	10
5.3- Características do vapor.....	11
5.4- Temperaturas.....	11
5.5- Calor de recuperação.....	11
5.5.1- Cálculo do calor específico médio da mistura de gases.....	12
5.5.2- Calor de recuperação.....	14
5.6- Cálculo da descarga de vapor	14
5.7- Escolha do tipo de caldeira.....	15
5.8- Escolha dos tubos utilizados.....	15
5.9- Dimensionamento da caldeira.....	18

5.9.1- Calor total transferido.....	19
5.9.2- Coeficiente global de transmissão de calor	20
5.9.3- Diferença média de temperatura logarítmica	21
5.9.4- Cálculo do coeficiente de película dos gases/determinação do comprimento dos tubos e área de troca de calor.....	21
5.10- Cálculo da válvula principal de saída de vapor.....	25
5.11- Cálculo do volume da câmara de vapor.....	26
5.11.1- Volume teórico mínimo da câmara de vapor.	27
5.11.2- Volume real da câmara de vapor.....	27
Capítulo 6 - Cálculos Mecânicos.....	29
6.1- Introdução.....	29
6.2- Cálculo da espessura da parede do tambor....	29
6.3- Cálculo da espessura dos fundos planos.....	31
Capítulo 7 - Água de Alimentação.....	33
7.1- Tratamento de água.....	33
7.2- Aquecedor da água de alimentação.....	34
7.3- Bomba de alimentação de água.....	34
Capítulo 8 - Operação e Controle da Unidade Geradora	36
8.1- Dispositivos e acessórios.....	36
8.2- Controle automático da alimentação de água..	38
8.3- Controle do fluxo dos gases quentes.....	39
Capítulo 9 - Tiragem.....	41
Capítulo 10- Limpeza da Caldeira.....	43
Capítulo 11- Construção Mecânica.....	45
11.1- Considerações importantes.....	45

11.2- Recepção da unidade geradora de vapor pelo usuário.....	47
Bibliografia.....	48
Anexos.....	49

CAPÍTULO 1

1. INTRODUÇÃO

1.1- Considerações Gerais

Hoje em dia existe grande interesse em todo o mundo de reduzir seus custos operacionais. Toda aplicação industrial ou outra atividade que envolva consumo de energia (principalmente elétrica), tem neste item uma preocupação constante, devido ao elevado ônus por este causado. Assim, surge como necessidade básica a economia energética como uma saída para torná-las competitivas face ao mercado interno e principalmente frente ao mercado externo.

Este é o caso, também, da aplicação que estará em foco neste trabalho, ou seja, de uma grande embarcação, que pode ser um transatlântico de turismo para passageiros ou um navio graneleiro, de carga ou petroleiro. Nestas unidades, os custos envolvidos com consumo energético são elevadíssimos e resultam no maior quinhão das contas finais que definirão o custo do frete, daí, também, seu enquadramento na situação descrita acima.

Assim, face a esta problemática, surgem como soluções alternativas as caldeiras de pequena e média potência para as indústrias, para produção de vapor que tem grande aplicação tecnológica e que representa a produção de energia independente a custos mais compensadores. Da mesma forma, as caldeiras de calor de gases de saída de motores Diesel e de fornos passaram a ter importância destacada.

1.2- Objetivos

Desenvolver um sistema de aproveitamento do calor perdido dos gases de escape do motor diesel, propulsor de uma embarcação marítima de transporte de passageiros ou de carga, para geração de vapor. Este sistema serviria como auxiliar na

produção de vapor, interligado ao sistema principal de caldeiras de bordo (caldeiras tipo Donkey-boilers), para satisfação das necessidades internas de vapor, tais como:

1. Vapor auxiliar (para a turbina das bombas de ali mentação e maquinaria similar)
2. Turbogeneradores, para a geração de energia elétrica
3. Maquinaria de comando (timão)
4. Serviços de cozinha
5. Aquecimento (camarotes, salões, etc)
6. Lavanderia
7. Destilação de água.

Como requisitos exigidos pela aplicação temos a limi tação de espaço disponível para instalação do sistema, condições de segurança absolutas para sua operação, insensibilidade contra os movimentos da embarcação e vibrações e mínimo peso do conjunto.

CAPÍTULO 2

Justificativa para Escolha do Projeto.

A escolha da área térmica e do assunto para desenvolver meu Trabalho de Formatura se deve às seguintes razões:

- Grande interesse pessoal revelado pela área desde os primeiros anos nesta Escola, quando me identifiquei com o assunto de geração e transformação de energia.
- Interesse pelas máquinas térmicas, que considero uma das mais importantes áreas dentro da Engenharia Mecânica.
- Experiência pessoal com máquinas térmicas durante período de estágio no IPT, quando desenvolvi atividades em um projeto de uma micro-usina de álcool.
- Por acreditar no que considere na parte introdutória deste trabalho, afirmando ser a geração de vapor em geradores de pequena e média potência uma tendência para o futuro para a produção de energia independente. Por acreditar também, no uso do vapor e pelas razões econômicas, que colocam a recuperação de vapor em grande destaque nas mais variadas aplicações como meio de torná-las mais vantajosas operacionalmente.
- Por ser esta uma excelente oportunidade de complementar minha formação acadêmica, pois terei oportunidade de desenvolver a fundo este projeto em uma área tão importante.

CAPÍTULO 3

3.1- Conceitos.

Vamos inicialmente definir o conceito de gerador de vapor. O gerador de vapor é um trocador de calor complexo que produz vapor a partir de energia térmica, ar e fluido vaporizante, constituído de diversos equipamentos associados e perfeitamente integrados para obtenção do maior rendimento térmico possível. As mais simples unidades geradoras de vapor d'água são comumente conhecidas por caldeiras de vapor, porém neste trabalho, não faremos esta distinção.

Nem sempre a fonte produtora de calor é um combustível, podendo ser aproveitados os calores de gases quentes residuais de processos industriais ou de gases de escape da combustão de motores Diesel, e neste caso, o equipamento recebe a denominação de caldeiras de recuperação.

Qualquer tipo de produto ou gás procedente de algum processo, que é descarregado de forma contínua a uma temperatura igual ou superior a 400°C , pode ser usado em processo de recuperação de calor.

Quanto ao aspecto construtivo, as caldeiras de recuperação podem ser:

- Caldeiras de tubos de fumaça: para gases relativamente limpas, que é o tipo construtivo adequado para este projeto.
- Caldeiras de tubos de água ou aquotubulares. para gases limpos ou carregados de fuligem.
- Caldeiras de tubos curvados: para gases com grande quantidade de fuligem.

No 1º caso, os gases da combustão atravessam a caldeira pelo interior dos tubos, cedendo calor à água contida no interior da caldeira; já no 2º caso, os fumos atravessam toda a caldeira externamente aos tubos, cedendo calor à água contida no interior destes.

3.2- Caldeiras de Tubos de Fumaça

Por ser o tipo construtivo que nos interessa nesta aplicação, discutiremos alguns de seus aspectos mais detalhadamente.

Para recuperação de calor, estas caldeiras absorvem unicamente calor de convecção procedente dos gases. A absorção de calor, portanto, especialmente para baixos campos de temperatura, é essencialmente dependente da convecção, o que significa que os gases devem ter um contato molecular com as superfícies de aquecimento.

A concepção clássica das caldeiras de tubos de fumaça fundamentada em estudos iniciais de Osborne Reynolds e Nicholson, seguidos por Kirk, é baseada em tubos retos tendo uma grande relação comprimento-diâmetro, com gases passando através dos tubos com velocidade igual ou superior a 18 m/s. Modificações para permitir o uso de velocidades menores, e ao mesmo tempo manter um contato efetivo, envolvem o uso de tubos ondulados.

A caldeira de tubos de fumaça está isenta de fugas trabalhando a pressão, e pode ser usada com gases em pulsação, tais como os procedentes do escapamento de motores Diesel. Os tubos são de menor diâmetro e estão colocados a menor distância entre si do que nas caldeiras de fogo direto (caldeiras de tubos de fumaça cuja superfície está parcialmente exposta ao fogo). Estes tubos são mantidos limpos por meio de um soprador especial rotativo. Para as incrustações são utilizados varas largas, à maneira das lanças operadas manualmente.

Estas caldeiras podem ser horizontais ou verticais. Nas caldeiras horizontais grande parte do tambor está ocupada pelos tubos, ficando a câmara do vapor confinada à parte superior do citado tambor. Todos os tubos encontram-se imersos a fim de evitar-se as tensões que se originam quando do uso de tubos secos. A porta de inspeção, localizada na parte inferior, limita a quantidade de tubos que pode ser colocada nesta região do tambor. A caldeira geralmente é montada com um desnível de 15° para melhorar a circulação, armazenar vapor - na parte superior e permitir que as partículas sólidas desçam por gravidade até a região inferior. As caldeiras horizontais são construídas com cascos até 3,5m de diâmetro, e com tubos de até 7,3m de largura. No caso das caldeiras verticais, o seu corpo cilíndrico está limitado a um diâmetro aproximado de 2,4m devido às dificuldades de adaptação do tambor seus tubos têm entre 51 a 64mm de diâmetro externo.

Além dos problemas de projeto relativos às limitações de temperatura, a caldeira de recuperação deve ser capaz de funcionar por longos períodos, denotando-se assim a importância da limpeza ser executada durante a operação.

As caldeiras de tubo de fumaça tem dominado largamente a recuperação de calor por sua simplicidade e compatibilidade. Entretanto, quando se necessita de pressão mais altas - para o vapor produzido (pressão superiores a $18,0 \text{ kgf/cm}^2$) deve-se recorrer às caldeiras de tubos de água (aquotubulares).

CAPÍTULO 4

Dados de Projeto.

Características do Motor: Motor Diesel marítimo reversível, 4 tempos, efeito simples, refrigerado a água, injeção sólida, êmbolo mergulhante, turbo-alimentado.

Modelo do motor: PC2 - 5V da ISHIBRÁS (ver catálogo anexado).

PME (pressão média efetiva): $18,8 \text{ kgf/cm}^2$

Potência em operação normal: 8190 BHP

Velocidade do motor: 483 rpm

Combustível utilizado: gasóleo, diesel e residual

PCi do combustível: 10000 kcal/kg.

Consumo específico de combustível: 152 g/BHP.h

Método de supercarregamento: Turbo-carregador a gases de descarga com resfriador de ar.

Temperatura de saída dos gases de descarga (final) : 400°C .

Características da Caldeira:

qualidade do vapor produzido: saturado

pressão: 5 kgf/cm^2

temperatura da água de alimentação: 25°C

qualidade da água: desmineralizada

rendimento da caldeira: $\eta = 0,80$

CAPÍTULO 5

- CÁLCULOS TÉRMICOS -

5.1- Volume dos Gases na Saída do Motor.

O combustível empregado é uma mistura de gasóleo, diesel e apresenta as seguintes características:

- Composição -

carbono	-	85,6%	(c)
hidrogênio	-	12,7%	(h)
enxofre	-	1,7%	(s)

- Outras características:

densidade (15°C)	-	0,8302 g/cm ³
ponto de fulgor	-	79°C (vaso aberto)
PCI	-	10 000 kcal/kg.

5.1.1- Volume de Ar Teórico (V_{ar}^t):

$$V_{ar}^t = 8,876 \cdot c + 26,443 \cdot h + 3,32 \cdot s$$

Logo: $V_{ar}^t = 8,876 \times 0,856 + 26,443 \times 0,127 + 3,32 \times 0,017$

$$V_{ar}^t = 11,013 \text{ Nm}^3/\text{kg de comb.}$$

5.1.2- Volume de Gás Teórico (V_g^t)

$$V_g^t = 1,8535 \cdot c + 0,693 \cdot s + 0,8 n + 0,79 V_{ar}^t + \\ + (9h + w) \cdot 1,24$$

$$\therefore V_g^t = 1,8535 \times 0,856 + 0,693 \times 0,017 + 0 + 0,79 \times 11,013 + \\ + (9 \times 0,127 + 0) \times 1,24$$

$$V_g^t = 11,716 \text{ Nm}^3/\text{kg de comb.}$$

5.1.3- Volume de Gás Real V_g^r :

Excesso de ar recomendado: 100% $m = 100\%$

$$V_g^r = V_g^t + (m-1)V_{ar}^t$$

$$V_g^r = 11,716 + (2-1) 11,013 \quad V_g^r = 22,729 \text{ Nm}^3/\text{kg comb.}$$

Consumo de combustível no motor em operação normal:

$B =$ consumo específico x potência em operação normal

$$B = 0,152 \frac{\text{Kg}}{\text{BHPxh}} \times 8190 \text{ BHP} = 1244,9 \text{ kg comb/h.}$$

Assim, o volume de gases produzidos por unidade de tempo (vazão) será:

$$V_g^r = 22,729 \times 1244,9$$

$$V_g^r = 28\ 294,9 \text{ Nm}^3/\text{h.}$$

5.2- Composição do Gás em Volume:

CO₂

$$q_{CO_2} = \frac{1,8535 \text{ c}}{V_g^r} = \frac{1,8535 \times 0,856}{22,729}$$

$$q_{CO_2} = 7,0\%$$

SO₂

$$q_{SO_2} = \frac{0,693 \text{ s}}{V_g^r} = \frac{0,693 \times 0,017}{22,729}$$

$$q_{SO_2} = 0,1\%$$

H₂O

$$q_{H_2O} = \frac{(9h + \rho^0) \times 1,24}{V_g^r} = \frac{9 \times 0,127 \times 1,24}{22,729}$$

$$q_{H_2O} = 6,2\%$$

N₂

$$q_{N_2} = \frac{0,79 \text{ } V_{ar}^t \cdot m}{V_g^r} = \frac{0,79 \times 11,013 \times 2}{22,729}$$

$$q_{N_2} = 76,5\%$$

O₂

$$q_{O_2} = \frac{0,21 \text{ } V_{ar}^t (m-1)}{V_g^t} = \frac{0,21 \times 11,013 \times 1}{22,729}$$

$$q_{O_2} = 10,2\%$$

5.3- Características do Vapor.

A caldeira que projetaremos deverá produzir vapor saturado saturado seco, com as seguintes características:

$$p = 5 \text{ kgf/cm}^2$$

$$T = 151,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_v = 655,9 \text{ kcal/kg}$$

$$v = 0,3816 \text{ m}^3/\text{kg}$$

5.4- Temperaturas.

Temperatura de entrada de gases na caldeira de recuperação (t_e): $t_e = 400^\circ\text{C}$.

Como a temperatura dos gases que deixam a caldeira deve estar pelo menos 40 a 60°C acima da temperatura da água na caldeira, vamos assumir $t_s = 220^\circ\text{C}$.

5.5- Calor de Recuperação (Q_r).

O calor sensível recuperado se determina pela seguinte expressão:

$$Q_r = v_g^r \cdot C_{p_m} (t_e - t_s) \quad , \quad \text{onde}$$

Q_r - calor de recuperação em kcal

v_g^r - volume real dos gases em Nm^3/h

C_{p_m} - calor específico médio, a pressão constante da mistura gasosa a temperatura média em $\text{kcal/m}^3 \cdot ^\circ\text{C}$.

t_e - temperatura de entrada dos gases na caldeira, em $^\circ\text{C}$

t_s - temperatura de saída dos gases da caldeira, em $^\circ\text{C}$.

5.5.1- Cálculo do calor específico médio C_{P_m} da mistura de gases:

$$t_m = \frac{t_e + t_s}{2} = \frac{400 + 220}{2} = 310^{\circ}\text{C} \quad (\text{temperatura média}).$$

ou $t_m = 583,1 \text{ K}$

Para a temperatura média acima, temos pela tabela T.2.18 - Apostila de Geradores de Vapor - Prof. Hildo Pera:

$$C_{P_{\text{CO}_2}} = 0,242 \text{ kcal/kg } ^{\circ}\text{C}$$

$$C_{P_{\text{SO}_2}} = 0,166 \text{ kcal/kg } ^{\circ}\text{C}$$

$$C_{P_{\text{H}_2\text{O}}} = 0,475 \text{ kcal/kg } ^{\circ}\text{C}$$

$$C_{P_{\text{N}_2}} = 0,2585 \text{ kcal/kg } ^{\circ}\text{C}$$

$$C_{P_{\text{O}_2}} = 0,2258 \text{ kcal/kg } ^{\circ}\text{C}$$

As massas específicas M_e de cada componente, pela Tabela T.2.17:

$$M_{e_{\text{CO}_2}} = 1,97 \text{ kg/Nm}^3$$

$$M_{e_{\text{SO}_2}} = 2,86 \text{ kg/Nm}^3$$

$$M_{e_{\text{H}_2\text{O}}} = 0,804 \text{ kg/Nm}^3$$

$$M_{e_{N_2}} = 1,257 \text{ kg/Nm}^3$$

$$M_{e_{O_2}} = 1,429 \text{ kg/Nm}^3$$

Finalmente, o calor específico médio é dado por:

$$C_{P_m} = \frac{\sum q_i \times M_{e_i} \times C_{P_i}}{100}, \text{ onde:}$$

q_i = porcentagem em volume do componente i na mistura

M_{e_i} = massa específica do componente i na mistura

C_{P_i} = calor específico do componente i na mistura à temperatura média

$$C_{P_m} = (q_{CO_2} \cdot M_{e_{CO_2}} \cdot C_{P_{CO_2}} + q_{SO_2} \cdot M_{e_{SO_2}} \cdot C_{P_{SO_2}} + q_{H_2O} \cdot M_{e_{H_2O}} \cdot C_{P_{H_2O}} + q_{N_2} \cdot M_{e_{N_2}} \cdot C_{P_{N_2}} + q_{O_2} \cdot M_{e_{SO_2}} \cdot C_{P_{SO_2}}) \cdot \frac{1}{100}$$

$$C_{P_m} = (7,0 \times 1,97 \times 0,242 + 0,1 \times 2,86 \times 0,166 + 6,2 \times 0,804 \times 0,475 + 76,5 \times 1,257 \times 0,2585 + 10,2 \times 1,429 \times 0,2258) \cdot \frac{1}{100}$$

$$C_{P_m} = 0,339 \text{ kcal/Nm}^3 \cdot ^\circ\text{C}$$

5.5.2- Calor de Recuperação (Q_r).

$$Q_r = V_g^r \cdot C_{P_m} \times (t_e - t_s)$$

$$Q_r = 28\,294,9 \times 0,339 \times (400 - 220)$$

$$Q_r = 1 \cdot 726 \cdot 554,8 \text{ kcal/h.}$$

5.6- Cálculo da Descarga de Vapor (D).

A descarga de vapor gerado pela caldeira é dada por:

$$D = \frac{\eta \cdot Q_r}{(h_v - h_a)} \quad , \quad \text{onde:}$$

Q_r - calor de recuperação, em kcal/h

h_v - entalpia do vapor produzido, em kcal/kg

h_a - entalpia da água de alimentação da caldeira em kcal/kg

η - rendimento estimado da caldeira - 80%

Para o nosso caso, vamos admitir que a água de alimentação tenha uma temperatura de 50°C . A entalpia da água pode ser bem aproximada, por sua temperatura, logo: $h_a = 25,0$ kcal/kg. Assim:

$$D = \frac{1\,726 \cdot 554,8}{(655,9 - 25)} \times 0,80$$

$$D = 2189,3 \text{ kg de vapor/h.}$$

5.7- Escolha do Tipo de Caldeira.

Como já havíamos dito, há dois tipos de caldeiras básicas: as caldeiras de tubos de fumaça e as caldeiras aquotubulares.

Para o nosso projeto, onde a produção de vapor é de 2.189,3 kg/h, saturado para uma pressão de 5 kgf/cm², é recomendável a utilização de uma caldeira de tubos de fumaça. Somente para capacidade de produção de vapor superiores a 6000 kg/h e pressões superiores a 18 kgf/cm² se justificaria a adoção de uma caldeira aquotubular.

Sem dúvida, a caldeira de tubos de fumaça é muito - bem aplicável a nossos objetivos, pois é de construção simples, permite elevada compacticidade, o que é muito importante quanto ao aspecto de limitação de espaço para sua instalação, que é imposto na aplicação em questão (embarcação de passageiros ou de carga). Além disso, apresenta a vantagem de compensar os efeitos de variações repentinas da demanda de vapor, e suporta as pulsações dos gases de escape do motor Diesel, servindo, - também, como silenciador de escape.

Outras vantagens decorrem da facilidade de limpeza, facilidade de manutenção e acessibilidade, do tratamento não tão rigoroso da água de alimentação e pelo fato que apresenta um custo de aquisição baixo.

5.8- Escolha dos Tubos Utilizados.

Os tubos pelos quais haverá circulação dos gases de combustão do motor Diesel terão seção transversal S_t (m²) compatível com a velocidade dos gases (C) e sua vazão ($V_{g_m}^r$), ambos à temperatura média.

Para um perfeito funcionamento da caldeira, o projetista deve estipular uma velocidade relativamente alta a circular por um número adequado de tubos, para aumentar a transferência de calor por convecção e compensar assim as baixas temperaturas dos gases. A capacidade das caldeiras está limitada pela perda de carga obtida, que normalmente varia entre 25 a 101 mm c.a. (mm de coluna de água). Algumas instalações para escape de mot. diesel alcançam até 152 mm col.H₂O para tubos de diâmetro muito pequenos. Tendo em vista estas colocações acima, recomenda-se que a velocidade dos gases que escoam pelo interior dos tubos deve ser superior a 18,3 m/s (60 ft/seg). A utilização de velocidades inferiores a este valor implicaria, também, na necessidade de utilização de tubos ondulados ou espirais, ao invés da utilização dos tubos retos. Outro fato a se considerar aqui é que os gases de escapamento do motor Diesel não possuem partículas abrasivas em grande quantidade, sendo relativamente limpos. Isto nos confirma que não será necessário reduzir a velocidade dos gases, pois sua ação abrasiva nos tubos não será considerável.

Desta maneira, adotaremos uma velocidade dos gases - nos tubos, à temperatura média, de 30 m/s, o que nos permitirá a utilização de tubos retos, e contribuirá sensivelmente para elevar o coeficiente de película do gás no escoamento.

A vazão dos gases $V_{g_m}^r$ à temperatura média pode ser determinada por:

$$\frac{V_g^r \times P_{atm}}{T_n} = \frac{V_{g_m}^r \times P_{atm}}{T_m}, \text{ sendo:}$$

$$V_g^r = \text{vazão dos gases nas condições normais de } T \text{ e } p = \\ = 28\,294,4 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

$$P_{atm} = \text{pressão normal} = 1 \text{ atm}$$

$$T_n = \text{temperatura normal} = 273,1 \text{ K } (0^\circ\text{C})$$

T_m = temperatura média dos gases = 583,1 K (310°C)

$$v_{g_m}^r = \frac{T_m}{T_n} \times v_g^r$$

$$v_{g_m}^r = \frac{583,1}{273,1} \times 28.294,9 = 60.412,9 \text{ m}^3/\text{h} \text{ ou}$$

$$v_{g_m}^r = 16,78 \text{ m}^3/\text{s}.$$

A área total de passagem dos gases de escape (A) será dada por:

$$A = \frac{v_{g_m}^r}{C} = \frac{16,78}{30,0} = 0,5593 \text{ m}^2$$

Para caldeiras horizontais do tipo tubos de fumaça se utilizam tubos de diâmetro entre 2" e 4". E esta escolha depende da perda de carga estimada. Tendo em vista isso escolheremos o seguinte tubo, de acordo com a norma ABNT P-EB-334* tubo de aço s/costura, preto, c/ponta lisa padrão Schedule 40:

- diâmetro nominal $d_N = 2 \frac{1}{2}"$
- diâmetro externo $d_e = 73,03\text{mm}$
- diâmetro interno $d_i = 62,71 \text{ mm}$
- espessura da parede $e = 5,16\text{mm}$
- peso teórico : 8,617 kg/m
- classe N, série 40.

* fornecido no mercado pela Cia.Sid.Mannesmann,B.H. (segundo ASTM R-120-61T)

Sabemos, então, que a área da seção transversal do tubo vale:

$$S_t = \frac{\pi}{4} d_I^2$$

$$S_t = \frac{\pi}{4} \times (0,0627 \times 10^{-3})^2 = 3,089 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Assim, o nº de tubos n será:

$$n = \frac{A}{S_t}$$

$$n = \frac{0,5593}{3,089 \times 10^{-3}} = 181,1$$

O que nos faz adotar $n = 182$ tubos.

5.9- Dimensionamento da Caldeira.

Para executarmos o dimensionamento da caldeira devemos considerar o problema de transmissão de calor que nela se processa.

Nas aplicações em geral, o calor gerado pela queima de um combustível é transferido ao fluido interno do gerador por 3 processos: radiação, convecção e condução.

Tendo em vista o projeto da caldeira de recuperação de calor sensível que se apresenta (tubos de fumaça) observamos que o processo de transferência de calor por radiação não é considerável. São predominantes os processos de condução e convecção, sendo este último o principal.

Uma análise detalhada do processo pelo qual o calor se transfere através da parede metálica do tubo revela:

1º) Inicialmente, o calor se transfere por convecção para - uma camada gasosa intimamente ligada ao tubo e praticamente estacionada, em decorrência das resistências oferecidas ao escoamento. Esta película gasosa funciona como verdadeira espessura do material através do qual o calor flui por condução.

A baixa condutibilidade térmica do gás determina a preciosa resistência ao fluxo de calor. Não fosse esta particularidade, os valores do coeficiente de película do gás não seriam tão pequenos quando comparados com o coeficiente de película da água.

2º) Posteriormente, o calor segue por condução através da parede metálica do tubo. A boa condutibilidade térmica do metal possibilita fácil escoamento do calor.

3º) Atingido o lado da água, novamente se verifica a condução através da película da água (filme praticamente estacionário) e a posterior convecção para a água circulante.

5.9.1- Calor Total Transferido.

O calor total transferido pode ser calculado por:

$$Q = U.A.\Delta T_{\log} \quad , \quad \text{onde:}$$

Q = calor total transferido (kcal/h)

U = coef. global de transmissão de calor (kcal/h.m².°C)

ΔT_{\log} = difer. de temperat.média logarítmica (°C)

A = superfície de troca de calor (m²)

5.9.2- Coeficiente Global de Transmissão de Calor.

O valor de U , considerando o que foi analisado acima, sendo o fluxo de calor na direção radial, pode ser calculado como:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{gás}}} + A_i \frac{\ln(r_e/r_i)}{2\pi K.L} + \frac{1}{h_{\text{ág}}} \cdot \frac{A_i}{A_e}}, \text{ referido à área interna do tubo}$$

Sendo:

$h_{\text{gás}}$ = coef. de transmissão de calor por convecção do gás no tubo (kcal/h.m².°C)

$h_{\text{água}}$ = coef. de transmissão de calor por convecção da água (kcal/h.m².°C)

K = condutibilidade térmica do material do tubo (kcal/h.m⁰C)

L = comprimento do tubo (m)

r_e, r_i = raios externos e interno do tubo, respectivamente (m)

A_e, A_i = áreas externa e interna do tubo, respectivamente (m²)

Obs.: a área p/convecção não é a mesma para os dois fluidos. Estas áreas dependem do diâmetro interno do tubo e da espessura da parede. Daí termos calculado U com relação à área interna do tubo.

Entretanto, em geral é suficiente, nos cálculos práticos, considerar-se apenas a resistência térmica de convecção do gás no interior do tubo, isto é, desprezaremos a influência da condutibilidade térmica da parede e o coeficiente de película da água. Assim, temos:

$$U = h_{\text{gás}}$$

5.9.3- Dif.média de temperatura Logarítmica ΔT_{\log} :

- Pode ser calculado por:

$$\Delta T_{\log} = \frac{T_e - T_s}{\ln \frac{t_e - t_v}{t_s - t_v}}$$

sendo: t_e = temperatura de entrada dos gases ($^{\circ}\text{C}$)

t_s = temperatura de saída dos gases ($^{\circ}\text{C}$)

t_v = temperatura de vaporização da água
à pressão de trabalho em ($^{\circ}\text{C}$)

- Para o projeto temos:

$$t_e = 400^{\circ}\text{C}$$

$$t_s = 220^{\circ}\text{C}$$

$$t_v = 151,1^{\circ}\text{C} \text{ p/ p} = 5 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (tab.A.1.2a - vapor de água sat. livro Van Wylen \& Sonntag)}$$

$$\text{Logo } \Delta T_{\log} = \frac{400 - 220}{\ln \frac{400 - 151,1}{220 - 151,1}} \quad \Delta T_{\log} = 140,14^{\circ}\text{C}$$

5.9.4 - Cálculo do coeficiente de película dos gases -

Investigações experimentais possibilitaram o estabelecimento de expressões práticas que determinam o coeficiente de película do gás com suficiente aproximação para os cálculos de transmissão nos geradores de vapor.

Para a determinação do coeficiente de película dos gases de escape do motor Diesel em questão, utilizaremos uma expressão desenvolvida por Nusselt e Shaack, válida para gases quentes de combustão circulando no interior de tubos:

$$(I) \quad h_{\text{gás}} = 23,7 L^{-0,05} \times d_i^{-0,16} \times c^{0,79} \times b \quad , \quad \text{onde:}$$

L = comprimento do tubo em m

d_i = diâmetro interno do tubo em m

c = velocidade dos gases a temperatura média dos gases

b = fator de correção tabelado em função de um valor de temperatura t_m que apresenta a seguinte expressão:

$$t_m = \frac{t_{m_{\text{gases}}} + t_{m_{\text{parede do tubo}}}}{2}$$

$$t_{m_{\text{gases}}} = 310^{\circ}\text{C} \quad (\text{já calculado no item 5.5.1})$$

A temperatura média da parede dos tubos pode ser estimada como sendo a temperatura de vaporização da água na caldeira acrescida de 5°C , ou seja,

$$t_{m_{\text{par}}} = t_v + 5^{\circ}\text{C} = 151,5 + 5 = 156,5^{\circ}\text{C}$$

Logo:

$$t_m = \frac{310 + 156,5}{2}$$

$$t_m = 233,3^{\circ}\text{C} \quad .$$

Da tabela da pág. 113 - livro Geradores de Vapor - Prof. Hildo Pera, temos: $b = 0,119$ (tabela 1 inclusa no anexo)

Analisando a expressão, observamos que não dispúnhamos do valor do comprimento do tubo, tornando o cálculo do coeficiente de película indeterminado. Porém, sabemos que:

$$Q = A \cdot U \cdot \Delta t_{\log} \quad \text{ou}$$

$$A = \frac{Q}{h_{\text{gás}} \times \Delta t_{\log}}, \quad \text{que nos fornece a área p/troca}$$

de calor necessária. Sabemos, também, que esta área pode ser calculada por:

$A = \pi \cdot d_i \cdot L \cdot n_{\text{tubos}}$, onde comparece, novamente, o comprimento L . Assim, podemos fazer um arranjo conveniente das expressões acima, igualando as expressões para os coeficientes de película e que nos mostra como única incógnita o valor L :

$$\pi \cdot d_i \cdot L \cdot n_{\text{tubos}} = \frac{Q}{h_{\text{gás}} \cdot \Delta t_{\log}} \qquad h_{\text{gás}} = \frac{Q}{\pi \cdot d_i \cdot n_{\text{tubos}} \cdot \Delta t_{\log} L} \quad \text{(II)}$$

de (I)=(II), vem:

$$\frac{Q}{\pi \cdot d_i \cdot n_{\text{tubos}} \cdot \Delta t_{\log} \cdot L} = 23,7 \cdot L^{-0,05} \cdot d_i^{-0,16} \cdot C^{0,79} \cdot 0,119$$

que resulta:

$$L = \left[\frac{Q}{\pi \cdot d_i^{0,84} \cdot n_{\text{tubos}} \cdot \Delta t_{\log} \cdot 23,7 \cdot C^{0,79} \cdot 0,119} \right]^{1/0,95}$$

Sendo $Q = 1\,726\,554,8$ kcal/h

$$\Delta t_{\log} = 140,14 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$d_i = 62,71 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$n_{\text{tubos}} = 182$$

$$c = 30 \text{ m/s}, \quad \text{temos:}$$

$L = 5,816$ m, que é um valor aceitável, pois para a aplicação em caldeiras horizontais de tubos de fumaça, o comprimento dos tubos não deve ultrapassar 7,3m. Podemos, agora, determinar o coeficiente de película dos gases:

$$h_{\text{gás}} = 59,1 \text{ kcal/h.m}^2.\text{°C} \quad (\text{obtido da expressão (I), substituído o valor } L = 5,816 \text{ m})$$

e a área de troca de calor vale:

$$A = \frac{Q}{h_{\text{gás}} \times \Delta t_{\text{log}}} = \frac{1\,726\,554,8}{59,1 \times 140,14}$$

$$A = 208,6 \text{ m}^2$$

Com este procedimento, evitamos a iteração para o cálculo do comprimento do tubo e área de troca de calor.

Obs.: - Com o procedimento adotado, evitamos a iteração que deveríamos processar para atingirmos o valor correto para o comprimento dos tubos. A área de troca de calor obtida mostra-se compatível com as áreas de equipamentos existentes no mercado.

Deve-se mencionar que, para conseguirmos este dimensionamento, estudamos diversos valores para as variáveis envolvidas, como o diâmetro interno dos tubos (e em consequência o número necessário de tubos), que são padronizados e a velocidade de escoamento dos gases, considerando seus limites.

Obtivemos vários valores, sendo que a maior parte superava a condição de máximo comprimento de tubo (7,3m), o que nos conduziu a aumentar o valor da velocidade de escoamento e executar novas avaliações para os vários diâmetros padronizados entre 2" e 4". O diâmetro nominal de 2 1/2" para os tubos, com velocidade de 30 m/s nos forneceu a melhor alternativa quanto à compacticidade e dimensões para a caldeira.

5.10- Cálculo da Válvula Principal de Saída do Vapor.

Como é usual, o vapor nas caldeiras horizontais de tubos de fumaça deve ser descarregado pela parte superior da caldeira. Um problema que encontramos situa-se na velocidade de descarga do vapor. Se esta velocidade for superior a 30 ft/sec (9,14 m/s - referência Shields) teremos arraste de água na tubulação, resultando em um vapor úmido (referência - livro do Shields).

Adotaremos desta forma, para a velocidade de descarga do vapor $V_d = 8,5$ m/s.

A vazão de vapor Q_v (m³/h) pode ser calculada por:

$$Q_v = V_d \times S_v \times 3600, \text{ onde } S_v = \text{seção da válvula de saída de vapor}$$

$$V_d = \text{vel. descarga do vapor em m/s}$$

mas temos ainda que:

$$Q_v = D \times v, \text{ onde } D = \text{descarga de vapor em Kg vapor/h.}$$

$$v = \text{vol. específico do vapor à pressão e temperatura de trabalho.}$$

logo:

$$v = 0,3816 \text{ m}^3/\text{kg p/} \quad \begin{array}{l} p = 5 \text{ kgf/cm}^2 \\ T = 151,1^\circ\text{C} \end{array} \quad \begin{array}{l} (\text{tab. vapor saturado} \\ \text{tab. A.1.2a-Van Wylen} \end{array}$$

$$D = 2189,3 \text{ kgf vapor/h (calculado item 5.6)}$$

$$Q_v = 2189,3 \times 0,3916 = 835,44 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{logo: } S_v = \frac{Q_v}{V_d} \times \frac{1}{3600}$$

$$S_v = \frac{835,44}{8,5 \times 3600} = 0,0273 \text{ m}^2$$

O diâmetro da válvula de saída de vapor D_v é dada por:

$$D_v = \sqrt{\frac{4 S_v}{\pi}}$$

logo, substituindo o valor de S_v encontrado, temos:

$$D_v = \sqrt{\frac{4 \times 0,027}{\pi}}$$

$$D_v = 0,186 = 186 \text{ mm}$$

Assim, adotaremos como diâmetro da válvula de saída principal de vapor:

$$D_v = 7 \frac{1}{2}''$$

5.11- Cálculo do Volume da Câmara de Vapor.

Para impedir o arraste de água e conseqüentemente a produção de vapor saturado seco, é fundamental no projeto um espaço (câmara) adequado para o vapor. O volume desta câmara deve ser compatível com a demanda de carga, pois uma câmara de vapor de tamanho insuficiente acarreta problemas para a manutenção de uma pressão constante em seu interior, mesmo com cargas variáveis de consumo.

5.11.1- Volume Teórico mínimo da Câmara de Vapor.

Para a determinação do volume teórico da câmara de vapor utilizaremos o diagrama ilustrado na figura 2 do anexo. O diagrama nos dá relações entre a produção possível de vapor da caldeira para um volume de 1 m^3 da câmara em função da pressão de trabalho, parametrizado pela concentração de sólidos totais em solução na água interna, dada na escala Beamé.

Desta forma, tendo a concentração dos sólidos na solução, estabelecemos o mínimo volume do tambor da caldeira que deverá ser reservado à câmara de vapor.

Para o projeto temos:

$$p = 5 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\text{concentração de sólidos totais} = 0,3 \text{ Beamé}$$

logo, pelo diagrama, devemos ter 1 m^3 de câmara para cada $1740 \text{ m}^3/\text{h}$ de produção de vapor.

Já calculamos anteriormente no item 5.10, a vazão de vapor (Q_v) que vale $Q_v = 835,44 \text{ m}^3/\text{h}$.

Então, temos que o volume mínimo da câmara de vapor ($V_{\text{mín.}}$) será:

$$V_{\text{mín}} = \frac{Q_v}{1740} = \frac{835,44}{1740} \quad V_{\text{mín}} = 0,48 \text{ m}^3$$

5.11.2- Volume real da câmara de vapor (V):

O volume real da câmara de vapor, bem como o nível de água dependem da distribuição dos tubos no interior da caldeira. Esta distribuição foi obtida por método geométrico, acomodando-se 182 tubos dispostos em quincôncio com passo na direção horizontal $t = 1,5 d$. Consideramos, também, espaço para

a porta de inspeção.

A figura 3, do anexo, representa esquematicamente a câmara de vapor (região I) e a região reservada à distribuição dos tubos, tirantes e porta de inspeção, submersa em água (região II). A partir dela podemos calcular o volume real da câmara de vapor (V):

$$V = L.A_I \quad , \quad \text{onde: } L = \text{comp. dos tubos}$$

$$A_I = \text{área do segmento circular I.}$$

Área de segmento circular I:

$$A_I = A_{\text{setor circular}} - A_{\text{triângulo}}$$

$$A_I = \pi \frac{D_t^2}{4} \times \frac{\alpha (\text{rad})}{2\pi} - \frac{1}{2} \frac{D_t}{2} \cdot \frac{D_t}{2} \text{ sen} \alpha$$

$$A_I = \frac{D_t^2}{8} (\alpha - \text{sen} \alpha)$$

$$A_I = \frac{2,52^2}{8} \left(\frac{160}{130} \pi - \text{sen } 160^\circ \right) = 1,945 \text{ m}^2$$

Portanto, temos que o volume real da câmara será:

$$V = L \times A_I$$

$$V = 5,82 \times 1,945 = 11,32 \text{ m}^3$$

Como o volume real da câmara é bem maior que o volume mínimo (V_{min}) calculado anteriormente, concluímos que não há problema em se adotar p/o diâmetro do tambor $D_t = 2520 \text{ mm}$.

CAPÍTULO 6

CÁLCULOS MECÂNICOS

6.1- INTRODUÇÃO

Um gerador de vapor consiste de elementos cilíndricos como tambores (corpos), tubos, coletores. Além destes, podemos citar como partes não cilíndricas os fundos abaulados dos tambores e os coletores de seção retangular.

Em projetos são normalmente calculados os corpos cilíndricos sujeitos à pressão, os fundos da caldeira e os tirantes. Procederemos aqui ao cálculo da espessura da parede do tambor, o cálculo da espessura do espelho, pois utilizaremos fundos planos e a escolha do tipo de tirante a ser utilizado.

6.2- Cálculo da Espessura da Parede do Tambor.

Para executarmos o cálculo da espessura da parede do tambor, utilizaremos a seguinte expressão, que é válida para todas as peças cilíndricas submetidas à pressão interna:

$$p = \frac{\sigma \cdot \eta}{S} \ln \frac{\phi_e}{\phi_i}, \text{ onde:}$$

p = pressão interna

σ = tensão admissível do material

η = fator que considera o enfraquecimento devido as soldas e furações

S = coeficiente de segurança

ϕ_e = diâmetro externo do tambor

ϕ_i = diâmetro interno do tambor.

Vamos, então, analisar os fatores envolvidos p/o cálculo:

- Temperatura de cálculo (t_c): no que diz respeito a temperatura de cálculo, para escolha do material e de sua tensão admissível (que diminui com o aumento da temp.), adota-se p/geradores de vapor marítimos de baixa pressão, $t_c = 275^\circ$ (de acordo com as normas alemãs).
 - Tensão admissível (σ): como a temperatura de cálculo é inferior a 350°C , a tensão admissível a ser adotada será o limite de escoamento a quente, de acordo com norma DIN 50112. Entende-se por limite de escoamento a quente como a máxima sollicitação que um material ainda suporta para carga estática e que, porém, em certas circunstâncias, pode produzir a precíavel deformação permanente.
- A norma DIN 17 155 fornece as características de várias qualidades de chapas aplicáveis nas construções de Geradores de Vapor, relacionando a tensão de trabalho, limite de escoamento a várias temperaturas e resistência permanente para uma espessura de chapa máxima de 60 mm (ver tabela no livro do Ravaglia)
- De acordo com esta norma, adotaremos o material HIA para chapa do tambor da caldeira, o qual para a temperatura de cálculo acima ($t_c = 275^\circ\text{C}$) apresenta uma tensão admissível $\sigma = 15 \text{ kgf/mm}^2$.
- Coeficiente de Segurança (S): este valor, deve ser para peças cilíndricas soldadas de aço, para geradores marítimos: $S = 1,7$.
 - Fator de enfraquecimento devido às soldas e furações (η): Para o nosso caso: tambor de aço soldado, vamos admitir: $\eta = 0,80$.

Podemos, agora, calcular o diâmetro externo do tambor ϕ_e :

$$\phi_e = \phi_i \cdot e^{(\rho \cdot S / \sigma \cdot n)}$$

$$\phi_e = 2520 \times e^{(5 \times 10^{-2} \times 1,7 / 15 \times 0,8)}$$

$$\phi_e = 2537,9 \text{ mm}$$

A espessura do tambor E será dada por:

$$E = \phi_e - \phi_i + c, \text{ onde } c = \text{constante que considera a tolerância na espessura da chapa e o desgaste da mesma } c/a \text{ tempo.}$$

Para espessuras menores que 30 mm, adota-se $c = 1,0 \text{ mm}$

$$E = 2537,9 - 2520 + 1 = 18,9 \text{ mm.}$$

Adotaremos, então, $E = 3/4 (19,05 \text{ mm})$.

6.3- Cálculo da Espessura dos Fundos Planos (f):

Tendo em vista a determinação da espessura dos fundos planos, é necessário que inicialmente se definam os tirantes a serem utilizados. No caso que se apresenta, a pressão de trabalho do vapor é relativamente pequena, de forma - que utilizaremos os próprios tubos p/servir de reforço às superfícies planas contra a pressão interior, ou seja, utilizaremos alguns dos tubos de passagem de gás como tubos tirantes. A disposição destes tubos se encontra na fig.4 do anexo.

A espessura da parede dos espelhos (f) p/tirantes - distribuídos regularmente é calculada pela expressão:

$$f = c \cdot \sqrt{\frac{p(a^2 + b^2)}{\sigma/S}} + c \text{ (mm) , onde}$$

a,b = dimensões que caracterizam a disposição dos tubos tirantes (ver fig. 4 do anexo) em cm.

p = pressão interna em Kgf/cm²

C = coeficiente que depende das condições de carga

(C = 0,42 se a chapa não estiver em contato c/a chama - p/aplicação naval)

σ = tensão admissível do material

S = coeficiente de segurança = 1,7 (válido para geradores de vapor marítimos)

c = fator que considera a tolerância na espessura da chapa e o desgaste da mesma com o tempo (corrosão) = 1 mm

Para o mesmo material adotado (HIA), temos:

$$f = 0,42 \sqrt{\frac{5,0 \times (19,0^2 + 22,0^2)}{15/1,7}} + 1,0$$

$$f = 10,19 \text{ mm}$$

Adotaremos $f = 3/4"$.

CAPÍTULO 7

ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO.

7.1- Tratamento da Água.

Tendo-se em vista que a água a ser utilizada no processo de geração de vapor provém do mar, se não executarmos sua desmineralização até concentrações aceitáveis, teremos graves problemas de corrosão. Como a embarcação possui, também outras caldeiras para serviço de bordo (Donkey-boilers), um sistema de tratamento destas águas já é existente, servindo a todos geradores, o que não onerará o custo de instalação de nosso sistema de recuperação de calor na embarcação.

O tratamento da água deve prever as seguintes etapas:

- processo de classificação: p/remoção dos sólidos em suspensão e turbidez.
- processo de filtração em materiais porosos
- processo de abrandamento: para eliminar a dureza da água e levar seu pH ao valor correto
- processo de desmineralização: para diminuir o teor de sólidos totais presentes
- processo de degaseificação: para eliminar os gases dissolvidos na água.
- processo de remoção de sílica.

A tabela 5 mostrada no anexo informa as características da água permissíveis no interior da caldeira. Para o nosso projeto, observa-se que a concentração de sólidos totais não deve ser superior a 0,3 Beaumé (valor utilizado p/determinação do volume mínimo da câmara de vapor do gerador - ver capítulo 5 - item 5.11.1)

7.2- Aquecedor da Água de Alimentação.

Para o nosso projeto, onde empregamos fonte residual de calor e baixa pressão, sua aplicação é anti-econômica.

7.3- Bomba de Alimentação de Água.

Utilizaremos uma bomba centrífuga para promover a alimentação de água na caldeira. Esta bomba será dimensionada com vazão 30% superior à produção normal de vapor da unidade e com pressão de recalque suficiente para vencer a contra-pressão do vapor e as perdas de carga na tubulação, válvulas e outros acessórios.

A vazão de recalque será, então:

$$Q = 1,3 \times D \times v_L \quad \text{onde: } D = 2189,3 \text{ Kg vapor/h}$$

$v_L = \text{vol. específico da água de alimentação (líquido comprimido aproximado para líquido saturado à temperatura de alimentação = 25°C)}$

$v_L = 0,0010030 \text{ m}^3/\text{kg}$ (tab. A.1.1(a)). livro "Fundamentos da Term.Clássica"

$$Q = 1,3 \times 2189,3 \times 0,001030$$

$$Q = 2,85 \text{ m}^3/\text{h}.$$

O ponto de operação da bomba se dará na intersecção da curva de perda de carga do sistema com a curva operacional (altura manométrica x vazão) da bomba. Estimamos que a perda de carga no sistema se situará entre 60 a 70 m.

Tendo em vista, os valores de vazão e altura manométrica acima definidos, chegamos a conclusão que poderemos utilizar uma bomba centrífuga de alta pressão, modelo WKL da KSB Bombas Hidráulicas, que atende perfeitamente nossas exigências, conforme pode ser observado no catálogo do fabricante - que se encontra anexado.

CAPÍTULO 8

OPERAÇÃO E CONTROLE DA UNIDADE GERADORA.

8.1- Dispositivos e Acessórios.

- Válvula principal de saída de vapor:- dimensionada no capítulo 5, permite a descarga do vapor produzido na caldeira. Adotaremos uma válvula do tipo globo, por esta assegurar um melhor controle da vazão.
- Válvulas de segurança:- evitam a contínua elevação da pressão na caldeira. Seu funcionamento deve permitir que:
 - . abram totalmente a uma pressão crítica atingida que é fixada (regulada)
 - . mantenham-se abertas enquanto a pressão não volta àquela de trabalho no gerador
 - . fechem instantaneamente e c/perfeita vedação logo após a queda da pressão.
 - . permaneçam perfeitamente vedadas para pressões inferiores à de sua regulagem.

Adotamos a válvula do tipo mola de alto curso, por - que esta abre e fecha instantaneamente, com grande confiabilidade na operação.

Obs.:- esta válvula exige cuidados especiais de instalação e manutenção.

- Válvulas de alimentação:- permitem o suprimento de água no gerador. Adotamos uma válvula do tipo globo de seção reta.

- Válvulas de retenção:- geralmente a válvula de alimentação permanece aberta. A válvula de retenção, colocada após a anterior, impede o retorno da água sob pressão no interior da caldeira.
- Válvulas de descarga:- permitem a purga intermitente da caldeira, estando acopladas à parte inferior do gerador. O lodo e o material sólido em suspensão, geralmente acumulado no fundo do tambor são eliminados quando se abrem estas válvulas.

No projeto deste gerador, instalaremos dois tipos - de válvulas de descarga em série:

- válvula de descarga lenta: p/assegurar a perfeita vedação do sistema. Utilizaremos uma válvula de passagem reta tipo globo, de dimensão 2" (padronizada).
- válvula de descarga rápida: p/limpeza do lodo acumulado no interior da caldeira. Utilizaremos uma válvula de dimensão 2" (padronizada)

Obs.: - Estas descargas, intermitentes, são lançadas no esgoto.

- Corpo de nível c/indicador:- permite controlar visualmente o nível de água interno na unidade. Para a nossa aplicação, utilizaremos este sistema que contém: corpo, registro de nível, torneiras de prova e registros de descarga.
- Manômetros:- p/indicar a pressão no gerador. No caso, empregaremos um manômetro de escala de 0 a 10 kgf/cm², ligado ao corpo da caldeira, na câmara de vapor, através de um sifão c/rubinete de fechamento.

- Termômetro:- p/indicar a temperatura na câmara de vapor. Utilizaremos um termômetro de bulbo de expansão capilar.
- Separador de vapor:- o vapor ao se formar, se acumula na câmara acima do nível de água, arrastando água e impurezas sólidas. Os separadores de vapor objetivam evitar este arraste. Para caldeiras de tubos de funaça, como nosso caso, instalam-se separadores constituídos por tubos perfurados situados antes da saída principal do vapor. O vapor úmido ao atravessar os orifícios, separa a água e assegura a saída de vapor com título em torno de 97%.

8.2- Controle automático de alimentação de água.

A caldeira de recuperação de calor dos gases de escape do motor diesel de propulsão foi concebida com a finalidade de ser um sistema auxiliar de produção de vapor, associada às caldeiras de bordo, conhecidas como Donkey-boilers, para a satisfação das necessidades internas de vapor, que são variáveis e incertas.

Sendo assim, teremos problemas de variações rápidas e grandes de carga no sistema (entenda-se consumo de vapor). Para se manter a caldeira em perfeita condições de operacionalidade e eficiência, temos a necessidade de controlar a - alimentação de água através de duas variáveis que devem ser o nível de água da caldeira e a demanda de vapor.

Utilizaremos o regulador de nível de água p/caldeiras tipo RNC-2, fabricado pela HITER - ind. e com. de controles termo-hidráulicos Ltda. (ver catálogo c/informações no anexo).

O sistema, mostrado na figura 7, do anexo, funciona do seguinte modo:

O vapor produzido pela caldeira ao passar pela placa de orifício sofre uma queda de pressão. Esta queda de pressão que é função da quantidade de vapor, ao agir no atuador auxiliar da válvula de controle, abre ou fecha a mesma no sentido de igualar a alimentação de água ao vapor gerado pela caldeira. Ao mesmo tempo, o nível de água na caldeira é sensorado por um dispositivo controlador termohidráulico, chamado gerador, que se baseia no efeito da dilatação e contração de água colocada em contato com uma câmara onde oscila o nível de água. Este dispositivo, constituído de um tubo de aço instalado como um indicador de nível, recebe uma camisa tubular aleatada. Esta câmara comunica-se com o atuador principal da válvula de controle por intermédio de um tubo de cobre. À medida que o nível oscila, a água em seu interior recebe maior ou menor contato com a superfície aquecida de vapor, dilatando-se ou contraindo-se, transmitindo um sinal de pressão hidráulica ao atuador principal, que age conjugadamente por meio de alavancas, controlando a entrada de água no sentido de manter o nível no ponto requerido.

8.3- Controle dos gases quentes

A pressão em regime de trabalho deverá ser controlada por razões operacionais e de segurança. A pressão máxima será 10% superior à pressão de trabalho (segundo Norma NB55). Quando esta pressão for atingida, o pressostato de máxima (de segurança) envia um sinal que desvia o fluxo dos gases quentes para a chaminé através da válvula borboleta de segurança.

No caso de falhar o sistema de segurança, temos as válvulas de segurança da própria caldeira, que a uma pressão ligeiramente superior à do "set-point" do pressostato de máxima, abrem e liberam vapor para a atmosfera, abaixando a pressão da caldeira.

O controle do fluxo de gases quentes será executado associado à pressão de trabalho da caldeira. Para isso utiliza

remos um pressostato on-off, onde se fixa a pressão de trabalho como "set-point". Quando este valor é ultrapassado, o contator (tipo NA) do pressostato assume a posição fechada e aciona o solenóide de válvula de 2 vias, que desvia o fluxo dos gases quentes para a chaminé. Se a pressão cair, o contator - assume a posição NA e a válvula reassume a posição que promove a alimentação da caldeira (ver fluxograma de controle dos gases quentes - fig. 7.a).

CAPÍTULO 9

TIRAGEM.

Tiragem, por definição, é o processo que garante a circulação dos gases através do gerador de vapor, até a saída para a atmosfera. O circuito, às vezes, complexo, oferece apreciáveis resistências ao escoamento dos fluidos gasosos.

A tiragem deve vencer todas as perdas de carga oferecidas pelo circuito, garantindo fluxo contínuo para os gases. Ela pode ser feita por processos naturais ou processos mecânicos, dependendo da perda de carga do sistema.

O cálculo preciso da resistência oferecida à circulação dos gases é quase impossível, porém, podemos conseguir para o nosso caso, uma boa estimativa para esta perda de carga através do âbaco nº 12.5 página 204 do livro Geradores de Vapor do Prof. Hildo Pera. Esta âbaco nos fornece a perda de carga por metro de tubo, para fluxo paralelo dos gases aos tubos, quer seja interior ou exterior a estes, em função da velocidade dos gases e diâmetro interno dos tubos (ver anexo nº 8).

Para $v = 30$ m/s temos um fator de correção igual a 7, e encontramos $h = 2,4$ mm c.a./m de tubo, para $t = 310^{\circ}\text{C}$ p/temperatura média dos gases e $d_i = 62,7$ mm p/diâmetro interno dos tubos. Logo:

perda de carga = $h \times L \times$ fator de correção.

perda de carga total = $2,4 \times 5,816 \times 7,0 = 97,7$ mmc.a.

Para valores superiores a 35 mm c.a., a tiragem natural torna-se ineficiente e custosa, o que nos obriga a utilizar a tiragem mecânica.

Empregaremos tiragem induzida por ventilador de vazão total dos gases, também, conhecido como exaustor, que é o sistema mais difundido em geradores de vapor atualmente. O circuito total permanece com pressão negativa.

A máquina é dimensionada para vazão total dos gases de combustão à temperatura de saída, vencendo todas as resistências. Acresce-se 20% na capacidade para compensar possíveis aumentos nas perdas.

CAPÍTULO 10

LIMPEZA DA CALDEIRA.

Os gases de escape de um motor Diesel são relativamente limpos, isentos de poeira e partículas abrasivas, porém carregam quantidades significativas de fuligem que podem se depositar nos tubos, dependendo da velocidade de escoamento.

Uma elevada deposição nos tubos pode retardar a transferência de calor e em consequência propiciará uma queda na produção de vapor. Daí a necessidade de se manter limpas as superfícies de troca de calor.

Há dois métodos básicos para limpeza de caldeiras: o manual e o mecânico. Um terceiro grupo, o químico, não é enquadrado como método de limpeza no sentido exato do termo, embora contribua para eliminar deposições.

Consideraremos os dois primeiros para a caldeira de tubos de fumaça em questão:

a) Método manual.

Consiste em introduzir-se uma agulha através dos tubos, que utiliza ar comprimido, seco e limpo, a uma pressão superior a 7 kgf/cm^2 . Periodicamente, os tubos devem ser limpos com escovas de aço, para extrair-se as deposições que aderem às paredes internas destes.

A eficiência destes sopradores operados manualmente está comprometida em virtude de sua ação limitada por operação deficiente.

b) Método mecânico.

Utiliza-se um soprador de fuligem automático, de grande eficiência, que entretanto, apresenta alto custo de operação em termos de vapor ou ar comprimido, difícil manutenção e alto custo de aquisição. No anexo, temos um equipamento fabricado pela Hiter, que pode ser utilizado em nossa aplicação com as devidas adaptações necessárias.

CAPÍTULO 11

CONSTRUÇÃO MECÂNICA.

11.1- Considerações Importantes.

Para a construção de geradores de vapor deverão ser observadas as normas vigentes que levam em conta todos os itens imprescindíveis relativos à questão de segurança.

No Brasil temos a NB 227, código para projeto e construção de caldeiras e a NB 55, para inspeção e recepção de geradores de vapor. Há, também, as normas americanas: Boiler Code, Infire Pressure Vessels, ambas da ASME (American Society of Mechanical Engineers) e a alemã da Deutsche Dampfkessel - und Druckgefass-Ausochers (D.D.A.), as quais, são muito procuradas pelo mercado produtor brasileiro. Em particular, para aplicações em marinha mercante, estes códigos continuam válidos e perfeitamente aplicáveis (excetuando-se para embarcações de guerra).

Estas normas prescrevem em detalhe os padrões para os materiais empregados na construção de geradores de vapor, tais como chapas, tubos e aços fundidos; indicam ao fabricante como proceder à verificação e aceitação destes materiais; tratam da qualificação da mão-de-obra; informam como dimensionar partes sujeitas à pressão; especificam detalhes construtivos (soldagem e sua qualificação, rebitagem, etc.); tratam de ensaios e inspeção dos geradores.

Entretanto, a fabricação de caldeiras é algo mais delicado que uma questão de cumprimento de especificações básicas de projeto e materiais. Muitos aperfeiçoamentos adicionais desejáveis são incluídos na construção das caldeiras, sendo estes os resultados da experiência, habilidade e pesquisas desenvolvidas pelo fabricante, pelo engenheiro responsável e pelo proprietário da unidade geradora.

Como já mencionado, os materiais empregados na construção seguem rigorosos requisitos citados nas normas. O fabricante deve registrar todos os materiais utilizados. Todo aço empregado deverá ser acompanhado por um relatório de ensaios da companhia produtora, onde se indica sua procedência, número do lingote, espessura e as características físicas necessárias, como resistência à tração, alongamento e limite de elasticidade.

A unidade geradora de vapor deverá ser construída satisfazendo aos padrões de segurança, resistência e durabilidade, já citados. Para se garantir uma operação contínua e adequada, a rigidez do conjunto deve ser satisfatória, evitando-se que seus elementos fiquem sujeitos a deslocamentos, distorções e flexões. Os suportes deverão estar bem localizados, para se assegurar condições racionais de operação e manejo, e os elementos fixos deverão ter atenção especial no projeto, - para se evitar o inconveniente da montagem errônea.

A construção e a montagem devem ser extremamente bem executadas, observando-se ótimo grau de acabamento e a necessidade de uma perfeita rigidez do conjunto. Todos os cantos - deverão ser arredondados e as arestas desbastadas, para se evitar possíveis acidentes durante a operação manual da unidade pelo operador.

Em especial, a soldagem deverá ser executada e controlada cuidadosamente, segundo os rigorosos padrões impostos pelas normas. Posteriormente, as regiões soldadas deverão ser submetidas a um tratamento térmico para o alívio de tensões e radiografadas para inspeção.

11.2- Recepção da unidade geradora de vapor pelo usuário.

A recepção oficial de uma caldeira, deve ser acompanhada de uma série de documentos fornecidos pelo fabricante:

1. durante a fabricação:

- certificados de qualidade dos materiais empregados para sua construção
- certificados de testes hidráulicos
- certificados de qualificação das soldas elétricas
- certificados de alívio de tensões
- cálculos de dimensionamento das partes sujeitas à pressão

2. durante a montagem:

- verificação da qualidade dos materiais entregues
- inspeção durante a montagem
- certificado de teste hidráulico, após conclusão da instalação da caldeira
- aferição nos instrumentos de medição.

3. após instalação completa:

- preparação da unidade p/ensaios finais
- ensaio de performance (produção de vapor) e de eficiência térmica

Obs.: - deve-se, após a instalação da unidade, em períodos previamente estabelecidos, proceder-se à inspeção geral do gerador, executada por elemento qualificado, que deverá seguir as especificações da NB-55 da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT).

BIBLIOGRAFIA

1. Carl, D. Shields, Caldeiras - Tipos, Características y sus Funciones - México Ed. Continental, 1965.
2. Hildo Pera, Geradores de Vapor de Água (Departamento de Engenharia Mecânica - Escola Politécnica - 1966).
3. Institute of Fuel of London; Waste-Heat Recovery (Chapmann and Hall Ltd, 1963).
4. Ennio Ravaglia; Projeto de um Gerador de Vapor D'água - (DLP do Grêmio Politécnico, 1968).
5. Remy Benedito Silva; Manual de Termodinâmica e Transmissão de Calor (DLP do Grêmio Politécnico, 1979).
6. ASME; Boiler Code (American Society of Mechanical Engineers)
7. ABNT; NB-277 - Código para Projeto e Construção de Caldeiras Estacionárias - Associação Brasileira de Normas Técnicas.
8. ABNT; NB-55 - Código para Inspeção e Recepção de Geradores de Vapor - Associação Brasileira de Normas Técnicas.
9. Gordon Van Wylen e Richard Sonntag; Fundamentos da Termodinâmica Clássica (Editora Edgard Blucher Ltda., 1983).

A N E X O S

t_m	b	t_m	b	t_m	b
50	0,154	400	0,101	750	0,081
100	0,142	450	0,097	800	0,080
150	0,132	500	0,093	850	0,079
200	0,124	550	0,090	900	0,078
250	0,117	600	0,087	950	0,077
300	0,111	650	0,085	1000	0,076
350	0,106	700	0,083	1050	0,075

Fig.1- Tabela de valores da expressão do coeficiente de película dos gases.

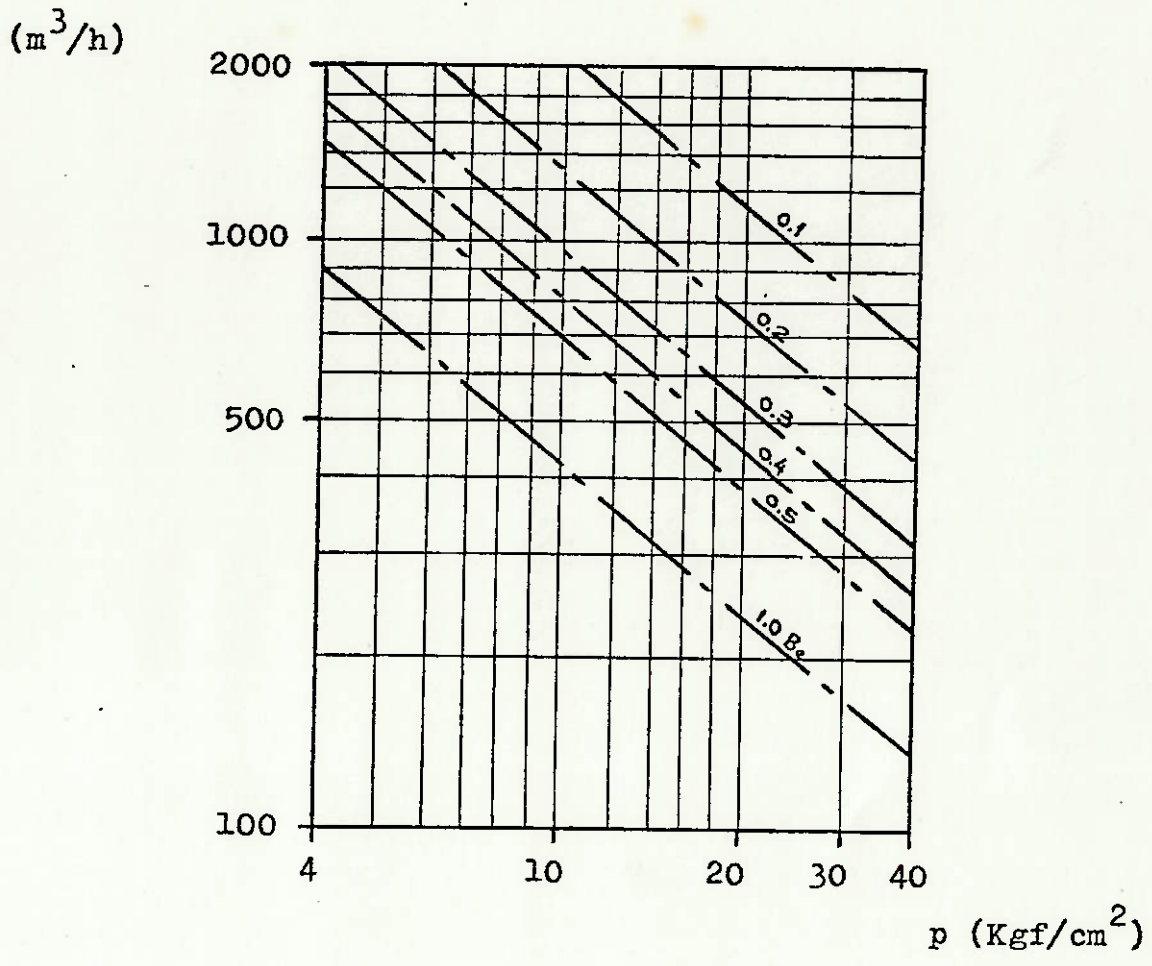


Figura 2: Produção de vapor (m^3/h) que necessita de $1 m^3$ de câmara de vapor, em função da pressão do vapor produzido (parametrizado pela concentração de sólidos totais)

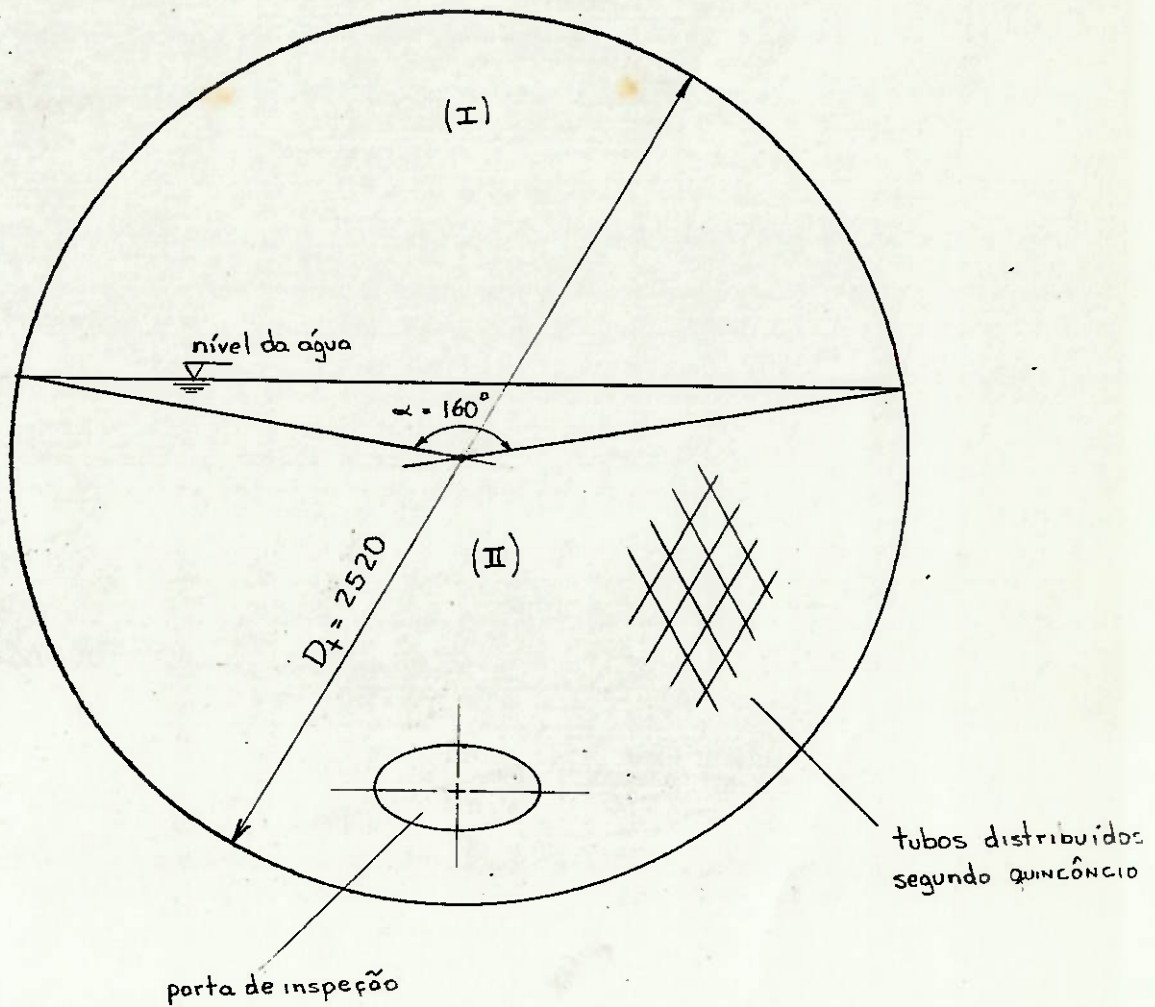


Fig.3- Esquema representativo do corpo da caldeira.
 A região (I) representa a câmara de vapor e
 a região (II) abriga os tubos da caldeira
 imersos em água.

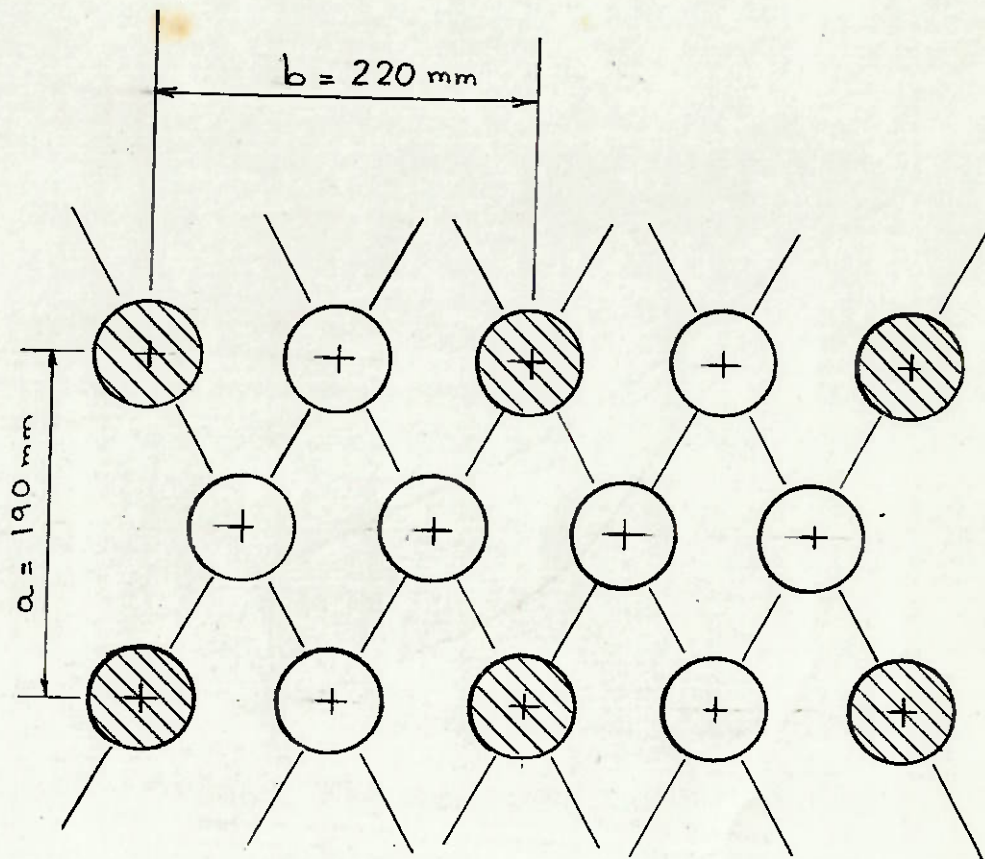


Fig.4 - Disposição dos tubos tirantes, caracterizada pelas dimensões a e b.

CARACTERÍSTICAS DA ÁGUA DENTRO DA CALDEIRA

A existência do sulfito depende do seu emprego no degaseamento.

ATM	Concentração Sais Totais		Concentr. solidos em suspensão	Fosfatos na forma P ₂ O ₅	Matéria Orgân. (Permanaganato)	Alcali-nidade total	Concen-tração SiO ₂	p H
	Be ≪	PPM	PPM	PPM	PPM	PPM	PPM ≪	
10	0,3	3000	200	25 - 35	200	200-600	30	10 - 11
15	0,3	3000	200	25 - 35	200	200-600	30	10 - 11
20	0,3	3000	150	25 - 35	200	150-450	20	10 - 11
25	0,3	3000	150	15 - 30	200	100-300	20	9,5-10,5
30	0,3	3000	150	15 - 30	200	50-150	15	9,5-10,5
40	0,25	2500	100	15 - 30	200	50-150	10	9 - 10
50	0,25	2500	80	15 - 30	200	40-120	8	8,5- 10
60	0,20	2000	60	10 - 30	200	20- 60	4	8,5- 10
80	0,20	2000	50	10 - 30	100	20- 60	2	8,5- 10
100	0,15	1500	50	10 - 30	80	15 - 45	1	8 - 9

Fig.5- Tabela das características da água no interior da caldeira.

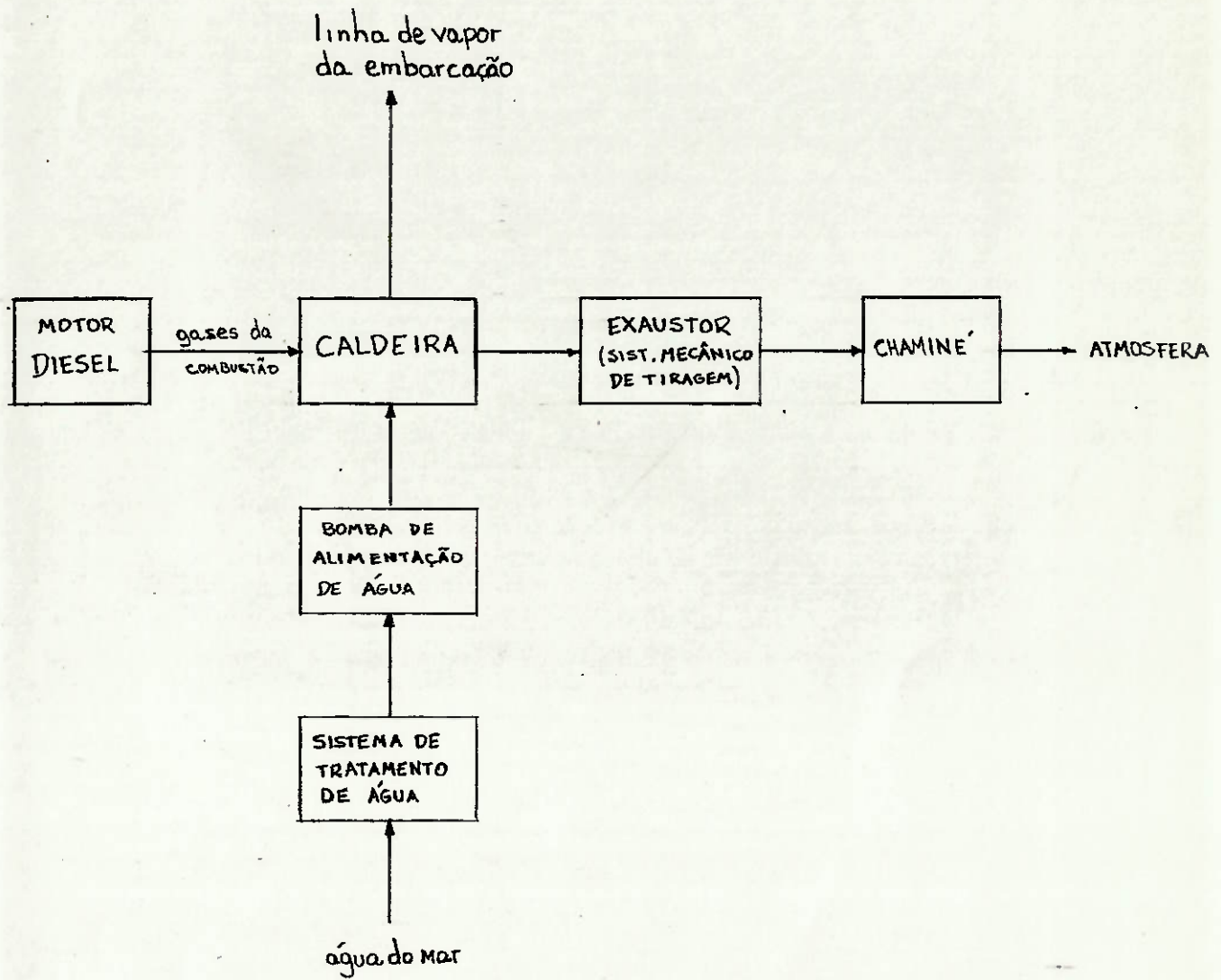


Fig.6 - Fluxograma mecânico da instalação.

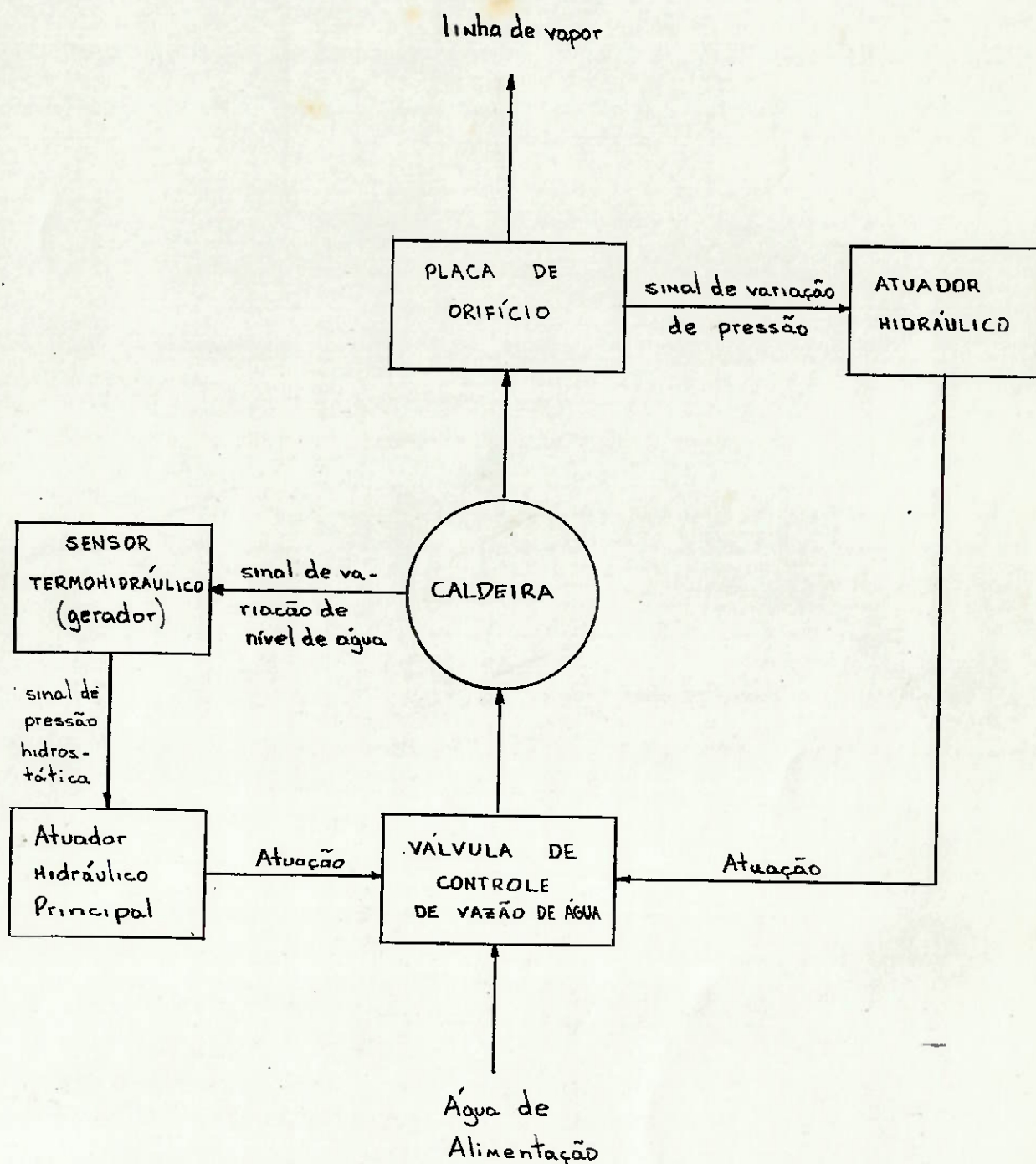


Fig.7- Fluxograma de controle da água de alimentação.

Obs: consultar o catálogo da HITER, anexado, para maiores informações sobre o sistema acima (CNC2).

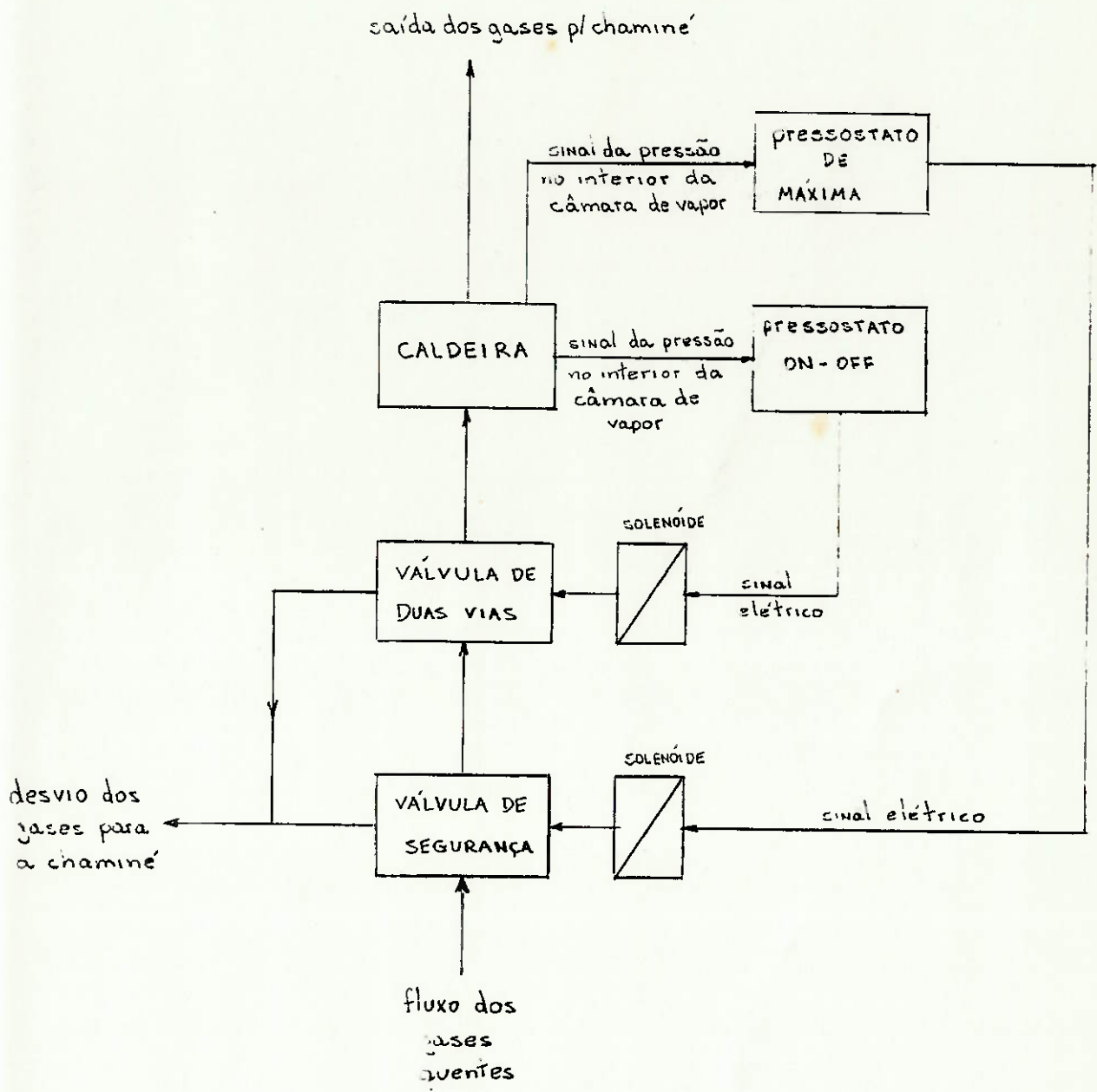
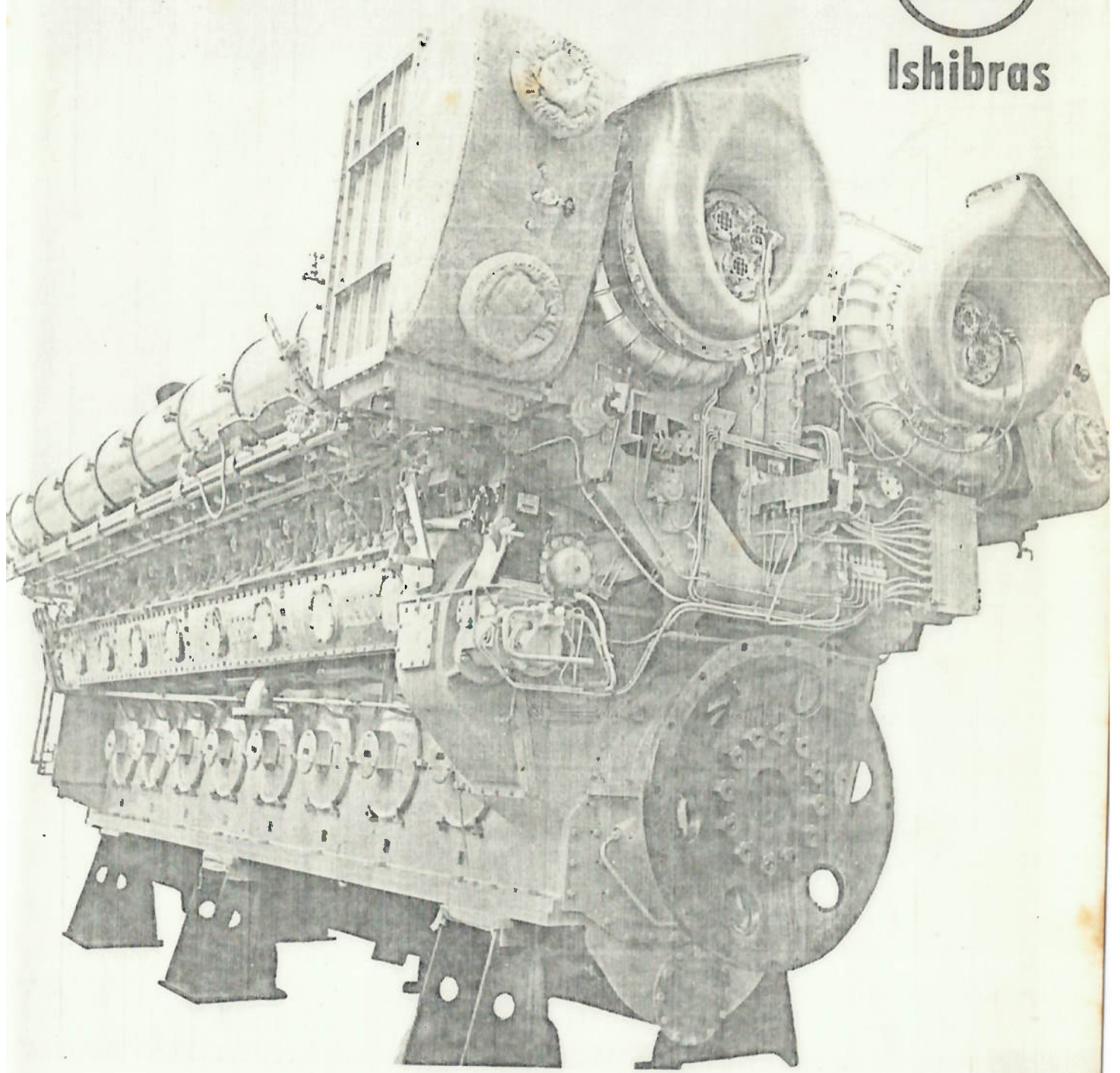


Fig.7.a- Fluxograma de controle do fluxo de gases quentes.

INSTITUTO DE PESQUISAS TECNOLÓGICAS - IPT
NÚCLEO DE INVESTIGAÇÃO DE MÁQUINAS INDUSTRIAIS
SEÇÃO DE DOCUMENTAÇÃO TÉCNICA - EN/SOT



Ishibras



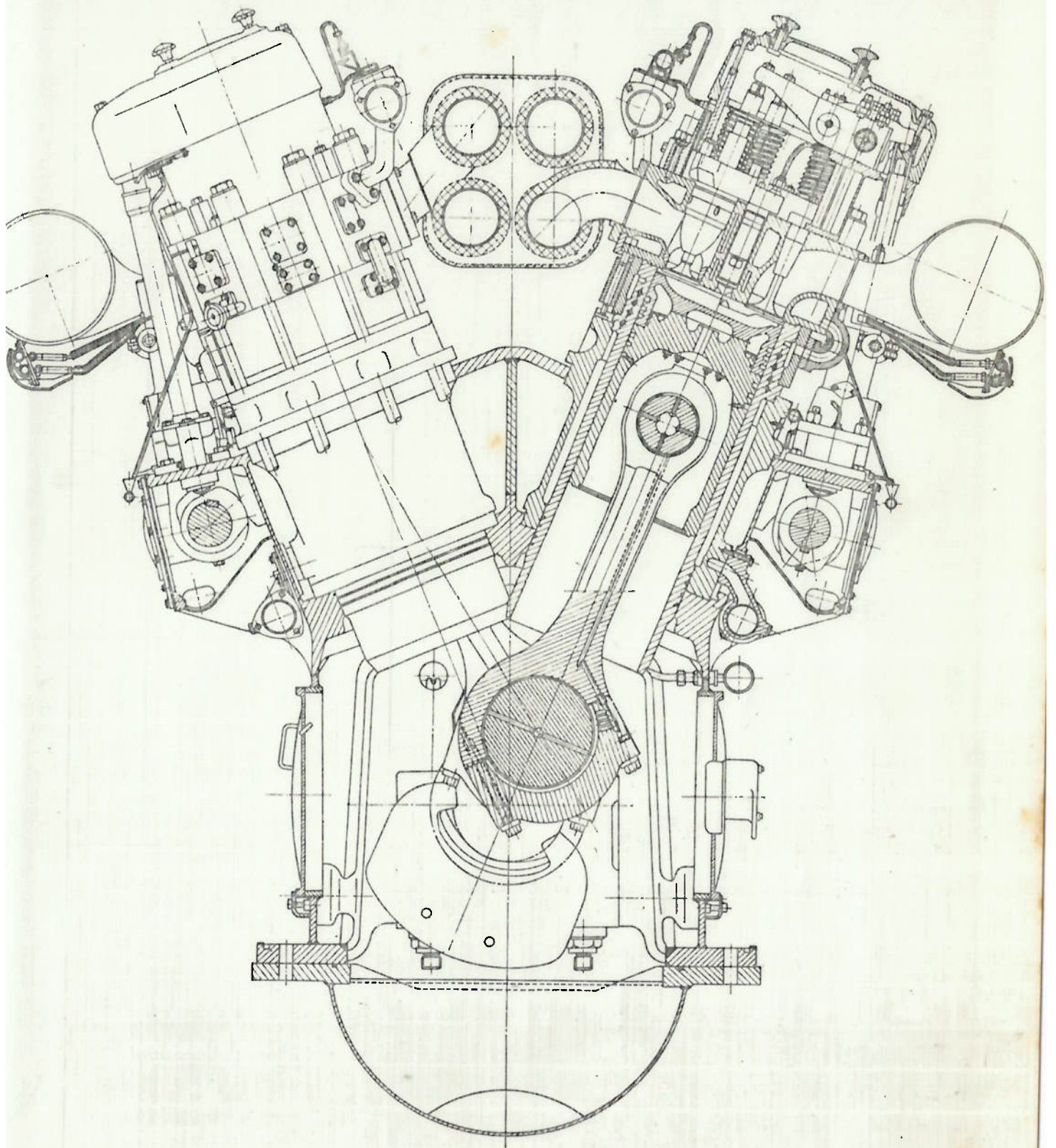
ISHIBRAS-S.E.M.T.-PIELSTICK

MOTOR DIESEL MARÍTIMO

PC

2-5

awajima do Brasil-Estaleiros S.A. - "ISHIBRAS"



Dados Principais Do Motor PC2-5

Tipo		4 tempos, efeito simples, refrigerado a água, injeção sólida, êmbolo mergulhante turbo-alimentado, Motor Diesel Marítimo Reversível.															
Modelo		PC2-5L			PC2-5V												
N.º de Cilindro		6	8	9	10	12	14	16	18								
Diâmetro X Curso		mm 400 X 460															
*Potência Máxima Contínua	Potência do motor	BHP	3900	5200	5850	6500	7800	9100	10400	11700							
	Velocidade do motor	rpm	500 (520)														
	pme	kg/cm ²	20,2 (19,5)														
	Velocidade do êmbolo	m/s	7,67 (7,97)														
Serviço Normal	Potência do motor	BHP	3510	4680	5265	5850	7020	8190	9360	10530							
	Velocidade do motor	rpm	483 (502)														
	pme	kg/cm ²	18,8 (18,15)														
	Velocidade do êmbolo	m/s	7,41 (7,70)														
Potência de sobrecarga	%	10% (uma hora)															
**Consumo específico de combustível	g/BHP h	152															
Método de super carregamento	Turbo-carregador a gases de descarga com resfriador de ar																
Tipo de partida	Ar comprimido																
Tipo de refrigeração	<table style="width: 100%; border: none;"> <tr> <td style="width: 70%;">Camisa de cilindro e turbo-compressor:</td> <td>água doce</td> </tr> <tr> <td>Injetores de combustível:</td> <td>água doce</td> </tr> <tr> <td>Êmbolo:</td> <td>óleo lubrificante</td> </tr> <tr> <td>Resfriador de ar, óleo lubrificante, água doce e injetores</td> <td>água salgada</td> </tr> </table>									Camisa de cilindro e turbo-compressor:	água doce	Injetores de combustível:	água doce	Êmbolo:	óleo lubrificante	Resfriador de ar, óleo lubrificante, água doce e injetores	água salgada
Camisa de cilindro e turbo-compressor:	água doce																
Injetores de combustível:	água doce																
Êmbolo:	óleo lubrificante																
Resfriador de ar, óleo lubrificante, água doce e injetores	água salgada																
Regulador de velocidade	Regulador Woodward																
Combustível utilizado	Gasóleo, diesel e residual.																

Notas

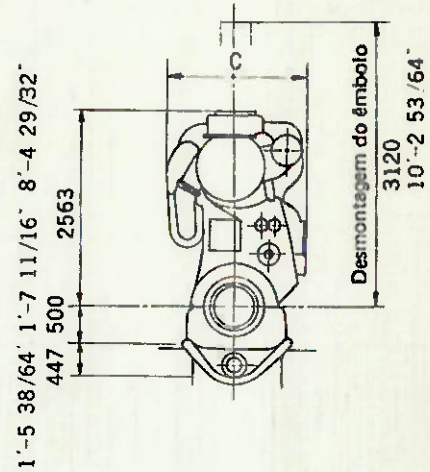
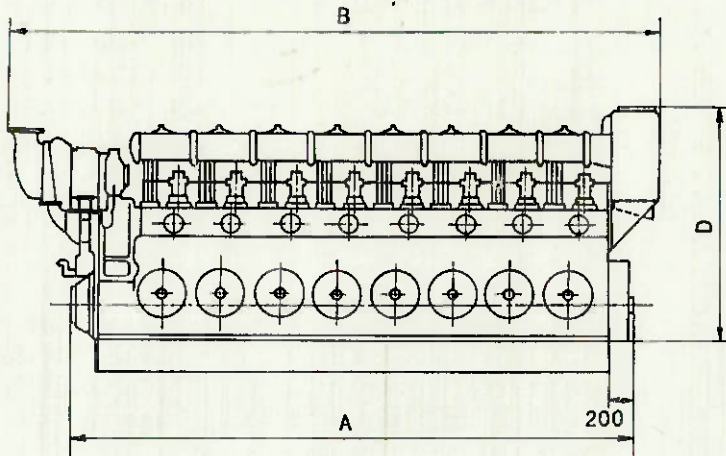
- * A Potência máxima contínua é de 100% da potência nominal a 1500 rpm, com temperatura ambiente de 40°C, pressão de 1,013 bar e umidade relativa de 70%.
- ** O consumo específico de combustível é de 152 g/BHP h, com uma densidade de calor de 10.000 Kcal/Kg e um teor de água de 0,1%.

Características Dos Motores PC2-5

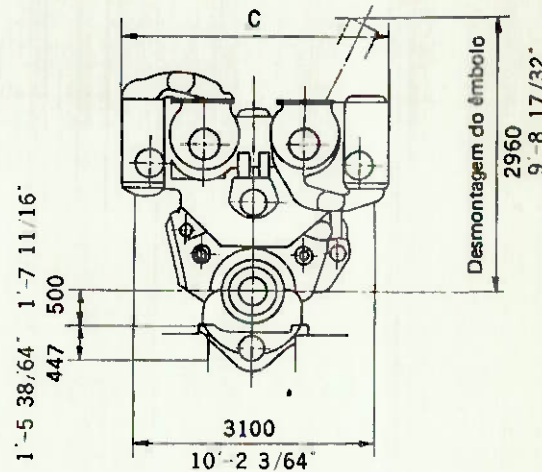
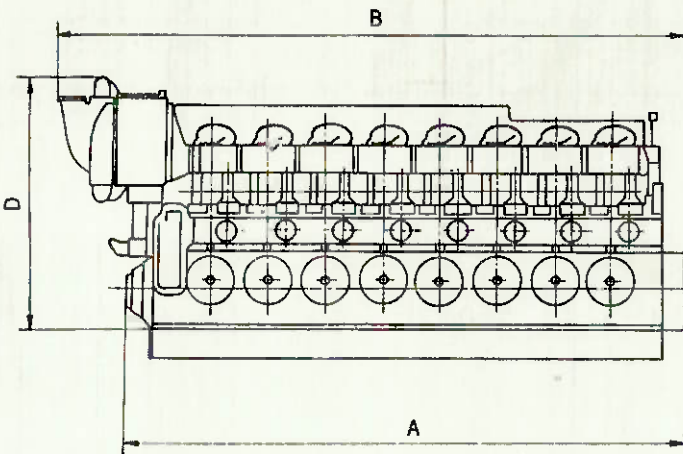
CARCAÇA	A carcaça é feita de chapas de aço soldadas, com componentes fundidos, resultando, uma estrutura forte com alto momento de inércia no plano vertical.
CILINDROS	Os cilindros de ferro fundido especial, com camisas de água individuais de ferro fundido, projetadas de forma a evitar qualquer possibilidade de contato entre a água de refrigeração e a estrutura da carcaça. As camisas dos cilindros são do tipo de refrigeração, o que efetivamente faz decrescer a temperatura da superfície de contato no topo da camisa.
CABEÇOTES E VÁLVULAS	Os cabeçotes são fundidos em forma prismática - com base octogonal, possuindo duas válvulas de admissão, duas válvulas de descarga, um injetor central, uma válvula de partida, uma válvula de segurança e um registro indicador. As sedes da haste da válvula de descarga e a carcaça possuem superfícies revestidas de "stellite". A última é refrigerada pela água de refrigeração do cilindro. A haste da válvula é acionada pelo "Rotocap" de forma a manter as sedes das válvulas em boas condições.
EIXO DE MANIVELAS	O eixo de manivelas é forjado em aço-liga especial. São utilizadas ranhuras nos braços de manivelas para a fixação e ajustagem de dois contrapesos em cada pino de manivela.
MANCAIS PRINCIPAIS	Cada mancal está fixado a cada antepara da carcaça. Esta montagem inclui um jazente localizado abaixo do eixo e conectado à carcaça através de dois parafusos de assentamento. Os mancais são de aço, com uma camada de chumbo-cobre, recobertos com camisa de fricção de estanho-chumbo e fixados pelas tampas através de um apoio suportado pela carcaça. Este arranjo permite que os mancais sejam facilmente inspecionados.
BIELAS	As bielas são de aço forjado e possuem ranhuras em todo seu comprimento, a fim de permitir a circulação de óleo para refrigeração dos êmbolos. Ambos os mancais das extremidades são de aço, recobertos com camadas de cobre-chumbo e camisa sobreposta de estanho-chumbo.
ÊMBOLOS	O êmbolo é refrigerado por turbulência através do óleo de circulação sob pressão, utilizado no sistema de lubrificação do motor. O êmbolo possui quatro anéis de compressão e dois anéis raspadores. As ranhuras dos anéis são resfriadas de modo a decrescer o desgaste dos mesmos, assim como dos anéis e da camisa do cilindro. Os pinos do êmbolo são feitos de aço-liga especial, ocos, do tipo flutuante.
SISTEMA DE INJEÇÃO	Cada cilindro é provido com uma bomba injetora de êmbolo com descarga helicoidal. Os cames de injeção de combustível são fixados ao eixo de cames que gira apoiado em mancais, diretamente aparafusados ao corpo das bombas injetoras. Esta montagem evita a transmissão de grandes esforços para a carcaça, gerados durante a injeção de combustível.
MECANISMO DE REVERSÃO	A rotação do motor é revertida através de cames com duas configurações simétricas, que são alternativamente impulsionadas contra os rolamentos dos acionadores através do movimento lateral do eixo de cames. O eixo de cames é movido pelo ar comprimido, atuando um dispositivo operado a óleo.
TURBO ALIMENTAÇÃO	O ar de alimentação é suprido por um ou mais turbo-compressores montados no lado do acoplamento ou no lado oposto, de acordo com a instalação do motor. Os resfriadores de ar utilizam água como meio refrigerante e são empregados para o resfriamento do ar antes da admissão nos cilindros.
LUBRIFICAÇÃO	O motor é lubrificado por meio de um sistema sob pressão. O óleo é suprido por uma bomba acionada pelo motor ou por bomba independente.
REFRIGERAÇÃO	Os motores são refrigerados por água doce, através de um sistema em circuito fechado.
COMBUSTÍVEL	Os motores podem queimar combustíveis Classe A, B e D ou óleos residuais Classe E, F e G, de acordo com a British Standard Specification 2869-1957.
CLASSIFICAÇÃO	Os motores PC satisfazem todos os regulamentos das várias Sociedades Classificadoras Internacionais.

Dimensões Máximas Dos Motores EM "LINHA" E EM "V"

(EM LINHA)



(EM "V")



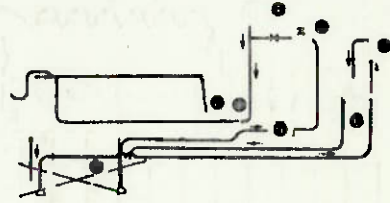
N.º Cilindro	Dimensões em mm pé-pol.				*Peso aprox. lbs kg
	A	B	C	D	
6PC2-5L	18'-8 7/32" 5695	22'-6 7/8" 6880	5'-10 43/64" 1795	10'-43/64" 3065	85,995 39,000
8PC2-5L	23'-6 31/64" 7175	27'-4 3/4" 8350	5'-10 43/64" 1795	10'-43/64" 3065	103,635 47,000
9PC2-5L	25'-11 5/8" 7915	29'-9 7/8" 9090	5'-10 43/64" 1795	10'-43/64" 3065	119,070 54,000
12PC2-5V	18'-8 39/64" 5705	21'-7 29/64" 6590	11'-5 51/64" 3500	10'-1 29/64" 3085	130,095 59,000
14PC2-5V	21'-1 3/4" 6445	24'-19/32" 7330	11'-5 51/64" 3500	10'-1 29/64" 3085	147,735 67,000
16PC2-5V	23'-6 7/8" 7185	26'-9 21/32" 8170	11'-5 51/64" 3500	10'-1 29/64" 3300	165,375 75,000
18PC2-5V	26'-0" 7925	29'-2 13/16" 8910	11'-5 51/64" 3500	10'-1 29/64" 3300	183,015 83,000

*Peso do motor marítimo padrão com turbo compressores e bomba de óleo lubrificante

Arranjo Diagramático Dos Sistemas De Tubulações.

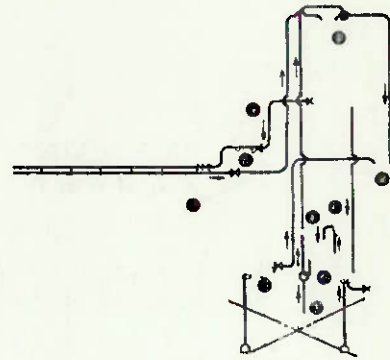
● SISTEMA DE ÓLEO LUBRIFICANTE

1. Tanque de óleo lubrificante.
2. Bomba de circulação de óleo lubrificante com acionamento independente.
3. Válvula termostática.
4. Resfriador de óleo lubrificante.
5. Filtro de óleo lubrificante.
6. Purificador de óleo lubrificante.
7. Aquecedor para purificador.
8. Válvula de transbordo.



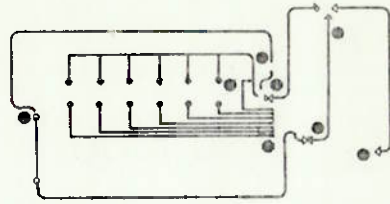
● SISTEMA DE ÓLEO COMBUSTÍVEL

1. Tanque de combustível.
2. Bomba de transferência de óleo combustível.
3. Tanque de sedimentação.
4. Tanque de serviço de óleo combustível.
5. Purificador de óleo combustível.
6. Aquecedor para purificador.
7. Filtro magnético.
8. Filtro fino.
9. Bomba de circulação de óleo combustível.
10. Bomba injetora de óleo combustível.



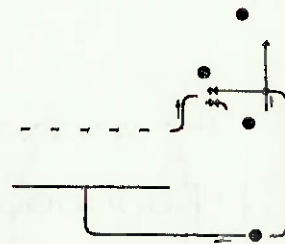
● SISTEMA DE AR COMPRIMIDO

1. Compressor de ar de partida.
2. Reservatório de ar de partida.
3. Estação de controle.
4. Válvula principal de ar de partida.
5. Válvula de partida.
6. Distribuidor de ar de partida.
7. Válvula de controle da catraca.
8. Válvula de controle de engrenagem reversora.



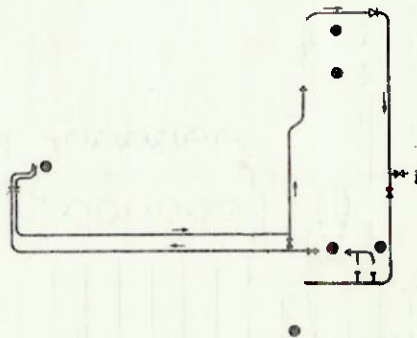
● SISTEMA DE ÁGUA DOCE

1. Bomba de circulação de água doce com acionamento independente.
2. Resfriador de água doce.
3. Válvula termostática.
4. Tanque de gravidade.



● SISTEMA DE ÁGUA SALGADA

1. Conexão para o mar.
2. Filtro de água salgada.
3. Bomba de circulação de água salgada com acionamento independente.
4. Resfriador de óleo lubrificante.
5. Resfriador de água doce.
6. Resfriador de ar de carga.



LINHA DE PRODUTOS

CONSTRUÇÃO E REPAROS NAVAIS:

Construção, conversão e reparos de navios, rebocadores, diques, plataformas, cábreas, equipamentos flutuantes em geral.

PROPULSORES DUCKPELLER:

Sistema conjugado de Propulsão e Governo.

MOTORES DIESEL:

Para aplicação Marítima e Geração de Energia Elétrica (Grupos Geradores), com potência variando desde 125 até 48.000 BHP, produzidos sob licença da Sulzer Frères S.A. Semt-Pielstick e da Daihatsu Diesel Mfg. Co. Ltd.

PRODUTOS INDUSTRIAIS:

COMPRESSORES DE AR:

Refrigerados à água, simples efeito e projetados para operar a uma pressão de descarga inferior a 7 kg/cm².

BATE-ESTACAS:

Bate-estacas Diesel IHI, operando com combustão interna.

ALTOS FORNOS, FORNOS CUBILOT.

FORNOS ELÉTRICOS E A ARCO.

PANELAS E CAÇAMBAS.

CÁRROS TORPEDO, MISTURADORES.

CALDEIRAS DE GRANDE PORTE.

PONTES E PÓRTICOS ROLANTES:

De quaisquer tipos e capacidades. Padronizadas ou especiais, para aplicações diversas.

GUINDASTES:

De diversos tipos e capacidades.

COMPORTAS E STOP-LOGS:

De todos os tipos e dimensões.

CONDUTOS FORÇADOS

GRADES

GUINCHOS

TANQUES E VASOS DE PRESSÃO:

Reservatórios metálicos de diversos tipos e capacidades.

ESTRUTURAS PONTES E VIADUTOS METÁLICOS

Edificações Metálicas e Estruturas diversas.

Fundição em ferro Meehanite.

Forjaria

Usinagem - Peças de médio e grande porte.

OBS.: Outros produtos especiais para Usinas Hidroelétricas, Termoelétricas, Termonucleares, Indústrias Químicas, Petroquímicas, Metalúrgicas, de Cimento, Saneamento.

Sede:

Av. Pres. Antônio Carlos n.º 607-SL,
Tels.: 231-0090 e 231-1975
End. Teleg. ISHIBRAS
Rio de Janeiro - GB.

Fábrica:

Rua General Gurjão, 2
Ponte do Caju - Tel.: 254-2050.
Telex: IHICO - Rio 031-517
Rio de Janeiro - GB.

Escritório São Paulo:

Av. Brigadeiro Luiz Antônio, 2344
1.º Conj. 11/2/3 - São Paulo
Tels.: 288-1582 e 288-2688
Divisão Comercial:
287-7182 e 287-7623
Teléx: IHICO - SPO 021-708

BOMBAS CENTRÍFUGAS DE ALTA PRESSÃO

APLICAÇÕES

Abastecimentos públicos a alta pressão.
 Irrigações por aspersão.
 Combate a incêndios, jateamentos.
 Alimentação de caldeiras de baixa pressão.
 Recalque de condensados.

TAMANHOS	DN	32 até	150
VAZÕES	Q	até	500 m ³ /h
ELEVAÇÕES	H	até	250 m
PRESSÕES FINAIS	p	até	28 bar
TEMPERATURAS DE OPERAÇÃO	t	até	140° C
VELOCIDADES	n	até	3500 rpm

EXECUÇÃO

Horizontal, multicelular, com componentes divididos transversalmente em relação ao eixo.
 Rotores radiais fechados.

VEDAÇÃO DO EIXO

Por engaxetamento ou selos mecânicos, com ligações para selagem e/ou resfriamento.

ALÍVIO DO EMPUXO AXIAL

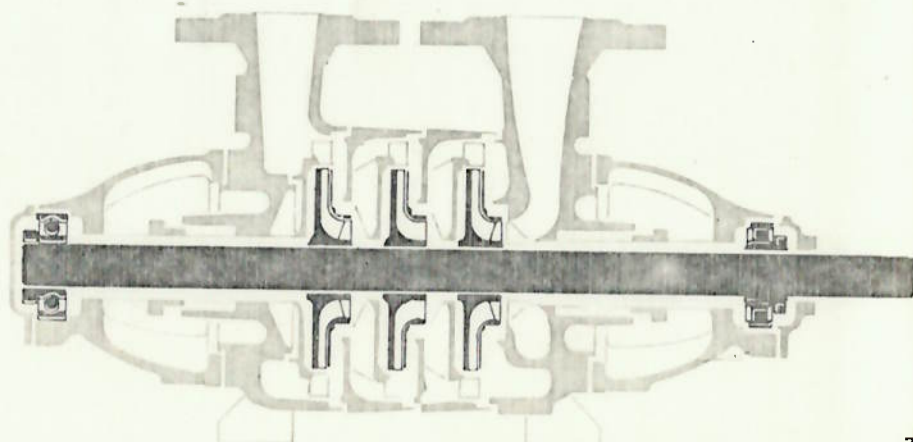
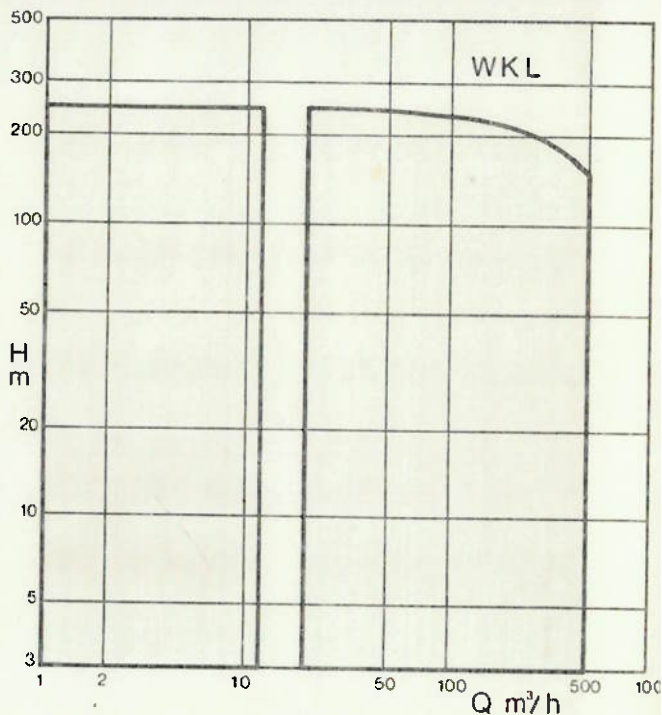
Através de furos no cubo do rotor e o residual pelo próprio rolamento.

MANCAIS

Rolamentos lubrificados a graxa.

MATERIAIS

Ferro fundido e bronze.



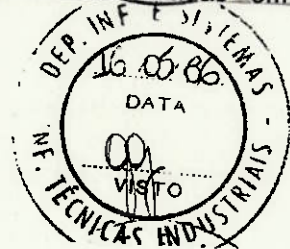
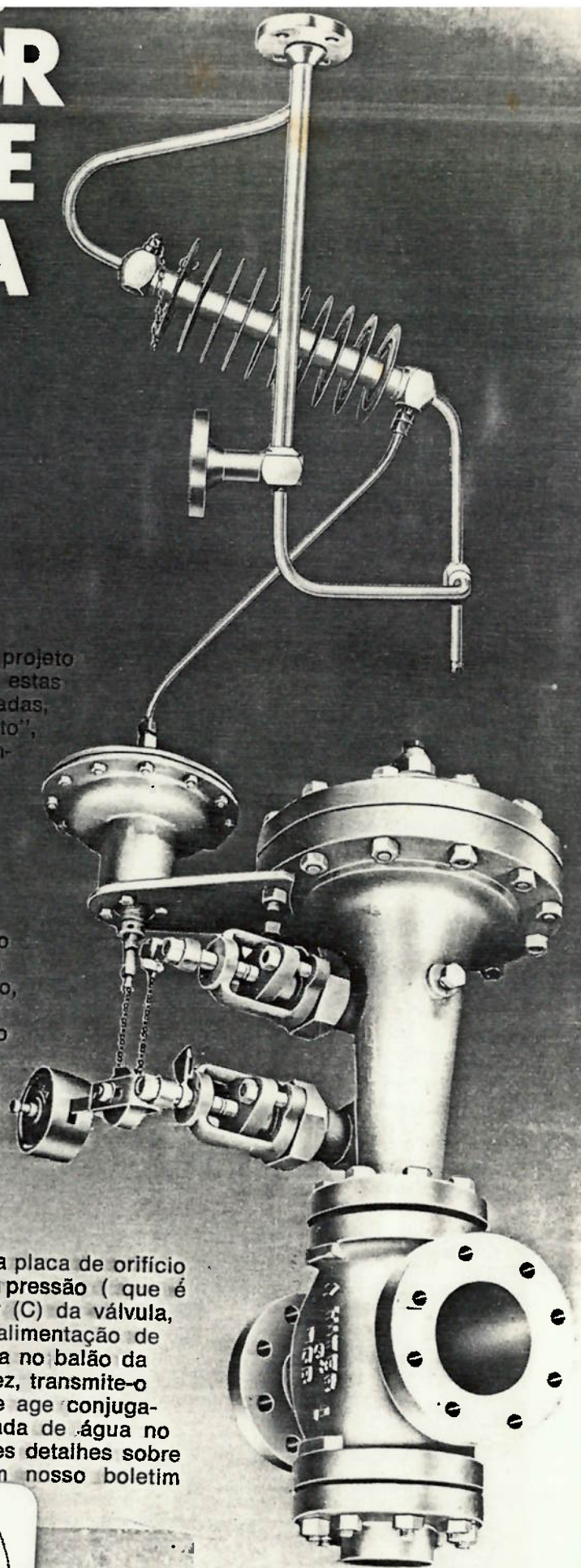
REGULADOR DE NIVEL DE ÁGUA PARA CALDEIRA TIPO RNC-2

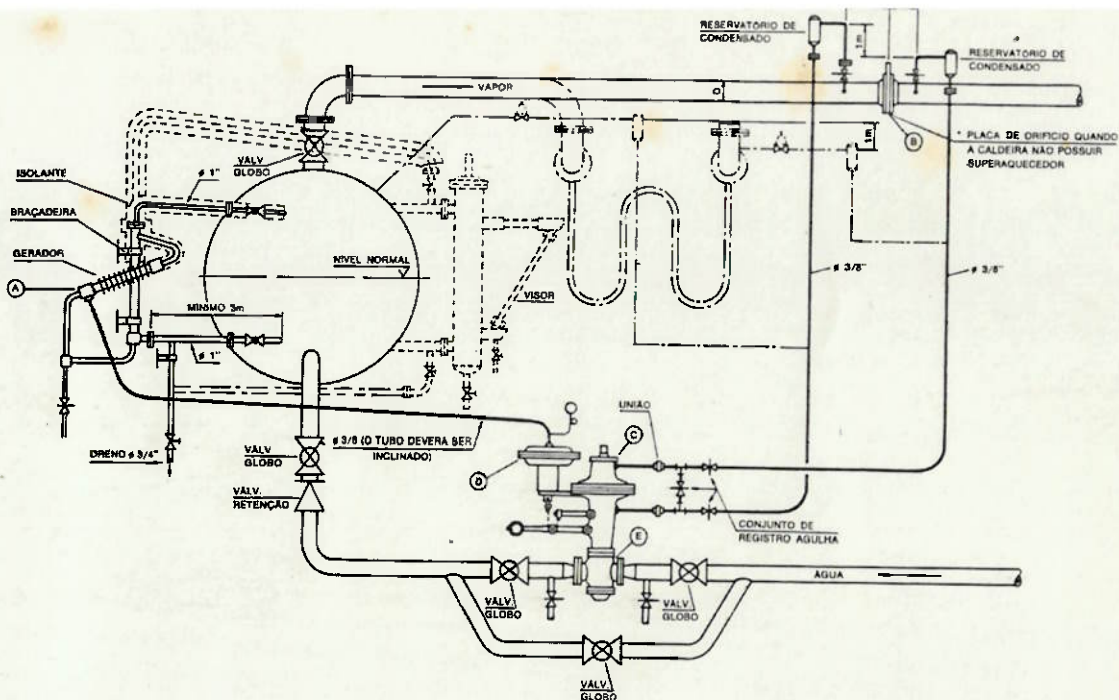
INTRODUÇÃO

Com os modernos métodos empregados, tanto no projeto como na operação das caldeiras, mesmo quando estas são de capacidade de produção e pressão moderadas, o Regulador de alimentação da água "a um elemento", seja ele do tipo mecânico ou pneumático, não conseguirá manter o nível da água dentro dos limites permissíveis, salvo em processos onde as variações de carga sejam pequenas e lentas. O espaço para liberação e acumulação de água tem sido, dia a dia reduzido em comparação com a capacidade de produção de vapor. Essas caldeiras quando alimentadas com óleo, gás ou mesmo combustíveis sólidos, principalmente quando estes, queimados em suspensão, reagem quase que instantaneamente às variações de carga do processo, fazendo com que o nível da água se afaste rápida e amplamente do ponto de controle, se a alimentação da água não for devidamente regulada. Nestas condições, torna-se indispensável que a alimentação da água além de ser governada pelo nível da caldeira, o seja também pela demanda ou saída de vapor da mesma, a fim de manter o nível dentro dos limites permissíveis.

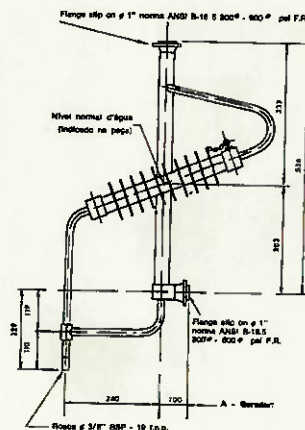
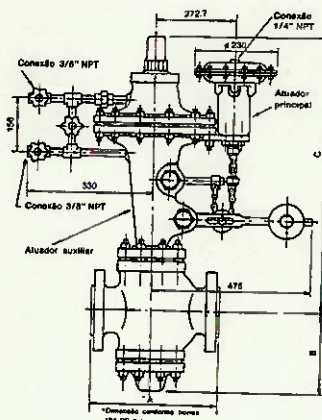
FUNCIONAMENTO

O vapor produzido pela caldeira ao passar através da placa de orifício (B), sofre uma queda de pressão. Essa queda de pressão (que é função da quantidade de vapor) agindo no atuador (C) da válvula, abre ou fecha a mesma no sentido de igualar a alimentação de água, ao vapor gerado pela caldeira. O nível da água no balão da caldeira é medido pelo gerador (A) e este por sua vez, transmite-o em forma de pressão hidráulica ao atuador (D) que age conjuntamente por meio de alavancas corrigindo a entrada de água no sentido de manter o nível no ponto desejado. Maiores detalhes sobre o funcionamento do gerador são encontradas em nosso boletim técnico B.102.





Ø NOMINAL	COEF. DE VAZÃO - CV	DIMENSÕES PRINCIPAIS				B	C
		250 #	300 #	FR	RTJ		
2"	34	267	267	283	179	743	
2 1/2"	52	292	292	308	197	761	
3"	76	317	317	334	219	778	
4"	135	368	268	384	253	810	



ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS

- GERADOR

- 1 - Construção em tubo de aço de ϕ 1" para 600 PSI Schedule 80 com tratamento externo anti-ferruginoso.
- 2 - Conexões flangeadas ϕ 1" ASA 150, 300 e 600 psi (Norma ANSI).
- 3 - Transmissor: Tubo de cobre de ϕ 3/8".

- PLACA DE ORIFÍCIO

Quando a caldeira não possuir superaquecedor (Material AISI 304).

- ATUADOR AUXILIAR

Diafragma de neoprene com nylon, curso de 3/8", faixa de mola 10-20 psig, pressão máxima de operação: padrão 300 USAS.

- ATUADOR PRINCIPAL

Diafragma de neoprene com nylon, curso de 3/4", faixa de mola 12-20 psig, alimentação máxima 80 psig.

E - CORPO DA VÁLVULA

- 1 - TIPO G - a) Diâmetro 2" - 3" e 4"
b) Padrões 250 - 300
c) Diâmetro de passagem 2" x 1.7/8" - 3" x 2.7/8" e 4" x 3.7/8" (respectivamente)
d) Curso 15 - 20 - 20 mm (respectivamente)
e) Miolo - tipo Cage (gaiola) com entrada por cima balanceado.
- 2 - TIPO H - a) Diâmetro - 2" - 3" e 4"
b) Padrões 250 - 300
c) Diâmetro de passagem: 2.5/16" - 3.5/16" - 4.5/16" (respectivamente)
d) Curso 1.1/8" - 1.1/2" - 2" (respectivamente)
e) Miolo - Tipo Cage (gaiola) com entrada por cima balanceado.

NOTA: Materiais selecionados de acordo com as condições de trabalho.



H I T E R

Vendas: Rua Bonifácio Cubas, 138 - (Freguesia do Ó) - Telefone: 266-1777 (PBX) - Telex: (011)22660
Fábrica: Rua Jorge Leite, 79 - (Freguesia do Ó) - Caixa Postal 5889 - CEP.02731 - São Paulo, SP

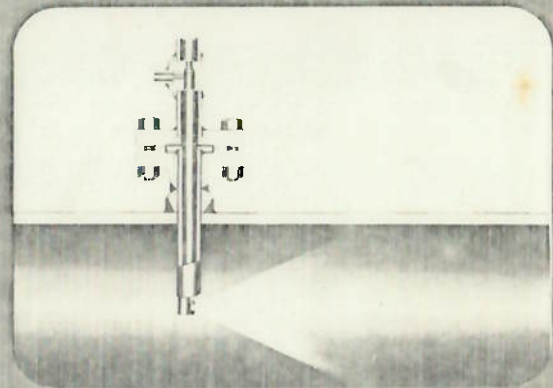
ACESSÓRIOS PARA CALDEIRAS

BOILER ACCESSORIES

DESSUPERAQUECEDOR MODELOS DS-15 e DM 2.5

O dessuperaquecedor modelo DS-15 é utilizado para reduzir e controlar a temperatura do vapor superaquecido, possui uma câmara de turbulência para atomização da água de resfriamento pelo vapor de assistência, apresentado para linhas de 2" a 48" (foto).

O modelo DM 2.5, difere do anterior pela utilização apenas de água de resfriamento, possuindo um atuador próprio capaz de controlar automaticamente o fluxo de água na linha apresentado para linhas de 6" a 36".



DESSUPERAQUECEDOR - MODELS DS-15 and DM-2.5

The Desuperheater model DS-15 is used to reduce and control the superheated steam temperature, has a turbulence chamber to atomize the cooling water through the assistance steam. Available in sizes from 2" up to 48" (photo).

The model DM-2.5 is water cooled by means of an automatic self actuator to control the water flow in the line. Available in sizes from 3/4" up to 4".

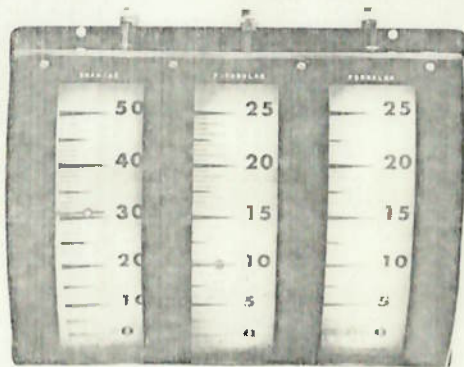
INDICADOR DE PRESSÃO - MODELO M-50

Este indicador de baixa pressão e depressão, de grande utilidade e ótima precisão, entre suas diversas aplicações, destaca-se a medição das pressões positivas ou negativas, dos gases e ar da combustão.

É indicado para a medição de pressões de 0 a 500 mm de C.A. ou depressões de -500 a 0 mm de C.A., e possui uma escala branca de alumínio com números pretos, o que lhe proporciona um bom contraste para leitura à distância.

PRESSURE INDICATOR - MODEL M-50

This low pressure and depression indicator of great utility and high precision can offer among its various applications the measure of positive or negative pressure of gases and combustion air. It is indicated to measure pressures from 0 up to 500 mm C.A. or depressions from -500 up to 0 mm C.A. having a white graduation with black numbers thus giving a good contrast for reading from a distance.



SOPRADORES DE FULIGEM TIPOS EC20-M, EC20-E e EC20-P

O soprador EC20-M é operado à distância, manualmente, por meio de uma corrente, requerendo apenas uma única operação para abrir e fechar a válvula de vapor ou outro meio soprante e simultaneamente soprar o elemento. Os modelos motorizados EC-20E (foto) e EC-20P podem ser operados individualmente através de chaves ou em sequência através de um painel de comando automático. Na operação em sequência os ciclos de sopragem podem ser feitos manualmente, quando apertar um botão, ou automaticamente através de um programador no qual é estabelecido o ciclo de sopragem.

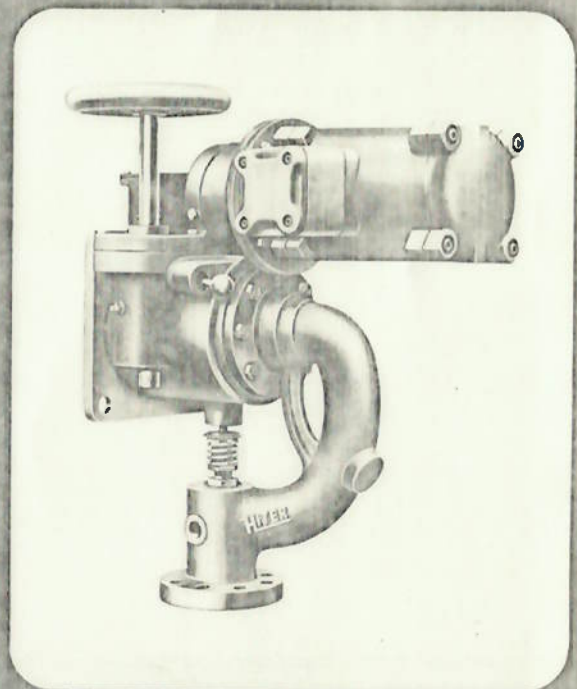
Adicionalmente, o soprador de fuligem EC20-E pode ser fornecido com equipamento elétrico à prova de explosão. Padrões 300 e 600, lb⁴/pol². Diâmetros de 2"

SOOT BLOWER EC-20 M, EC-20 E, EC-20 P

EC-20 M: the Soot blower can be remote controlled manually operated by means of a chain requiring a single operation to open close the steam valve or other blowing means and simultaneously also blowing the element. Motor driven models EC-20E (photo) and P can be individually operated by means of switches or in sequence by means of an automatic control panel.

In the sequence operation the blowing cycles can be effected manually, pressing a button, or automatically through a programmer where the blowing cycle is pre-set. Optionally the soot blower EC-20 E can be made available with electric equipment, explosion proof.

For 300 and 600 lb⁴/in², in size 2".



ALTO E BAIXO HITER TIPO ANH-1

F 181

FABRICADO PARA PRESSÕES ATÉ 60

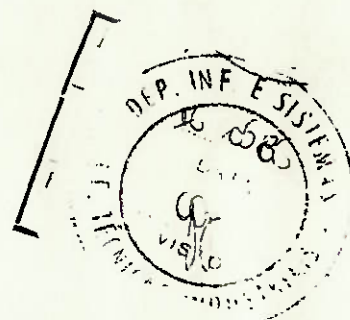
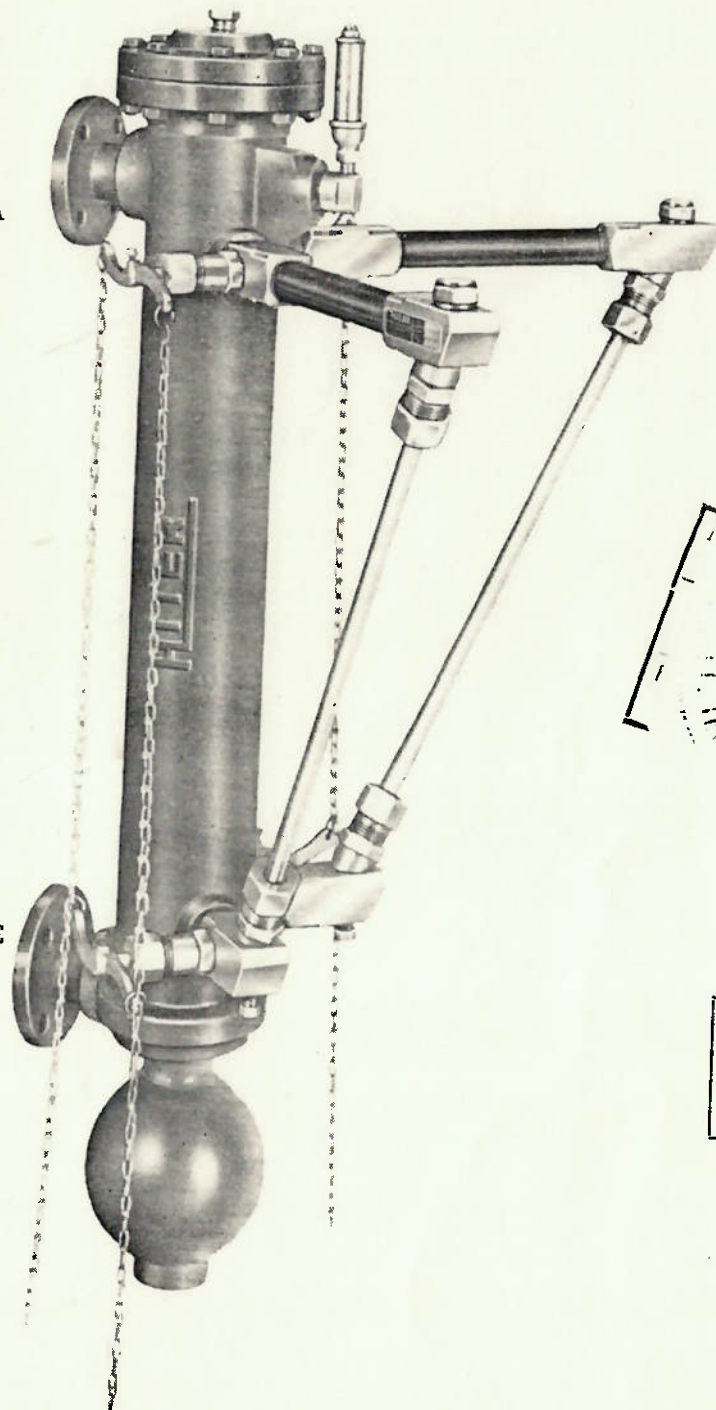
047HL

BOLETIM 103/12/69

EXCMPL

OFERECE-LHE:

- MAIS SEGURANÇA PARA SUA CALDEIRA
- MAIOR VISIBILIDADE DO NÍVEL D'ÁGUA
- MAIS FACILIDADE DE MANUTENÇÃO
- APITO COM TONALIDADE REGULÁVEL



NÃO PRECISA DE OUTRA FONTE DE ENERGIA. ACIONADO COM O PRÓPRIO VAPOR.

HITER INDÚSTRIA E COMÉRCIO DE CONTRÔLES TÊRMO-HIDRÁULICOS LT

Depto. Vendas: RUA CONSELHEIRO NÉBIAS, 1610 • CAIXA POSTAL, 5889 • FONE: 51-3160 • SÃO PAULO
Fca. e Contabilidade: RUA JORGE LEITE, 79 • TELEFONE: 266-1353 • FREGUESIA DO Ó • SÃO PAULO

ESQUEMA DE MONTAGEM

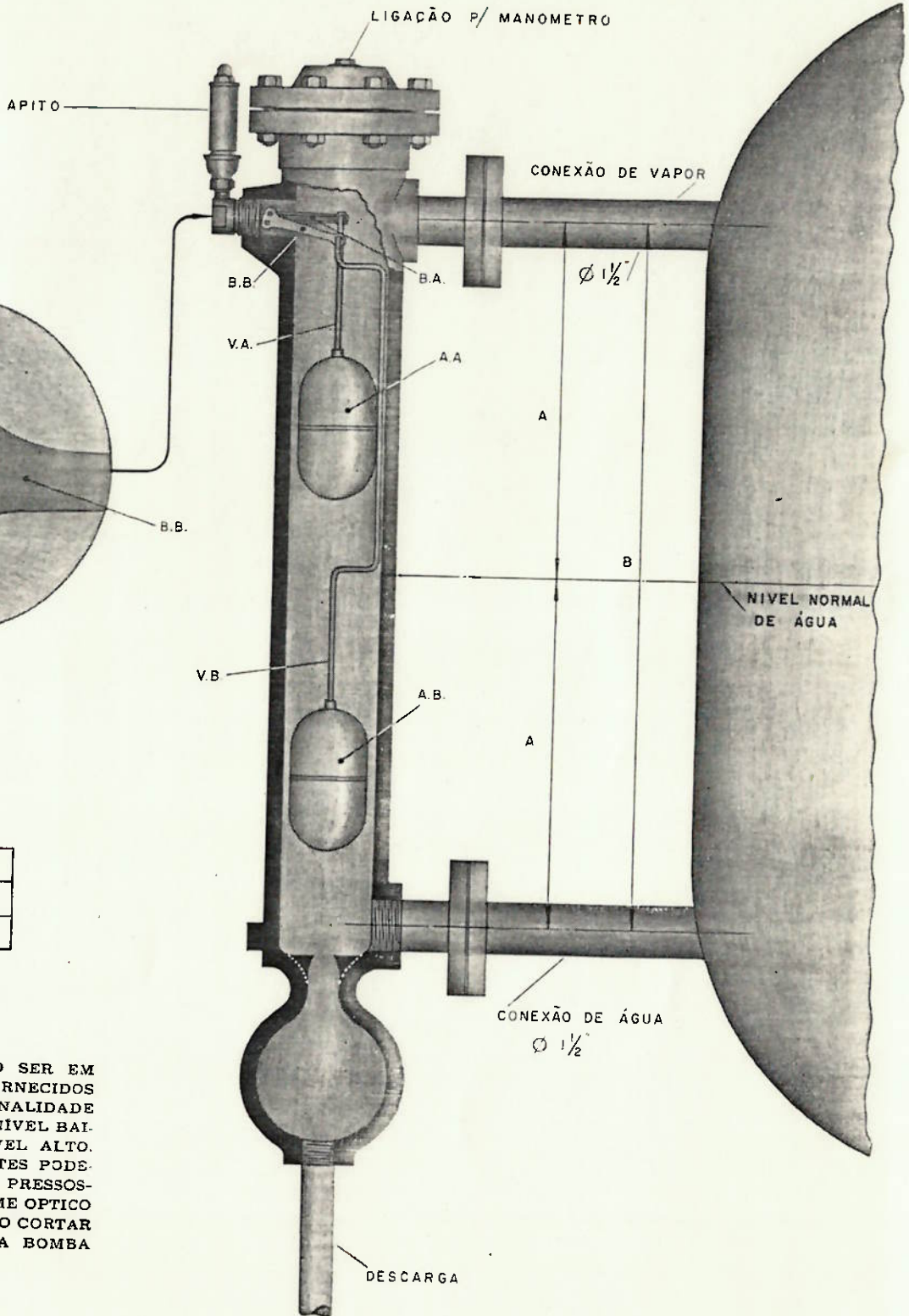


FIG 2

TAMANHO	A	B
Nº 1	330	660
Nº 2	214	428

medidas em milímetros

FIG 1

* OS ALARMES PODERÃO SER EM CASOS ESPECIAIS, FORNECIDOS COM DOIS APITOS DE TONALIDADE DIFERENTE, UM PARA NÍVEL BAIXO E OUTRO PARA NÍVEL ALTO. EM PARALELO COM ESTES PODERÃO SER CONECTADOS PRESSOTATOS PARA DAR ALARME OPTICO OU ACÚSTICO ASSIM COMO CORTAR O FOGO OU DESLIGAR A BOMBA

ALARME DE NÍVEL ALTO E BAIXO

O Alarme "Hiter" protege sua caldeira contra acidentes de nível d'água. Seu mecanismo responde instantaneamente por meio de um assobio contra um nível d'água excessivamente baixo, o que pode provocar queima parcial ou total da caldeira, assim como a explosão da mesma; ou um nível de água muito alto, o que provocaria encharcamento d'água nas linhas, podendo danificar as máquinas que trabalham com vapor.

SINAL DE ALARME

O sinal de alarme é provocado pela passagem de vapor através do apito (fig. 1). Este está conectado a um conjunto de duas válvulas (uma de nível alto e outra de nível baixo). Na fig. 2 aparece a válvula V de nível baixo na posição fechada.

1. NÍVEL NORMAL

Quando a água se encontra no nível normal, o flutuador AA que pende por meio da vareta VA sôbre a biela BA, manterá sua respectiva válvula fechada. O flutuador A.B. que está submerso na água, fará força ascendente (tentando boiar) na vareta VB e esta por sua vez levantará a biela BB mantendo também fechada sua respectiva válvula (ver fig. 2)

2. NÍVEL BAIXO

A válvula de nível alto continua fechada, porém o flutuador A.B. fica descoberto. Pendendo sob sua respectiva biela, o peso do flutuador abrirá sua respectiva válvula e o vapor passará através do furo F para o apito provocando um assobio (sinal de alarme).

3. NÍVEL ALTO

Quando o nível d'água sobe acima do "nível normal" o suficiente para que o flutuador AA fique submerso, a força ascendente sôbre a biela BA abrirá sua respectiva válvula. O vapor passará através do apito produzindo o sinal de alarme.

CONSTRUÇÃO

1. O corpo do alarme ou coluna é construído de acordo com a pressão de trabalho em Fº Fº ou aço.
2. As peças internas são de aço inoxidável e bronze com esmerado acabamento.
3. As torneiras dos visores são de bronze, reforçadas para suportar altas pressões. Para maior visibilidade do nível d'água, os visores são inclinados 30º com relação à vertical.
4. Os vidros dos visores são tipo Pyrex. Para pressões maiores do que 300 psi. serão fornecidos visores com vidro plano e caixa refletora conforme fig. 3.
5. As torneiras são de fecho rápido, podendo ser operadas por meio de corrente desde o nível de operação da caldeira.
6. Para caldeiras até 250 m² de superfície de aquecimento, será usado o alarme n.º 2. Para caldeiras de maior metragem, será fornecido o alarme n.º 1.

TESTE

O aparelho após montado é testado com uma pressão hidráulica quatro vezes à pressão de trabalho.

MONTAGEM

Quando o alarme é fornecido com visores, o meio do vidro destes deverá coincidir (na mesma linha horizontal) com o nível normal da caldeira.

Caso este não tenha visores, irá com uma faixa vermelha a qual indica o nível meio.

Em caso de que a caldeira já possua garrafa de nível, as tomadas do alarme poderão ser tiradas dos tubos que unem esta ao balão da caldeira.

DRENAGEM

O corpo de alarme possui em sua parte inferior uma tomada para rosquear um tubo de 1" gas qual deverá ser colocado (no ponto mais fácil para o operador) um registro para descarga.

Quando o alarme vai acompanhado de visores, a torneira inferior destes possui um bujão, o qual deverá ser retirado e no lugar deste rosqueado um tubo de 3/8" gas com registro para limpeza do vidro.

OBSERVAÇÃO

Para aquisição deste aparelho deverão ser fornecidos os seguintes dados:

1. Tipo e metragem da caldeira;
2. Pressão de trabalho da mesma;
3. Indicar se é com ou sem visores.



FIG. 3

Visor de Nível
para
Altas Pressões

