

MARINHA DO BRASIL

CENTRO DE INSTRUÇÃO ALMIRANTE GRAÇA ARANHA

CURSO DE APERFEIÇOAMENTO PARA OFICIAIS DE MÁQUINA

APMA 2 – 2012

GERADOR DE VAPOR COMPACTO:
UTILIZADO EM PLATAFORMAS DE PERFURAÇÃO NA FASE DE TESTE
DO POÇO

RYAN HILL CÓLEN GUEDES

Monografia apresentada ao Curso de Aperfeiçoamento para Oficiais de Máquinas do Centro de instrução Almirante Graça Aranha como parte dos requisitos para obtenção da certificação STCW III/2, sob a orientação do professor Ramessés Cezar da Silva Ramos.

RIO DE JANEIRO
2012

GERADOR DE VAPOR COMPACTO:
UTILIZADO EM PLATAFORMAS DE PERFURAÇÃO NA FASE DE TESTE
DO POÇO

RYAN HILL CÓLEN GUEDES

**Monografia apresentada ao Curso de aperfeiçoamento para Oficiais de
Máquina do Centro de Instrução Almirante Graça Aranha:**

DATA: _____

NOTA: _____

Professor Orientador Ramessés Cezar da Silva Ramos
Centro de Instrução Almirante Graça Aranha

Dedico esta monografia a todos que contribuíram e me incentivaram para a minha formação ao longo da vida: família, amigos e mestres.

A todos com muito carinho e amor.

AGRADECIMENTOS

A Deus que guia meus passos e minha vida.

Aos meus pais e ao meu irmão que estão sempre me apoiando nos momentos pelos quais mais preciso, pelo amor e exemplo de vida que eles representam para mim.

A minha esposa que me proporciona momentos maravilhosos, deixando a minha vida completa quando estou ao seu lado.

A minha filha, por me ajudar nos momentos mais difíceis com sua alegria.

O professor Ramessés pela dedicação e preocupação em ajudar-me a realizar este trabalho da melhor maneira possível.

A todos, que de alguma forma, contribuíram para o meu crescimento acadêmico e a construir os grandes momentos de minha vida.

A todos os meus eternos agradecimentos.

RESUMO

Esta monografia é fruto do estudo aprofundado de um gerador de vapor, uma instalação de vapor e as instalações auxiliares de condensado, de hidrocarboneto e de água de alimentação numa disposição compacta no interior de um contêiner para uma unidade semissubmersível, com a finalidade da produção de vapor para um trocador de calor no qual é utilizado na fase de teste do poço de petróleo.

Veremos inicialmente as especificações técnicas dos equipamentos fornecidos, a área disponível para a construção do projeto e a disposição das instalações de suprimento de água e de hidrocarboneto da unidade submersível. Em seguida, será apresentada a revisão teórica sobre seus equipamentos e instalação.

Paralelamente, foi traçado o fluxograma de engenharia com as tubulações identificadas por uma sigla composta, que geralmente contém de forma abreviada convencional as seguintes informações: diâmetro nominal do tubo, indicação do tipo ou da classe de fluido contido, número de ordem da linha e indicação da especificação de material. Com fluxograma de engenharia desenhamos a planta de locação, de forma compacta, no interior de um contêiner, seguindo todas as recomendações elaboradas para o projeto, pois o espaço disponível na unidade é pequeno. Para visualizar melhor, desenhamos a planta de arranjo geral com o contêiner na sua posição.

Continuamos o projeto traçando o fluxograma de processo, no qual são mostrados os elementos (equipamentos, máquinas, tubulações, instrumentos, etc.), que façam parte, ou que sejam essenciais, aos circuitos principais do processo.

O último passo do trabalho são informações adicionais necessárias ao projeto, como memorial descritivo do funcionamento da instalação, as malhas de controle da instalação e os cálculos térmicos (entalpia, trabalho das bombas, quantidade de calor e rendimento térmico).

Palavras chaves: Gerador de Vapor – Instalação de vapor e condensado – Trocador de calor

ABSTRACT

The monography is the result of detailed study of a steam generator, a steam installation and the auxiliary installations of condensate, hydrocarbon and feed water in a compact arrangement inside a container to a semi-submersible unit for the purpose of produce steam to a heat exchanger which is used in the test phase of the oil well.

We will see initially the technical specifications of the equipment provided the area available for the construction of the project and the disposition of facilities for water supply and hydrocarbon of semi-submersible unit. Then you will see the theoretical review about your equipment and installation.

In addition, the engineering flowchart was drawn with the pipes identified by a composed acronym, which generally contains a conventional abbreviated form the following information: nominal diameter of the pipe, indicating the type or class of fluid contained, order number and an indication of the line the material specification. With flowchart of engineering design the plant of location, compact form, inside a container, following all the recommendations elaborated to the project because the available space on unit is small. For best viewing, we designed the general arrangement plant with the container in position.

Continuing the project, tracing the process flow diagram, which shows the elements (equipment, machinery, piping, instruments, etc..), Which are part, or that are essential to the main circuits of the process.

The last step of the work is additional information needed for the project as a descriptive memorial of functioning of the installation, the control loops of the plant and the thermal calculations (enthalpy, work the pumps, the amount of heat and thermal efficiency).

Keywords: Steam Generator– Installation of steam and condensate – Heat exchanger

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Comprimentos equivalentes dos acessórios existentes da linha de sucção de Hidrocarboneto.....	45
Tabela 2 – Comprimentos equivalentes dos acessórios existentes da linha de Descarga da Bomba.....	47
Tabela 3 – Comprimentos equivalentes dos acessórios existentes da linha de sucção da Bomba Auxiliar.....	50
Tabela 4 – Comprimentos equivalentes dos acessórios existentes da linha de descarga da Bomba Auxiliar (ou sucção da bomba de recalque).....	52
Tabela 5 – Comprimentos equivalentes dos acessórios existentes da linha de descarga Bomba de recalque.....	54
Tabela 6 – Comprimentos equivalentes dos acessórios existentes da linha Vapor na entrada do Trocador de calor.....	56

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Dreno do piso.....	13
Figura 2 – Área de trabalho livre em volta do Gerador de Vapor	14
Figura 3 – Instalação acima da bandeja de respingo.....	15
Figura 4 – Área livre em volta dos receptores.....	17
Figura 5 – Maneiras de conectar chaminé a um Gerador de Vapor.....	18
Figura 6 – Exemplos de Esquemas da Chaminé	20
Figura 7 – Chapeletas	21
Figura 8 – Trocador de calor.....	37
Figura 9 – Ciclo Termodinâmico	57

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	ERRO! INDICADOR NÃO DEFINIDO.10
2. ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS	ERRO! INDICADOR NÃO DEFINIDO.11
2.1 Geral	11
2.2 Sistema de Água	11
2.3 Sistema Elétrico	11
2.4 Combustão e Aquecimento transferido	12
2.5 Dimensões e peso	12
3. REVISÃO TEÓRICA SOBRE SEUS EQUIPAMENTOS E INSTALAÇÃO	13
3.1 Posição do gerador e acessórios	13
3.2 Esquemas para ventilação e chaminé	18
3.3 Tubulação	23
3.4 Sistema de óleo combustível	25
3.5 Sistema elétrico.....	25
3.6 Tanque cisterna, conexões e acessórios	26
4. MEMORIAL DESCRITIVO DO FUNCIONAMENTO DA INSTALAÇÃO E O TROCADOR DE CALOR 4.3MMBTU/HR	30
4.1 Sistema de vapor e água	30
4.2 Sistema de óleo combustível	34
4.3 Trocador de calor 4.3 MMBTU/hr	35
5. MÉMORIA DE CÁLCULO	38
5.1 Cálculo do diâmetro da tubulação em função da velocidade econômica	38
5.2 Cálculos de perda de carga	42
5.3 Cálculos térmicos	57
6. CONCLUSÃO	67
7. REFERÊNCIAS	68
8. ANEXOS	69

1. INTRODUÇÃO

Por serem as tubulações os elementos físicos de ligação de todos os pontos entre os quais se dá o escoamento dos fluídos, o projeto e traçado das tubulações estão sempre intimamente ligados à disposição que tenham no terreno as diversas construções e equipamentos em uma instalação industrial. Em qualquer instalação industrial, a rede completa de tubulações abrange, em geral, toda área ou a maior parte da área do terreno ocupado pelas construções.

Assim sendo, instalando um gerador de vapor e outros equipamentos, e projetando e traçando tubulações de água de alimentação, hidrocarboneto, vapor e condensado dentro de um contêiner, com intuito de minimizar a área ocupada, e mantendo sempre primordialmente a eficiência da instalação, seu custo inicial baixo e suas condições econômicas de funcionamento, bem como suas condições de segurança e sua maior facilidade de operação e de manutenção.

2. ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS

2.1 Geral

- Capacidade da rede: **1815 KW**
- Produção de vapor equivalente: **2780 Kg/h**
(em 10 Bar de água de alimentação 100°C)
- Pressão de trabalho máxima: **20 Bar**
- Consumo de Combustível em Alta potência: **210 L/h**
(baseado no óleo combustível s. w. 0.86 Kg/L L.H.V. 41.660 kJ)

2.2 Sistema de Água

- Capacidade da Bomba: **4000 L/h**
- Quantidade de Água:
 - Serpentina de aquecimento: **319 L**
 - Separador: **79 L**
 - Total: **398 L**
- Quantidade de Água durante a operação:
 - Serpentina de aquecimento: **84 L**
 - Separador: **0 L**
 - Total: **84 L**

2.3 Sistema Elétrico

- Potência elétrica requerida: **3 x 460V – 60 Hz**
- Consumo elétrico: **16 KVA**

- Motor elétrico: **11 KW**

2.4 Combustão e Aquecimento transferido

- Volume da câmara de combustão: **0,340 m³**
- Superfície de aquecimento: **25 m²**
- Entrada de ar requerido: **65 m³/min**
- Consumo máximo de gás de exaustão: **3145 Nm³/h**

2.5 Dimensões e peso

Unidade de queimador a óleo

- Comprimento: **2060 mm**
- Largura: **1670 mm**
- Altura: **2545 mm**
- Peso: **2190 kg**

3. REVISÃO TEÓRICA SOBRE SEUS EQUIPAMENTOS E INSTALAÇÃO

3.1 Posição do gerador e acessórios.

Drenagem do piso – A drenagem situa-se debaixo do gerador. Deve ser providenciada para retirada da água usada para propósitos de limpeza (**Fig. 1**).

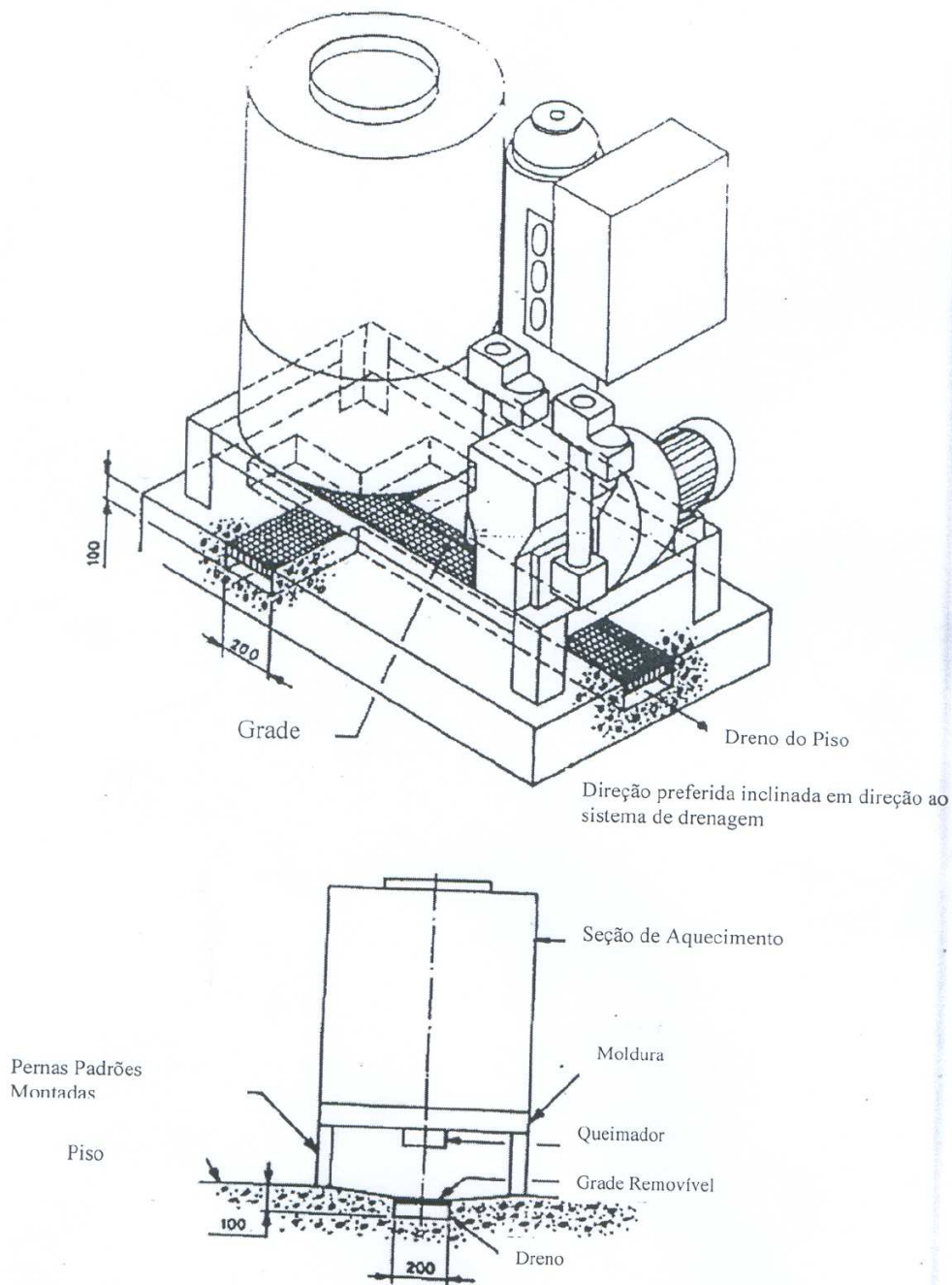


Fig. 1: Dreno do piso

Acesso ao gerador de vapor – O acesso ao gerador de vapor deve ter espaço bastante para uma manutenção apropriada, mantendo-se a tubulação fora da área de trabalho. Geralmente 1 m de espaço livre em torno da unidade é o suficiente. A remoção do queimador é feita debaixo da seção de aquecimento.

Deve-se prestar atenção para não operar os tubos nesta área (**Fig. 2**).

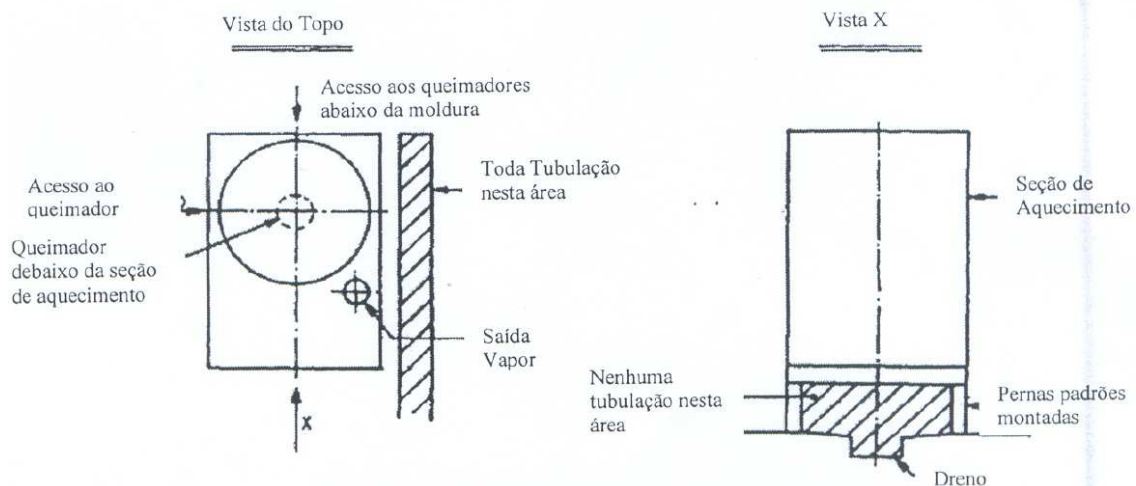
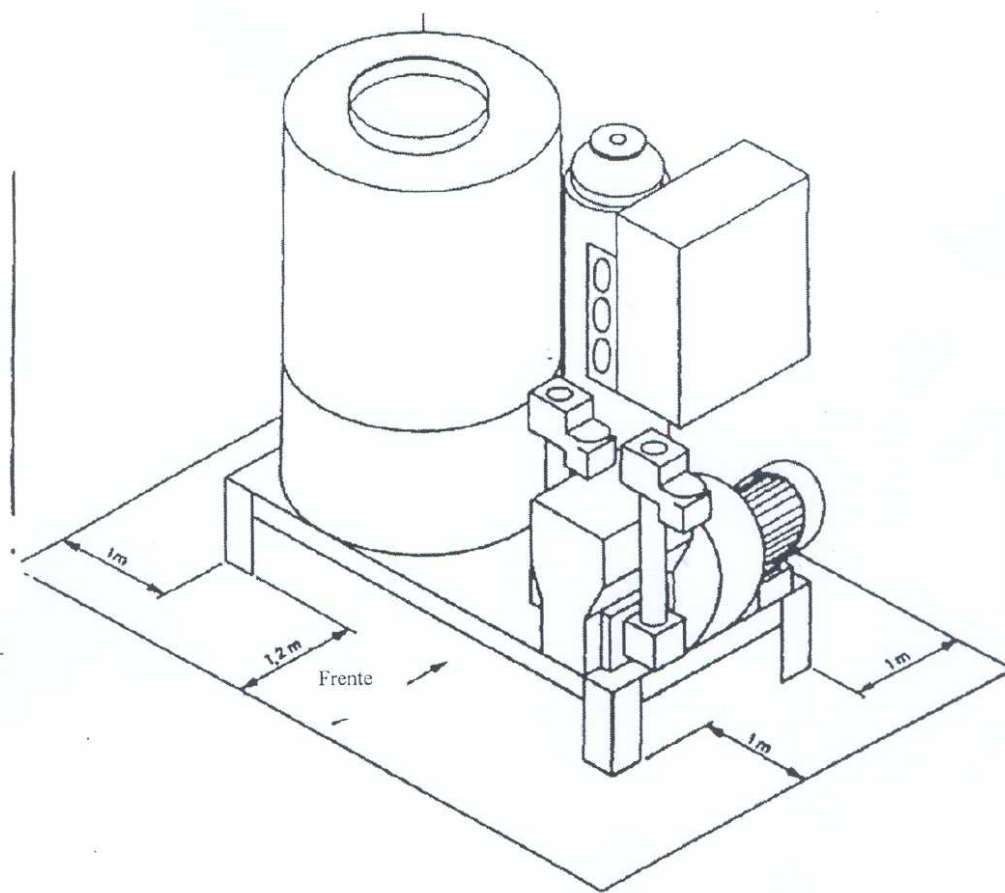


Fig. 2: Área de Trabalho livre a ser respeitada em volta do Gerador de Vapor.

Montagem da perna – Atarraxar as pernas, entregues soltas com o gerador de vapor, e se possível aparafusar o gerador de vapor no piso, se necessário usando calços, para prevenir distorção da moldura do gerador. As pernas padrões permitem espaço suficiente para remoção do queimador quando o gerador é montado em um piso plano. Todavia, quando o gerador de vapor é colocado em uma bandeja de respingo, deve-se ter especial cuidado para tornar o queimador acessível e tornar possível sua remoção (**Fig. 3**).

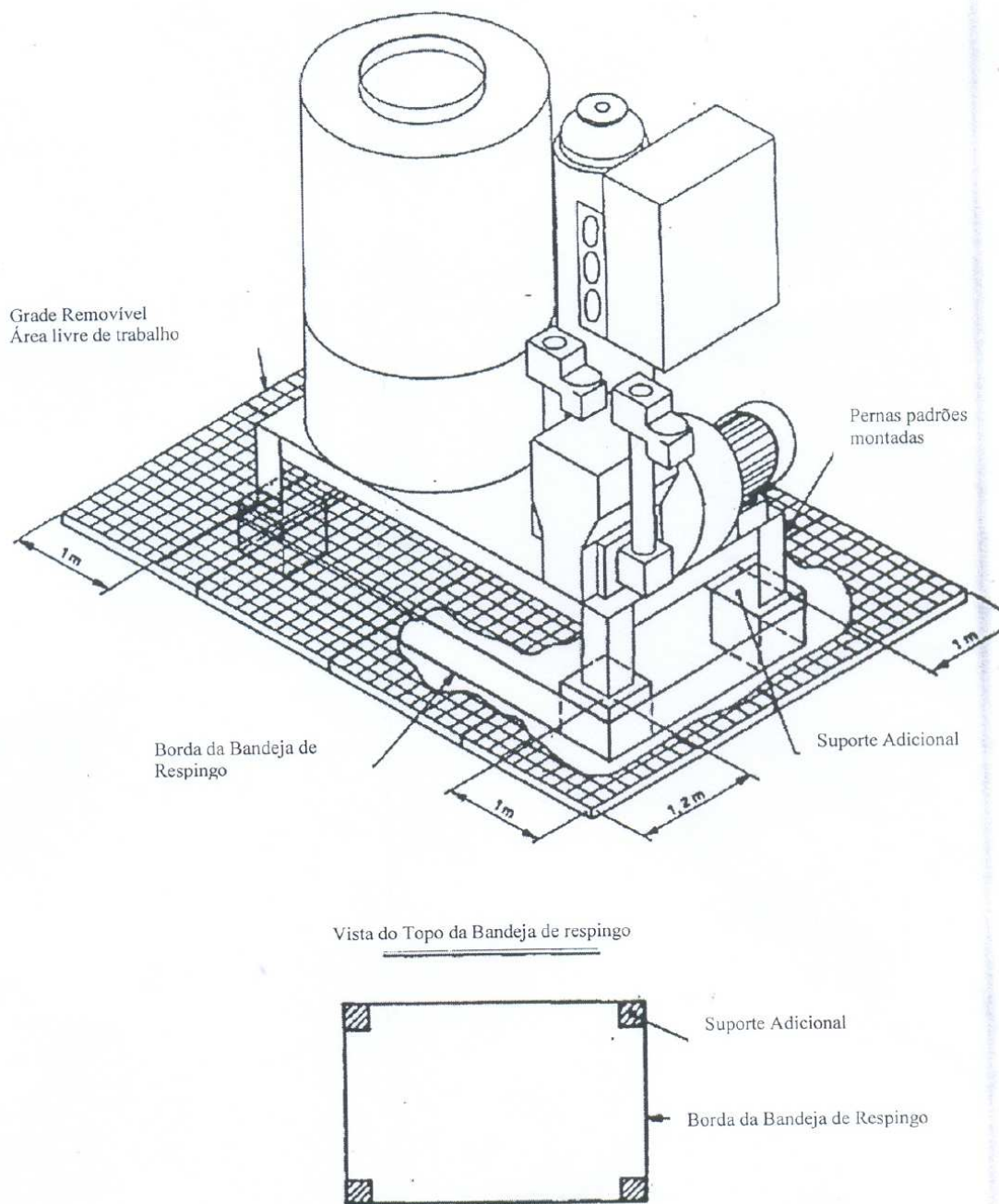


Fig. 3: Instalação acima da bandeja de respingo

Dimensões e peso da seção de aquecimento – Para remoção ou conserto da seção de aquecimento fora da sala do gerador de vapor. Portanto, são necessários espaço suficiente e equipamento de içamento.

Para dimensões da seção de aquecimento – 890mm X 1160mm

Para peso da seção de aquecimento – 600 Kg

Para dimensões do economizador – 900mm X 480mm

Para peso do economizador – 300 Kg

Poços aquecidos e receptores de condensados – Providenciar área livre suficiente em volta dos poços aquecidos e receptores para assegurar fácil revestimento térmico, operação e inspeção. O acesso aos receptores deve ser grande o suficiente para leitura de medidas dos aferidores e para verificar ou trocar equipamento de operação nas proximidades de uma cisterna ou de um receptor (**Figura 4**). As aberturas de inspeção devem ter livre acesso. As escadas devem ser colocadas para alcançar o convés de operações da cisterna ou receptor.

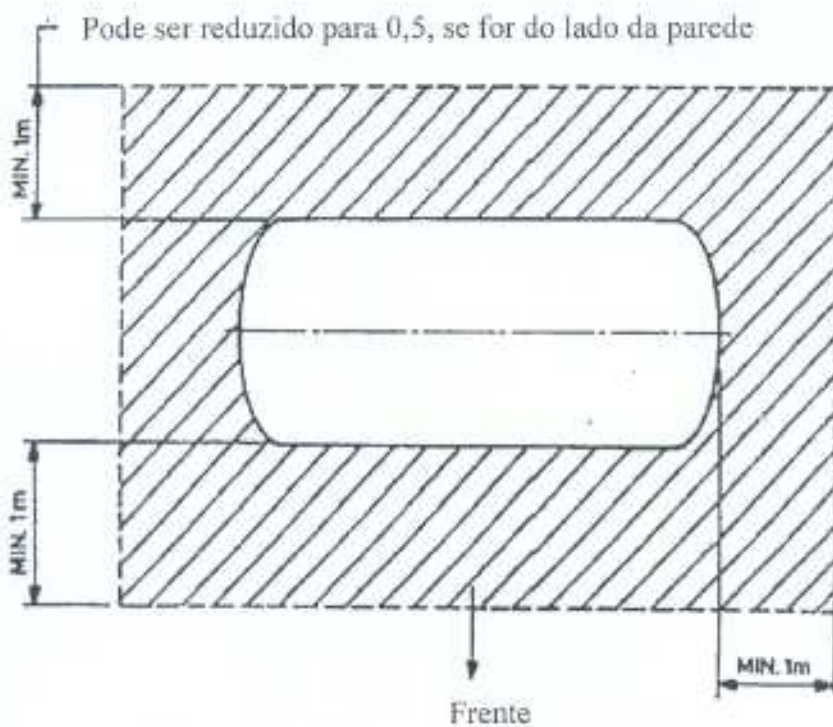
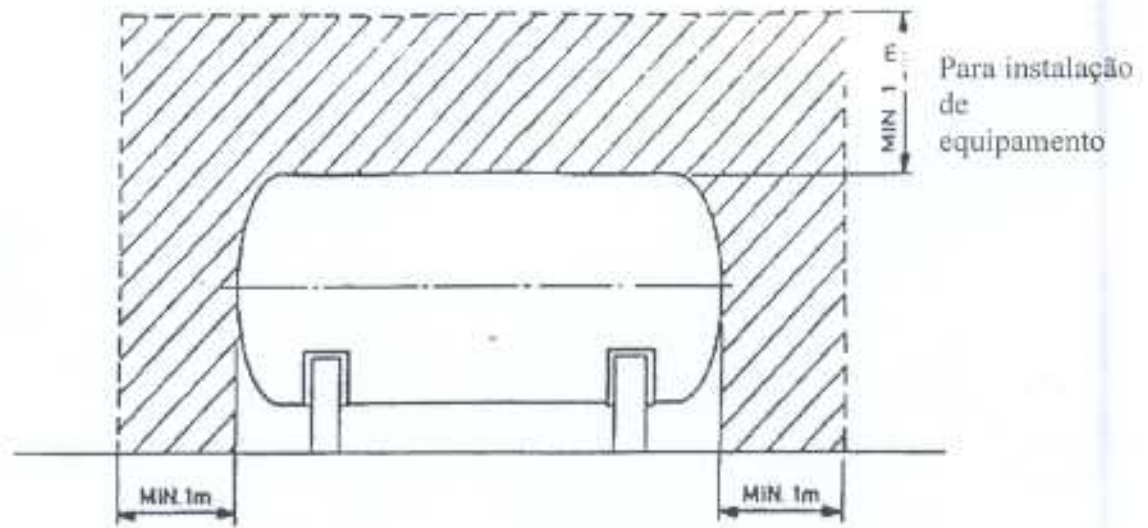


Figura 4: Área Livre em volta dos receptores.

3.2 Esquemas para ventilação e chaminé

Tubo de fornalha removível. Este tubo é instalado exatamente acima do gerador de vapor, para facilitar a remoção da bobina de aquecimento (**Figura 5**).

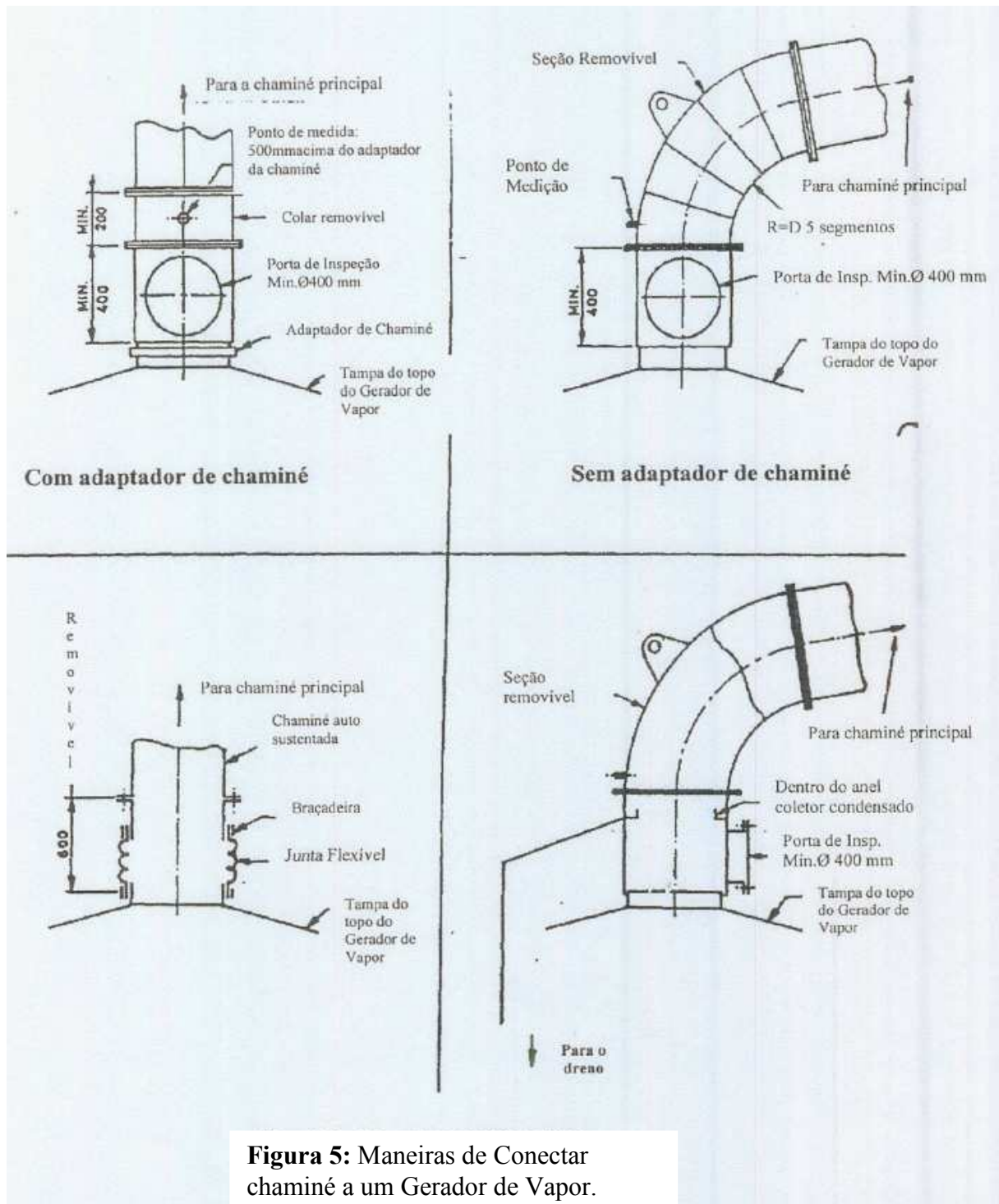


Figura 5: Maneiras de Conectar chaminé a um Gerador de Vapor.

Chaminé livre. A saída da chaminé principal não deve estar localizada diretamente acima do gerador de vapor. Recomenda-se uma chaminé livre. A saída da chaminé do gerador de vapor é conectada à chaminé principal por meio de um tubo de fornalha com aproximadamente 10° de inclinação em direção à chaminé principal (**Figura 6**).

Movimentos e forças. Nenhuma força deve ser aplicada ao gerador de vapor, seja ela causada por peso, movimento devido à força do vento ou devido à dilatação. Aqui devem ser usadas as juntas de expansão necessárias e/ou equipamento de ancoragem da chaminé.

Curvaturas. Evite curvaturas excessivas nos tubos de fornalha, que causam muita resistência de fluxo local ou possível acúmulo de fuligem.

Tampa de inspeção. Instale uma tampa de inspeção no tubo de fornalha imediatamente acima da saída de chaminé do gerador de vapor. Esta tampa é aberta para inspeção visual do topo da bobina de aquecimento e para limpeza da bobina de aquecimento com uma mangueira de água, se necessário.

Dimensões mínimas da tampa: 400 mm de diâmetro ou 400 x 400 mm.

Indicação da temperatura da chaminé e alarme. Recomenda-se um indicador de temperatura da chaminé. A medida de temperatura da chaminé deverá acontecer o mais próximo possível da saída da bobina. Para geradores a vapor acesos com óleo leve e óleo pesado, recomenda-se uma combinação de indicador e botão de temperatura da chaminé. O botão de temperatura emite um alarme se a temperatura de descarga de gás exceder os valores máximos normais, que são registrados durante comissionamento. Temperaturas muito altas indicam que devem ser executadas varreduras de fuligem ou lavagem de bobina para garantir a operação segura da unidade.

Esquemas de tiragem. A tiragem da conexão de saída da chaminé do gerador a vapor, em operação, deve estar entre 0 e 6 mm coluna d'água (pressão negativa = abaixo da pressão atmosférica). Nos casos em que a tiragem de 6 mm coluna d'água é excedida, deve ser instalado um regulador de tiragem (**Figura 6**). O regulador de tiragem deverá ser instalado o mais próximo possível do gerador de vapor (**Figura 6**).

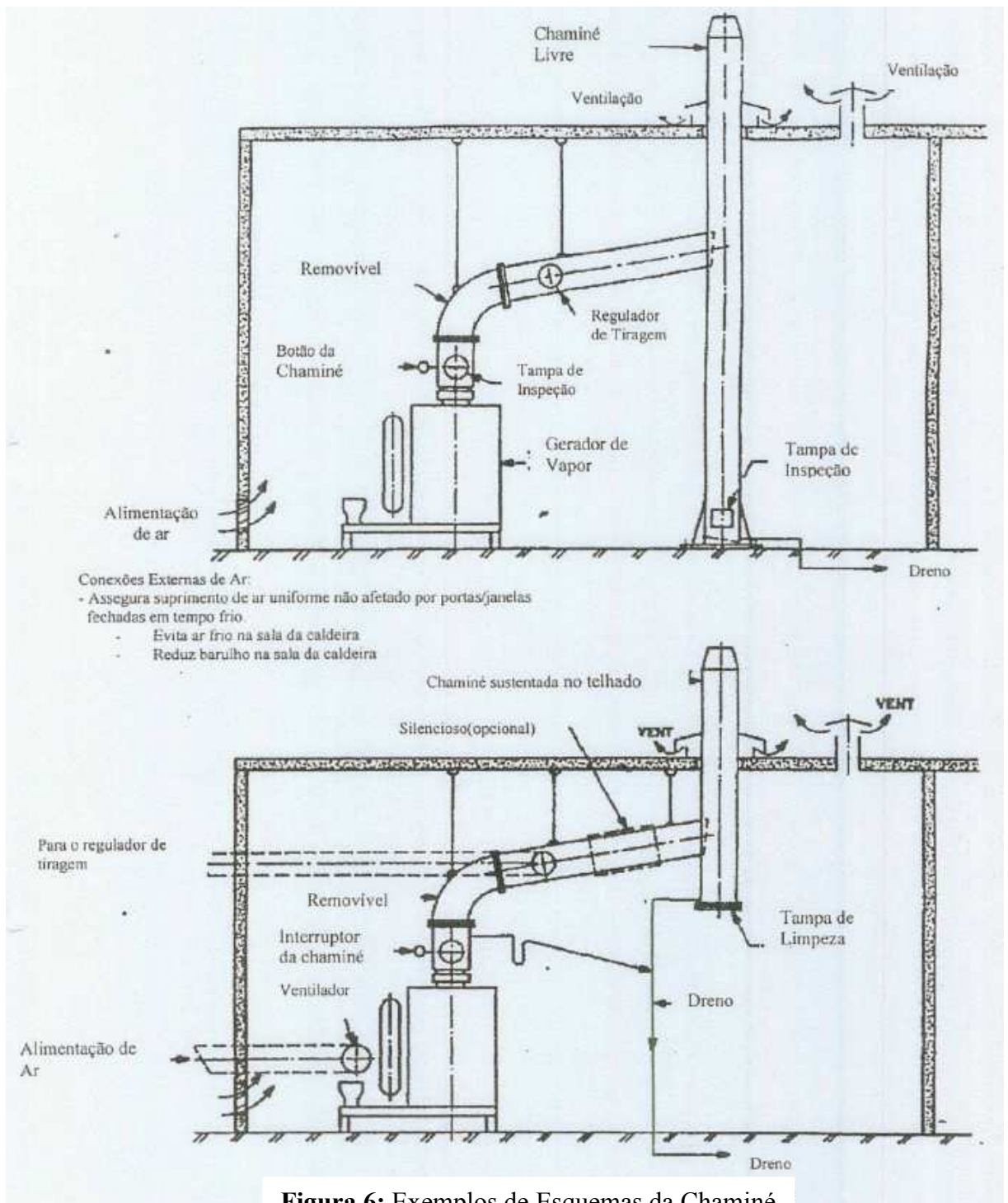


Figura 6: Exemplos de Esquemas da Chaminé

Chapeleta. Deve ser instalada uma chapeleta, se permitida por regras locais (**Figura 7**). Esta capa não deve restringir a seção da chaminé. Se uma chapeleta não é instalada por causa de regulamento local, a chuva que entra na chaminé deve ser drenada continuamente. O contato entre a água e a fuligem deve ser evitado o máximo, para evitar a corrosão. Tubos horizontais da fornalha devem operar pela chaminé principal a pelo menos 50 mm para evitar a condensação ou o fluxo de volta, pelo gerador de vapor.

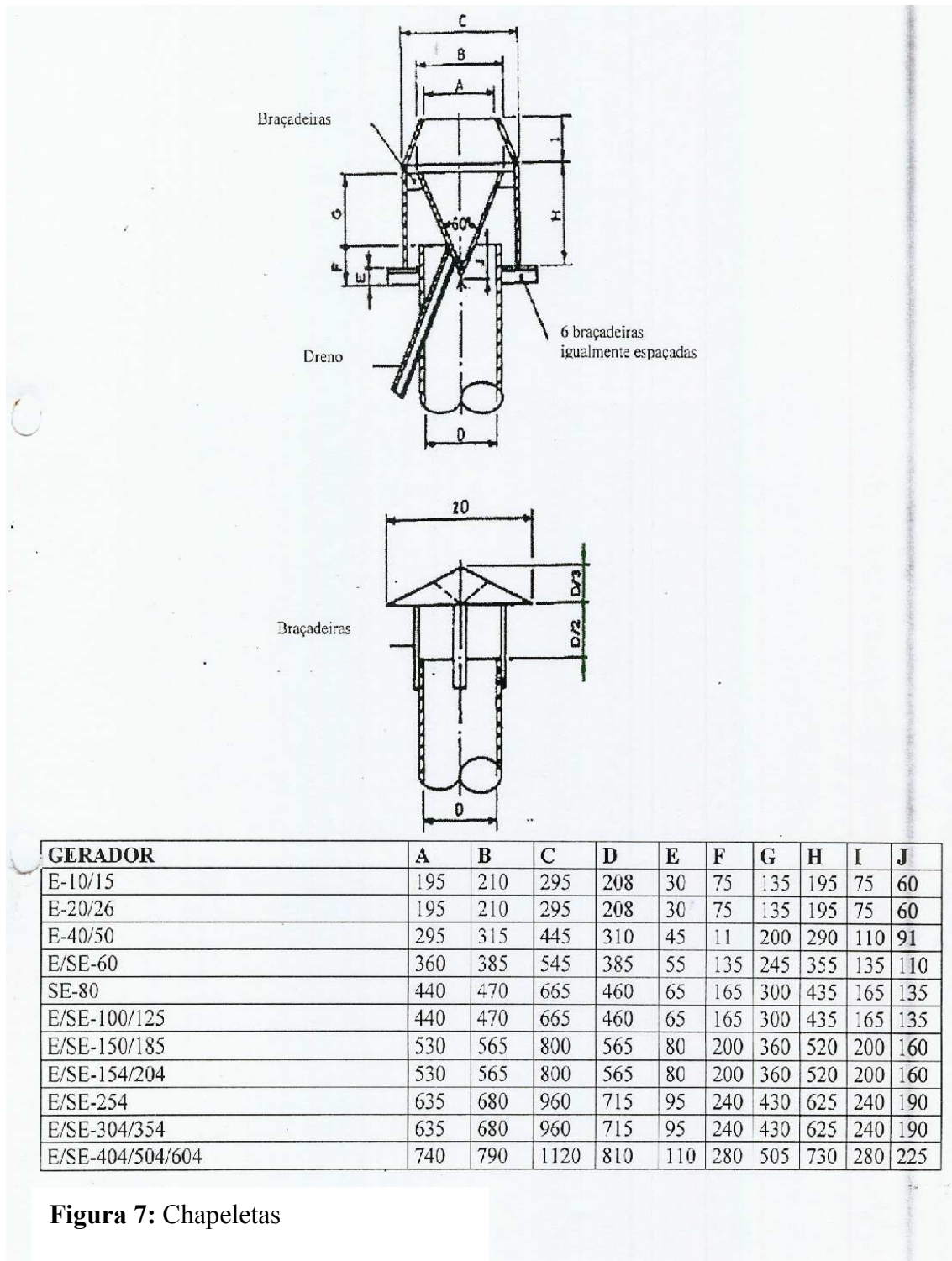


Figura 7: Chapeletas

Silencioso da chaminé. No caso de um silencioso de chaminé ser instalado, as instruções de instalação dos construtores devem ser respeitadas.

Isolamento da chaminé. A chaminé deve ser isolada. O isolamento deve ser capaz de resistir a uma temperatura de 500° C e estar de conformidade com os códigos locais (+/- 50 mm).

Períodos de paralisação - Áreas frias. Durante períodos de paralisação em áreas frias, talvez seja necessário fechar a conexão da chaminé por precaução contra congelamento, caso seja permitido pelas regras locais. Neste caso, são necessários intertravamentos com gerador de vapor, de modo que a queima do gerador de vapor somente seja possível quando a chaminé estiver totalmente aberta.

Adaptador da chaminé. Se um adaptador de chaminé é fornecido com o gerador de vapor, o adaptador deve ser montado diretamente no gerador de vapor, com o cone interno apontado para cima (**Fig. 6**).

Economizador. Como opção, os geradores de vapor podem ser equipados com uma seção de economizador. É boa prática incorporar esta característica ao planejamento da chaminé para o modelo standard “E”, de modo que o assentamento de um economizador posteriormente requeira um mínimo de modificações.

Ventilação da sala do gerador de vapor. Se o gerador for instalado numa sala fechada, devem ser providenciadas aberturas de ventilação. São exigidas duas aberturas de ventilação, uma para o fornecimento de ar fresco e uma para a saída de ar quente. As aberturas de suprimento de ar fresco devem ter uma área de alimentação livre pelo menos duas vezes a área da chaminé de escapamento. Ar quente é carregado para fora através de uma abertura próxima do teto da sala do gerador de vapor. Na sala do gerador de vapor, o fluxo cruzado de ventilação de ar é o preferido. A área livre de abertura de saída deve ser de 25% das áreas de escapamento de gás. Devem-se evitar condições de congelamento na sala do gerador de vapor, no caso de paralisação da mesma.

3.3 Tubulação

Geral. Forneça uniões ou flanges para todas as conexões de tubo próximas ao gerador de vapor e outros equipamentos.

Tubulação galvanizada. A tubulação galvanizada não deve ser usada, exceto para linhas de água fria (temperatura abaixo de 40° C) e se os regulamentos locais assim o permitirem.

Válvula de descarga de vapor. Uma válvula de descarga de vapor deverá ser instalada na saída de vapor do gerador de vapor, dentro do alcance do operador. Use uma válvula de gaveta para este propósito.

Linha de retorno do coletor de vapor. Esta linha retorna o excesso de água do separador do gerador de vapor, de volta a cisterna (sistema aberto). Esta linha deve ser instalada de forma tal que fique inteiramente abaixo da conexão correspondente na cisterna. Nenhuma válvula de verificação deve ser instalada nesta linha. O tamanho da linha é pelo menos um tamanho maior do que a conexão do coletor de vapor.

Linha de despressurização. Esta linha retorna despressurização do gerador a vapor para o tanque de despressurização, antes de ser descarregado para o escoadouro.

Tanque de despressurização. Um tanque de despressurização é instalado para descarga de vapor do despressurizador do gerador e resfriar a água do despressurizador antes que ela entre no dreno. É possível que um resfriador para o dreno do tanque de despressurização seja instalado para limitar a temperatura da água que vai para o escoadouro

Regulador de contrapressão. Na partida do gerador de vapor isto assegura um aumento rápido de pressão, de modo que o coletor de vapor funcione numa vazão normal. Durante operação, isto previne queda repentina de pressão na unidade, devido a aumento de carga. Instale o regulador de contrapressão o mais perto possível da saída de vapor do gerador de vapor, respeitando o máximo de uma distância horizontal de 1 metro. O tubo do regulador de contrapressão até o coletor deve ter uma inclinação descendente de pelo menos 5 mm/m

Válvulas de segurança de vapor. Descarga de tubos de válvulas de segurança para uma ventilação aceitável. De preferência, use linhas separadas de descarga, do mesmo tamanho das válvulas de segurança de saída. Providencie linhas de descarga da válvula de segurança com um dreno de 12 mm de diâmetro. Não posicione os sopradores da válvula de segurança numa direção que possa causar danos a pessoas e equipamentos. As linhas de descarga devem ser bem sustentadas. Devem ser evitadas forças no corpo da válvula de segurança causadas por tubulação.

Coletor de vapor. As conexões de tubo a vapor para, ou dos coletores, devem ser feitas no topo do coletor. Prenda todos os coletores de vapor para manter vapor seco. Coletores de vapores nos coletores devem ser capazes de evacuar a taxa máxima de condensação nos tubos de vapor durante partida fria das instalações. Providencie válvulas manuais de dreno em todos os coletores de vapor. Evite condições de vácuo nos coletores de vapor através da instalação de disjuntores a vácuo.

Linha de Teste. Uma linha de teste para a atmosfera, de tamanho menor do que a saída de vapor do gerador de vapor, deve ser instalada na jusante do regulador de contrapressão. Esta linha é usada para soprar o vapor para fora da atmosfera, para propósitos de teste do gerador, de modo que a quantidade de vapor gerada seja independente da demanda atual de vapor da instalação durante os testes. Se a linha de teste é mais comprida do que 15 metros, incluindo 2 metros para cada cotovelo da linha, use o mesmo tamanho da linha da saída de vapor do Gerador de vapor. Talvez seja necessário um abafador de ruído na saída desta linha.

Linhas Condensadas e a Vapor. Ramificações para usuários de vapor devem sempre ser conectadas no topo da linha do suprimento de vapor. Condensação de vapor usando equipamento deve ter uma inclinação de 3 a 5 mm/m em direção aos pontos de drenagem equipados com coletores de vapor. Coletores de vapor devem ser instalados em todos os pontos baixos da tubulação de vapor. Linhas condensadas e de vapor devem ser bem sustentadas e ao mesmo tempo serem permitidas instalações térmicas. No caso de serem usadas juntas de expansão ou flexíveis, siga cuidadosamente as instruções de instalação do fornecedor.

Proteção, Paralisação. Toda água, vapor e linhas condensadas tem que ser protegidas contra condições de congelamento durante períodos de paralisação.

Portanto, tem que ser possível drenar as linhas completamente.

Linhas de Soprar Fuligem. Providencie linhas de soprar fuligem, com um dreno, o mais baixo possível e antes das válvulas de soprar fuligem.

3.4 Sistema de Óleo combustível

Tubulação. Os tamanhos de tubos são 3/8” e 3/4”, para um máximo efetivo do comprimento da linha de sucção de combustível. Quando linhas de combustíveis mais longas são inevitáveis, deve ser instalada uma bomba de transferência. A pressão máxima de entrada da bomba geradora de combustível é de 10 Bar.

Ar atomizado. O ar atomizado é regulado para os modelos de queima a óleo quantidade normal – 38 m³/uur e mínimo de pressões de suprimento – 5 Bar. A pressão suprida máxima é de 10 Bar. Geradores a vapor equipados com ar – um queimador atomizante tem um regulador de pressão de ar na unidade. Ar atomizado deve ser filtrado e livre de água.

3.5 Sistema Elétrico

Sistema elétrico. A voltagem deve ser claramente especificada na placa de indentificação do gerador de vapor. A instalação elétrica para caldeira e acessórios, deverá estar de acordo com o diagrama de fiação principal para sua instalação. Neste diagrama de fiação, são mostrados os intertravamentos e as funções básicas. O interruptor de desconexão com fusível não é uma íntegra padrão do projeto. Regras locais e alarme acústico devem ser instalados. A caixa de controle do gerador de vapor é fornecida com contato necessário.

3.6 Tanque cisterna, Conexões e Acessórios

Tanque cisterna. Um tanque cisterna de desenho vertical ou horizontal deverá ser usado para sistemas abertos para se obter um bom sistema funcional e fazer um tratamento de água o mais apropriado possível.

Linha de Ventilação. Esta linha é necessária para manter a pressão atmosfera no tanque cisterna sob todas as circunstâncias e para evacuar gases da água (O₂, CO₂). Deve ser evitada pressão construída nesta linha. Isto é adquirido quando a linha de ventilação tem o mesmo tamanho da conexão de ventilação do tanque cisterna. A conexão de ventilação deve ir direto para cima, com o mínimo de curvaturas. Bolsas de ar, nesta linha, não são permitidas. A saída livre desta linha não deve ser obstruída.

Interruptor de nível e suprimento de água para o tanque cisterna – O interruptor de nível ativa a válvula solenóide na linha de água processada de modo a manter um nível apropriado no tanque cisterna numa temperatura de 90-95° C. Desta forma, o CO₂ dissolvido no condensado e o oxigênio (O₂) vindo da água processada serão removidos por degaseificação térmica. Também, reação química entre a água do tanque cisterna, para proteger a válvula solenoide, contra alta temperatura. Para manter a temperatura da água, é injetado vapor no tanque cisterna controlado por uma válvula termostática para tanque cisterna horizontal e por uma válvula elétrica para tanque cisterna vertical. Para este propósito, o vapor é tomado imediatamente após a saída de vapor do gerador de vapor. As válvulas termostática e elétricas deverão ser instaladas o mais próximo possível do tanque cisterna e devem ser posicionadas acima do centro do tanque cisterna. A linha de vapor a jusante da válvula termostática entra na linha condensada do gerador a vapor pelo topo. Uma válvula de verificação deve ser instalada a jusante da válvula termostática.

Indicador de Nível. Verificar o nível de água no tanque cisterna.

Termômetro. Checar a temperatura da água de alimentação.

Isolamento. Após a instalação, o tanque cisterna deve ser isolado. Resistência a 100°C

Transbordamento. O tanque cisterna deve ser equipado com uma linha de transbordamento tipo sifão. Esta linha deve ser mantida dentro da sala do gerador de vapor para prevenir o congelamento da água dentro dela. O sifão impede que o vapor flamejante entre na sala do gerador de vapor. No fundo do sifão, uma válvula esférica ou soquete plugado deve ser instalada para permitir a limpeza do sifão.

Tubos indutores. O tanque cisterna deve ser equipado com tubos indutores. Estes itens são separados e são parafusados ou flangeados no tanque cisterna. Os orifícios de injeção dos tubos indutores devem ser instalados na posição horizontal. Deve usar uniões ou flanges na tubulação para permitir a remoção dos tubos indutores. O tanque cisterna horizontal (6401) tem duas conexões para inserir dois tubos indutores: Uma para o sistema de retorno condensado e uma para o retorno do retentor de vapor do gerador a vapor. O sistema condensado e o retorno do retentor de vapor do gerador a vapor não devem ser juntados na tubulação e devem ir para tubos indutores separados no tanque cisterna. O sistema e a linha de retorno condensado devem ser providenciados com uma válvula de verificação.

Fornecimento de água para o Sistema. O emoliente de água e a bomba química podem ser instalados debaixo do tanque cisterna para se obter uma instalação compacta. A pressão da água de entrada na bomba solenoide, sob condições de fluxo, deverá ser de no mínimo 2 Bar e no máximo 5 Bar. O emoliente de água deverá ter um tamanho que supra o máximo de água processada para o sistema. Quando o gerador a vapor é usado 24 horas / 24horas, é necessário ter um emoliente de água tipo duplex. Se a unidade não é usada continuamente e se um corpo único de emoliente é usado, o emoliente de água deve ser dimensionado de modo que sua regeneração possa ser feita durante os períodos de paralisação do gerador a vapor.

Fornecimento de água de alimentação para o Gerador. Tamanho da bomba de admissão na unidade, nas seguintes condições: - Linha de água de alimentação com comprimento máximo de 15 metros, - 5 cotovelos, no máximo ($r = D - 90^\circ$) e – uma válvula esférica e um filtro na linha.

Isolamento. As linhas de água de alimentação deverão ser isoladas com um mínimo de 50 mm *Rockwool* com alumínio.

Posição do tanque cisterna. O mínimo requerido de distância vertical entre a linha central do tanque cisterna e a bomba de entrada é 3,5 metros. O tanque cisterna deve ser instalado de modo que o centro esteja acima do topo da bobina de aquecimento do gerador a vapor (incluindo economizador, se presente ou planejado).

Bomba auxiliar. A bomba auxiliar é usada para aumentar a pressão de entrada da bomba no caso em que o tanque cisterna possa ser montado no alto. Esta bomba é do tipo centrífuga capaz de bombear água de 100° C, com PH 12; preferida a de selo mecânico; deve ter um valor baixo exigido “MPSH”, não excedendo 1,5m WC, no máximo; deve ser dimensionada para fornecer á bomba geradora de vapor um mínimo de cabeçote de 8 a 10 m coluna d’água; capacidade mínima da bomba deve ser 50% mais alta do que a capacidade máxima de vapor do gerador a vapor e deve ser adequada para operações contínuas. A prática comum numa sala de caldeira normal deveria ser de montar a bomba no chão, debaixo do tanque cisterna, para permitir o máximo possível de aspiração da bomba auxiliar e manter a linha de sucção mais curta possível. O tamanho da linha da bomba auxiliar para o gerador pode ser do tamanho da entrada do gerador. Quando água de alimentação do gerador vem de um desarejador, deve-se sempre usar a bomba auxiliar. Tenha em mente a alta temperatura da água de alimentação. As bombas devem ser protegidas permanentemente por um filtro. Um medidor de pressão com válvula de fechamento deve ser instalado na entrada e saída lateral da bomba auxiliar. Da saída da bomba auxiliar, deve ser provida uma linha de retorno para o *Hotwell*, equipada com uma válvula de regulação e uma válvula de verificação (10% de fluxo nominal).

Linhas de Saída da Válvula de Segurança. O tamanho do tubo deve ser pelo menos igual ao tamanho da saída da válvula de segurança no gerador de vapor. Isto é necessário para evitar uma pressão muito alta na jusante da válvula de segurança, que reduzirá a capacidade de alívio. Quando o gerador a vapor é equipado com duas válvulas de segurança, recomenda-se a instalação de duas linhas de descarga separadas. Para o gerador a vapor que têm uma pressão de 10 Bar e acima, o comprimento equivalente da linha de saída da válvula de segurança, deve ser:

Comprimento atual (m) + número de cotovelos ($r=D$) X 2M, se o comprimento equivalente é maior do que o valor indicado, listado na primeira coluna.

Linha de Coletor do Separador. Os tamanhos indicados das linhas são calculados para uma linha de retorno, com as seguintes características: Comprimento máximo do tubo 2.35 m; 5 envergaduras no máximo, na linha; - 1 válvula na linha, que corresponde ao equivalente ao comprimento do tubo de 55 metros.

O comprimento equivalente da linha é determinado como:

- Comprimento atual da linha (m)
- + número de cotovelos ($r=D$, 90°)
- + número de válvulas X 10m

É muito importante manter a linha de retorno de retentor de vapor totalmente sob o nível de água do tanque cisterna, de modo que o gerador a vapor esteja garantido.

Linha de despressurização do Gerador a Vapor. As válvulas de despressurização do gerador de vapor, que se segue, devem ser conectadas com a linha de despressurização:

- Bobina de dreno
- Dreno separador
- Válvula automática de despressurização

O comprimento equivalente = Comprimento do tubo (m) + 2m para cada cotovelo ($r=D$, 90°) ou que encaixe na linha.

4. MEMORIAL DESCRITIVO DO FUNCIONAMENTO DA INSTALAÇÃO E O TROCADOR DE CALOR 4.3MMBTU/HR

4.1 Sistema de vapor e de água

Fluxo

A água de suprimento e o condensado retornado misturam na cisterna. A água é bombeada diretamente da cisterna para dentro da serpentina de aquecimento, fluindo através da seção de passagem simples espiral da serpentina em direção oposta à dos gases da combustão, onde isto é rapidamente aquecido à temperatura de vapor. Como o fluido deixa a seção do gerador, ele passa através do tubo termostático anular e helicoidal ao redor da seção da parede de água dentro difusor separador no separador de vapor. A força centrífuga no difusor separa o vapor seco do excesso de água, o qual retorna para a seção baixa no separador. O vapor é liberado através da saída de descarga de vapor localizado no topo do separador de vapor. O excesso de água é retornado para a cisterna através do purgador.

Bomba D Água

A bomba d'água do tipo diafragma é projetada para liberar um volume fixo de água entrado no sistema durante a operação com carga, suficiente para manter uma serpentina de aquecimento molhada abaixo de todas as condições de carga. A bomba é acionada por um motor elétrico e contém caixa de gaxetas. A bomba é disposta em duas seções – uma seção é controlada pelo solenóide da bomba d'água (Y10) pelo *by-pass* na operação de meia queima; a outra solenóide da bomba d'água (Y11) controla a outra seção de *by-pass* na liga / desliga da operação do queimador. A solenóide da bomba d'água é atuada pelo pressostato de modulador (F22), a solenóide da bomba d'água (Y11) é atuada pelo pressostato de vapor (F20). O pressostato modulador opera em acordo com a demanda de vapor. O pressostato de vapor (F20) para o queimador quando a pressão de vapor é alcançada e parti novamente o queimador quando a pressão de vapor cai 1 Bar abaixo da pressão normal de operação. Temos também como segurança o pressostato de vapor (F21) que para completamente o gerador de vapor quando a pressão de vapor excede a pressão normal de operação.

Os diafragmas da bomba são operados hidráulicamente pelo óleo deslocado pelo pistão alternativo dentro da bomba. As válvulas *by-pass* solenóide-operadoras embutidas são incorporadas e para as seções de bombeamento quando a válvula é aberta. Molas resistentes a corrosão, discos e sedes são usados na caixa de válvulas de retenção. A coluna tubular separa a caixa da válvula de retenção da cabeça da bomba para manter a temperatura excessiva do diafragma. Amortecedores de vibração absorvem as pulsações de pressão e asseguram a estabilidade da bomba na partida. A válvula de alívio protege a bomba contra a pressão excessiva. O pressostato de nível de óleo do tipo bóia é montado para a bomba d'água com um tubo sensor vertical no cárter da bomba. Este dispositivo vai isolar a instalação se existir um nível incorreto de óleo na bomba d'água (também tão baixo ou tão alto).

Serpentina de Aquecimento e Separador

O fluido é circulado através de uma simples passagem, continua o tubo de ferro onde isto é progressivamente aquecido para a temperatura de vapor isto é então descarregado dentro do separador de vapor, onde o vapor e o líquido são separados. A serpentina de aquecimento é montada para permitir a livre expansão. Isto é arranjada para promover máxima absorção de calor por uma série de serpentinas com o fluido contra fluindo com os gases da combustão em velocidade controlada. Uma seção firme helicoidal ondulada com um anel integral do tubo termostático forma a parede de fluido a redor da câmara de combustão.

O controle termostático (Termostato anular – F30, termostato secundário – F31 e termostato adicional – F32) vai cortar o queimador e protege a unidade de aquecimento em caso de falha de água parcial ou total, ou sobreaquecimento de alguma causa. O tubo termostático anular forma uma parte da serpentina de aquecimento e está localizado na zona de alto calor. O tubo circular cheio é rigidamente fixado dentro de um anel mecânico externo em um ponto oposto do dispositivo termostático. Os suportes de pré-carga estão localizados em cada lado. Como o tubo expande, isto toma uma posição excêntrica em relação ao anel externo. A expansão é na linha com o dispositivo termostático, o qual prove o limite positivo do controle de temperatura. O dispositivo termostático é ajustado para parar o gerador quando a expansão do calor excede os limites normais. O *reset* manual é requerido. Um manômetro de pressão da água de alimentação é montado. Uma indicação de pressão maior do que o normal e / ou um vazamento da válvula de alívio na bomba d'água indica uma formação de escama ou até restrição parcial da serpentina de aquecimento.

Separador de Vapor

O vapor e o fluido saem da serpentina de aquecimento e entram no separador de vapor (43), são descarregados através de um expansor separador, onde o vapor é liberado e o excesso de água passa para a seção baixa do separador, onde ele é purgado de volta para a cisterna. Este controle positivo da separação preveniu arrastamento de líquido para dentro da linha de vapor.

Purgador de Vapor

O purgador de vapor (48) retorna o excesso de água do separador. A extração é necessária para assegurar que sólidos dissolvidos, carregados através da serpentina de aquecimento, são evacuados. A quantidade exata de extração depende das condições de operação, pressão de vapor, temperatura da água de alimentação, condição da bomba e razão de queima.

Um manômetro de pressão (41) é instalado na linha descarga do purgador de vapor, prove a indicação quando o purgador de vapor está também aberto ou fechado. Uma pressão subindo no manômetro indica que o purgador de vapor está descarregando o condensado. Quando a pressão começa a cair, o purgador está fechado. Se o purgador de vapor não está abrindo e fechando em uma operação normal, isto pode indicar mau funcionamento do purgador ou de outro componente do gerador de vapor. Também pode ser que a bomba d'água não esteja descarregando sua capacidade normal ou a válvula de extração pode estar parcialmente aberta.

Na partida inicial da instalação, depois da razão correta de ar-combustível e água tenha sido estabilizada, um registro de temperatura de vapor e o tempo de abertura do purgador devem ser registrados. Periodicamente, estes dados devem ser checados para assegurar ao operador que o gerador está operando corretamente. Se o vapor do gerador está conectado para um sistema aberto onde a temperatura da água de alimentação esta 90 para 95°C, o purgador de vapor deve estar abrindo aproximadamente de 10 a 15 minutos (acumulado) de cada hora em operação de alta queima. Em meia queima fixa, o tempo

acumulado deve ser a metade desta valor. Com uma temperatura da água de alimentação de 120° à 170° C (sistema semifechado), o purgador de vapor deve ser aberto aproximadamente de 5 à 6 minutos (acumulado) de cada hora em operação de alta queima.

Checando e registrando o tempo de operação do purgador de vapor sob condições normais pode ser notado o mau funcionamento do gerador. Se um componente tal como a bomba d'água (que tem razão de bombeamento fixado) não trabalha corretamente, o tempo de abertura do purgador de vapor diferirá dos valores acima. Uma redução na razão de queima ou diminuição na razão da bomba irá diminuir igualmente no tempo purgando. O tempo de abertura do purgador não deve cair abaixo de 3 minutos por hora em alta queima e 2 minutos por hora em baixa queima (acumulado) sob alguma condição.

Um termômetro digital no separador indica a temperatura do vapor. Em operação normal, a temperatura relativa concordará com a pressão de vapor. Se a temperatura do vapor é mais alta que um mandado na tabela de pressão correspondente, a unidade está sobaquecida ou a razão d'água é inadequada. Deve ser feita uma correção imediatamente. Reduzir a razão de queima ou corrigir a falta de água como requerido. Pode ocorrer dano na serpentina quando a continuação desta situação for permitida.

Quando da partindo do gerador ou durante período de abrupta troca de carga, pode entrar excesso de liquido da serpentina aquecendo no separador, onde ele é carregado para fora pelo purgador de vapor.

Tanque de despressurização

A água do gerador de vapor com despressurização manual e automática é coletada no tanque de despressurização, onde ela vaporiza e eventualmente pode ser resfriada para 40°C. Se tiver necessidade de resfriamento adicional é possível conectar uma linha de água de resfriamento na saída do tanque de despressurizarão. Há um sensor de temperatura instalado no tanque de despressurizarão, abaixo do ponto "K".

Regulador de contrapressão

O regulador de contrapressão é instalado para prover uma operação estável de gerador de vapor (ou caldeira), onde cargas de vapor flutuam rapidamente ou ocorrem períodos de sobrecarga. Provê operação estável na partida e durante operação de instalações múltiplas de gerador de vapor (ou caldeira). Permite também que o gerador de vapor permaneça em equilíbrio e desta forma atinja a pressão de operação mais rapidamente. Provê vapor de alta pressão mais rápido, quando usado em unidades de queima de óleo pesado, equipadas com coletores de óleo diesel a vapor / elétrico, desta forma reduzindo custo do pré-aquecimento elétrico. Controlando a pressão mínima do gerador a vapor (caldeira) o regulador de Contrapressão previne a vaporização instantânea do líquido no gerador de vapor, mantendo-o assim numa condição estável o tempo todo. Isto resulta num aquecimento mais rápido após um período de sobrecarga. O diferencial de pressão retida pelo regulador não retardará a distribuição de calor para o sistema.

4.2 Sistema de óleo combustível

Geral

O óleo combustível é aspirado do tanque separador, passa por um filtro (3) e entra na bomba de recalque (4), que descarrega para o queimador (9) sob pressão. A pressão do óleo combustível é controlada por uma ajustagem do regulador de pressão de óleo combustível (11) e também pode ser observada pelo manômetro de pressão de óleo (10). O pressostato de óleo (F47) é instalado para parar o gerador de vapor quando a pressão de óleo falhar. A modulação do queimador é alcançada operando a solenóide de óleo de baixa queima (Y42) e a solenóide de alta queima (Y43). Depois da partida manual, o óleo entrará através do difusor do queimador (9) e depois de um período de 10 segundos de pré-purga é aceso por uma faísca elétrica. A operação do queimador é completamente automática e todos os controles são organizados para uma falha segura. A falha de chama causará o corte automático dentro de 1 segundo. Um dispositivo, pressostato de ar (mínimo) (F81), operado por pressão de ar do soprador (8), é provido para cortar o gerador se o motor ou soprador falhar. O pressostato de ar (máximo) (F82) é usado para assegurar que entre ar suficiente para a alta queima.

Modulação do queimador automática

Modulação do queimador automática impede o freqüente liga e desliga do ciclismo do queimador e provê uma operação estável durante o período de baixa carga. Isto é realizado pelo controle do queimador. Neste queimador é alcançado por meio das válvulas solenóides de baixa e de alta queima. Quando a pressão de vapor sobe para o ponto de modulação ajustado pelo pressostato de vapor (F22), a válvula de óleo da queima alta é fechada. Quando o queimador modula, a solenóide (Y80) opera automaticamente o *damper* restringindo o suprimento de ar do queimador para manter a razão óleo combustível- ar. A unidade retornará automaticamente a operação de alta queima se a operação de baixa queima não suprir o vapor demandado. Um dispositivo operado manualmente (S7) na caixa de controle elétrico impede a operação de queima alta quando desejado ou quando feito certamente o ajuste do queimador.

4.3 Trocador de Calor 4.3MMBTU/hr, 5K, 32 to 250°F, H2S

Descrição: é usado para elevar a temperatura do óleo do poço deixando-o hidratado, prevenindo a redução de viscosidade e a quebra das emulsões. É montado um suporte composto por:

- Um *choke* ajustável, um manifold de 3" equipado com três gate valves 3-1/8 " 5000 psi WP e 1-1/2" uma válvula de segurança na plataforma.
- Uma *steam trap* e uma válvula de não-retorno na entrada de vapor. O isolamento é feito de lã de vidro com um invólucro de alumínio.

Especificações:

Serviço: H₂S

Classe de fluido: DD

Temperatura: 32 ° F a 250 ° F

Consumo de vapor: 5 000 lb / hr

Pressão de trabalho (bobina): 5 000 psi a montante e a jusante

Pressão de trabalho (Plataforma): 235 psi

Capacidade de aquecimento: 4,3 MM BTU / h

Maxi. Design Temp. (Plataforma): 350 ° F

Conexões:

Efluente entrada: 3"

Efluente saída: 3"

Vapor saída: 3"

Vapor de admissão: 3"

Certificações:

Design: Tipo de Aprovação / Design revisão e Verificação

Fabricante: Certificado de Conformidade

Documentação: Arquivo de qualidade

Códigos aplicáveis:

ASME VIII div.1, ANSI B31.3, API-6A (PSL-2, PR2), H2S (MR0175), API-12K, DNV
MOU, NPD Regras

Acessórios (opcional):

Válvula de segurança 6": M817489

Kit de conversão fixo corrigido do *choke* ajustável para 3" 5K: P494691

Peso e Dimensões:

Base do suporte: 6,10 m x 1,95 m

Altura: 2,47 m

Peso: 9 800 kg

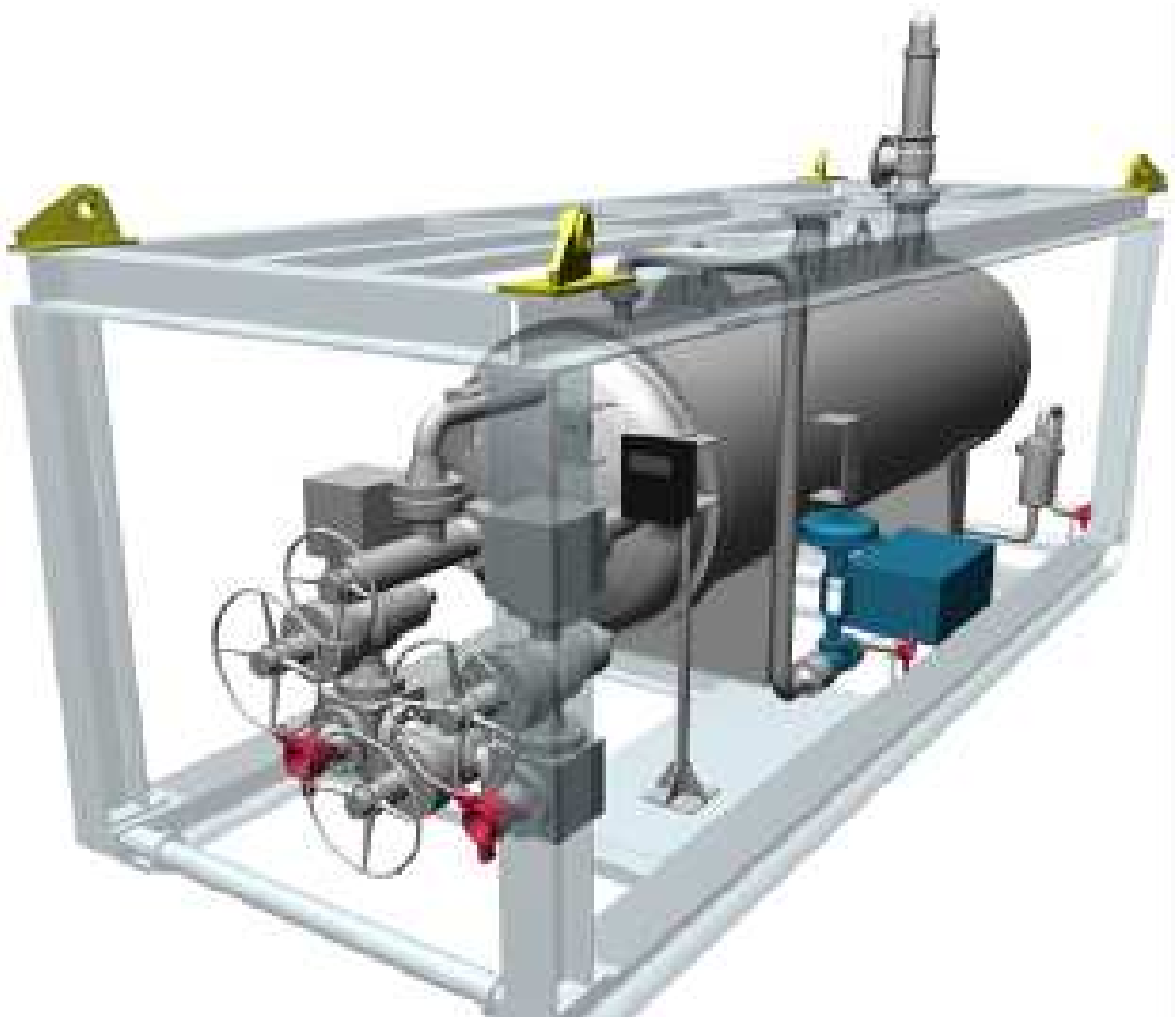


Figura 8 – Trocador de Calor

5 MEMÓRIA DE CÁLCULO

5.1 Cálculo do diâmetro da tubulação em função da velocidade econômica

Hidrocarbonetos: líquidos

- Linhas de Sucção – $V = 1,0 \text{ m/s} = 1000 \text{ mm/s}$
- Linha de descarga – $V = 1,5 \text{ m/s} = 1500 \text{ mm/s}$

(recomendada pelo livro Tubulações Industriais / Cálculo do Pedro C. Silva Telles, Tabela 2.1, página 13 - Velocidade Econômica dos Hidrocarbonetos).

$$Q = 210 \text{ l/h} = 0,21 \text{ m}^3/\text{h} = 210000000 \text{ mm}^3/3600\text{s} = 58333,3 \text{ mm}^3/\text{s}$$

Linhas de Sucção:

$$Q = V \times A \gg A = Q/V \gg 58333,3/1000 \gg A = 58,333 \text{ mm}^2$$

$$A = \pi \times d^2/4 = 58,333 \gg d = 8,61 \text{ mm}$$

Obs.1: Adotar diâmetro mínimo (3/8”).

Obs.2 : A princípio adotar SCH 80 conforme ASME B.36.10

Linha de descarga:

$$Q = V \times A \gg A = Q/V \gg 58333,3/1500 \gg A = 38,889 \text{ mm}^2$$

$$A = \pi \times d^2/4 = 38,889 \gg d = 7,04 \text{ mm}$$

Obs.1: Adotar diâmetro mínimo (3/8”).

Obs.2 : A princípio adotar SCH 80 conforme ASME B.36.10

Cálculo da velocidade econômica:

Diâmetro nominal (3/8") = 0,0107 m

$$V = 4.Q/3,14.D^2 = 4 \times 58333,3/3,14 \times (10,7)^2$$

$$V = 0,649 \text{ m/s}$$

Obs.3: Logo, a nova velocidade será 0,649 m/s (SCH 80)

Água doce de alimentação de caldeira:

Linha de sucção das Bombas:

$$V = 1,0 \text{ m/s} = 1000 \text{ mm/s}$$

(recomendada pelo livro Tubulações Industriais / Cálculo do Pedro C. Silva Telles, Tabela 2.1, página 13 - Velocidade econômica da água de alimentação de caldeira)

$$Q = 4000 \text{ l/h} = 4,00 \text{ m}^3/\text{h} = 4000000000 \text{ mm}^3/3600\text{s} = 1111111,1 \text{ mm}^3/\text{s}$$

Linhas de Sucção:

$$Q=V \times A \gg A=Q/V \gg 1111111,11/1000 \gg A = 1111,11 \text{ mm}^2$$

$$A = \pi \times d^2/4 = 1111,11 \gg d=37,61 \text{ mm}$$

Obs.1: Adotar diâmetro mínimo (1 1/2").

Obs.2 : A princípio adotar SCH 80 conforme ASME B.36.10

Cálculo da velocidade econômica:

Diâmetro interno (1 1/2") = 0,0381 m

$$V = 4.Q/3,14.D^2 = 4 \times 1111111,1/3,14 \times (38,1)^2$$

$$V = 0,975 \text{ m/s}$$

Obs.3: Logo, a nova velocidade será 0,975 m/s (SCH 80)

Linha de descarga das Bombas:

$$V = 4,0 \text{ m/s} = 4000 \text{ mm/s}$$

(recomendada pelo livro Tubulações Industriais / Cálculo do Pedro C. Silva Telles, Tabela 2.1, página 13 - Velocidade econômica da água de alimentação de caldeira).

$$Q = 4000 \text{ l/h} = 4,00 \text{ m}^3/\text{h} = 4000000000 \text{ mm}^3/3600\text{s} = 1111111,1 \text{ mm}^3/\text{s}$$

$$Q = V \times A \gg A = Q/V \gg 1111111,1/4000 \gg A = 277,778 \text{ mm}^2$$

$$A = \pi \times d^2/4 = 277,778 \gg d = 18,80 \text{ mm}$$

Obs.1: Adotar diâmetro mínimo (3/4").

Obs.2 : A princípio adotar SCH 80 conforme ASME B.36.10

Cálculo da velocidade econômica:

Diâmetro nominal (3/4") = 0,0188 m

$$V = 4 \cdot Q / (3,14 \cdot D^2) = 4 \times 1111111,1 / (3,14 \times (18,80)^2)$$

$$V = 3,898 \text{ m/s}$$

Obs.3: Logo, a nova velocidade será 4002,69 m/s (SCH 80)

Vapor na saída da caldeira:

Sabendo que:

- Pressão manométrica de operação é **7 Kg/cm²**
- Vazão consumida pelo trocador de calor é **3650 Kg/h**
- **Vapor:** de 2 a 10 Kg/cm² - Velocidade econômica = 40 a 60 m/s

(recomendada pelo livro Tubulações Industriais / Cálculo do Pedro C. Silva Telles, Tabela 2.1, página 13 - Velocidade Econômica do Vapor).

Usaremos Velocidade econômica = **50 m/s**

Nota 1: Pressão absoluta = Pressão manométrica + Pressão atmosférica

Nota 2: P_{ATM} = 1 Kg/cm² no nível do mar.

$$\text{Pressão absoluta} = 1 \text{ Kg/cm}^2 + 7 \text{ Kg/cm}^2 = \mathbf{8 \text{ Kg/cm}^2}$$

Fazendo a conversão de unidade:

$$8 \text{ Kg/cm}^2 \times 0,98066 = \mathbf{7,8 \text{ bar}}$$

Usando a tabela do gerador de vapor da **Clayton industries**.

Com a pressão **7,8 bar** teremos o volume específico = **0,222 m³/Kg**

$$D^2 = \frac{\gamma \times Q}{0,283 \times V} = \frac{0,222 \times 3650}{0,283 \times 50} = \frac{810,3}{14,15} = \mathbf{57,26}$$

$$D = \mathbf{7,56 \text{ cm} = 3''}$$

Obs.1: Adotar diâmetro mínimo (3'').

Obs.2 : A princípio adotar SCH 40 conforme ASME B.36.10

Verificar a Velocidade:

$$\text{Diâmetro interno (3'')} = 0,0779 \text{ m}$$

$$V = 3,53 \times \frac{\gamma \times Q}{D^2} = \frac{3,53 \times 0,222 \times 3650}{(7,62)^2} = \frac{2860,36}{58,06}$$

$$V = 49,26 \text{ m/s}$$

Nota 3:

Mas no projeto nem todas as tubulações adotam o diâmetro mínimo.

Para tubos de aço-carbono e aços de baixa liga, são as seguintes as espessuras mínimas estruturais geralmente adotadas:

- Diâmetros nominais até 1 ½" , inclusive: série 80
- Diâmetros nominais de 2" a 12" , inclusive: série 40
- Diâmetros nominais de 14" ou maiores , inclusive: 9 mm (3/8")

5.2 CÁLCULOS DE PERDA DE CARGA

Denomina-se perda de carga de um sistema, o atrito causado pela resistência da parede interna do tubo quando da passagem do fluido pela mesma.

As perdas de carga classificam-se em:

Contínuas: Causadas pelo movimento da água ao longo da tubulação. É uniforme em qualquer trecho da tubulação (desde que de mesmo diâmetro), independente da posição do mesmo;

Localizadas: Causadas pelo movimento da água nas paredes internas e emendas das conexões e acessórios da instalação, sendo maiores quando localizadas nos pontos de mudança de direção do fluxo. Estas perdas não são uniformes, mesmo que as conexões e acessórios possuam o mesmo diâmetro;

Fatores que influenciam nas perdas de carga:

A. Natureza do fluido escoado (peso específico, viscosidade): Temos água (cujo peso específico é de 1.000Kg/m³), o vapor e o Hidrocarboneto.

B. Material empregado na fabricação dos tubos e conexões (PVC, ferro) e tempo de uso: Comercialmente, os tubos e conexões mais utilizados em tubulações industriais são os de Aço carbono e PVC, cujas diferenças de fabricação e acabamento interno (rugosidade e área livre) são bem caracterizadas, razão pela qual apresentam coeficientes de perdas diferentes;

C. Diâmetro da tubulação: O diâmetro interno ou área livre de escoamento, é fundamental na escolha da canalização já que, quanto maior a vazão a ser bombeada, maior deverá ser o Ø interno da tubulação, a fim de diminuir-se as velocidades e, conseqüentemente, as perdas de carga.

D. Comprimento dos tubos e quantidade de conexões e acessórios: Quanto maior o comprimento e o número de conexões, maior será a perda de carga proporcional do sistema. Portanto, o uso em excesso de conexões e acessórios causará maiores perdas, principalmente em tubulações não muito extensas;

E. Regime de escoamento (laminar ou turbulento): O regime de escoamento do fluido é a forma como ele desloca-se no interior da tubulação do sistema, a qual determinará a sua velocidade, em função do atrito gerado.

No regime de **escoamento laminar**, os filetes líquidos (moléculas do fluido agrupadas umas às outras) são paralelos entre si, sendo que suas velocidades são invariáveis em direção e grandeza, em todos os pontos.

O regime laminar é caracterizado quando o nº de Reynolds (Re), for inferior a 2.000.

No regime de **escoamento turbulento**, os filetes movem-se em todas as direções, de forma sinuosa, com velocidades variáveis em direção e grandeza, em pontos e instantes diferentes. O regime turbulento é caracterizado quando o nº de Reynolds (Re), for superior a 4.000

Obviamente, o regime de escoamento mais apropriado para um sistema de bombeamento é o **laminar**, pois acarretará menores perdas de carga por atrito em função do baixo número de interferências existentes na linha.

1º Passo calcular o N° DE REYNOLDS (R_n):

$$R_n = \frac{V \times d}{\nu}$$

Onde:

R_n = Número de Reynolds;

V = Velocidade média de escoamento, em m/s;

d = Diâmetro da Tubulação, em metros;

ν = Viscosidade cinemática do Líquido, em m² /s;

O escoamento será: **Laminar : R_n < 2.000**

Turbulento : R_n > 4.000

Entre 2.000 e 4.000, o regime de escoamento é considerado crítico.

Na prática, o regime de escoamento da água em tubulações é sempre turbulento;

Para R_n < 2.000 **Escoamento laminar** $\rightarrow J = \frac{32 L \nu V}{g d^2}$ (Fórmula de Poiseuille)

Para R_n > 2.000 **Escoamento Turbilhonar** $\rightarrow J = \frac{32 L V^2}{2 d g}$ (Fórmula de Darcy)

Onde:

L = comprimento total do tubo mais os comprimentos equivalentes aos acidentes existentes.

V = Velocidade do fluido

g = Aceleração da gravidade

d = diâmetro interno do tubo

γ = Peso específico do fluido

f = coeficiente de atrito do fluido

ν = viscosidade cinemática do líquido

Hidrocarbonetos: líquidos

Linha de Sucção do Hidrocarboneto:

Tubo de aço carbono de 3/4", série 80 e número 503.

Considerando a Velocidade econômica 1,0 m/s e a

Temperatura do hidrocarboneto 30° C.

a) Cálculo do comprimento equivalente :

Tabela 1- Comprimentos equivalentes dos acessórios existentes:

Quantidade	Descrição	K	KI
5	Joelho 90°	0,7	3,5
1	Válvula macho aberta	0,05	0,05
1	Filtro	1,5	1,5
1	Redução 3/4" para 3/8"	0,25	0,25
1	Saída	1,0	1,0
		Total	6,30 m

Soma dos trechos retos:

$$l = 0,03 + 0,17 + 1,51 + 1,40 + 0,37 + 0,05 + 0,03 = 3,56 \text{ m}$$

Teremos então para o comprimento equivalente da tubulação:

$$L = 3,56 + 6,30 = 9,86 \text{ m}$$

b) Cálculo do número de Reynolds:

Considerando:

Diâmetro interno (tubo de 3/4" série 80): $d = 1,88 \text{ cm}$

Viscosidade cinemática: $\nu = 6 \text{ cks} = 0,06 \text{ stokes}$

Velocidade para $Q = 210 \text{ l/min} \therefore V = 1,0 \text{ m/s} = 100,0 \text{ cm/s}$

$$R_n = \frac{d \times V}{\nu} = \frac{1,88 \times 100,0}{0,06} = 3133,33$$

$$R_n = 3133,33 > 2.000 \text{ Turbulento}$$

O regime será portanto, turbilhonar, e a fórmula a empregar será a de Darcy. Para tubos de aço de 3/4", tiramos gráfico grau de rugosidade dos tubos em função dos diâmetros e dos materiais, grau de rugosidade: $\epsilon/d = 0,0028$. Em função desse valor e do número de Reynolds, obteremos, do gráfico (coeficiente de atrito x grau de rugosidade x número de Reynolds), o coeficiente de atrito: $f = 0,046$

c) Cálculo da Perda de Carga Unitária:

$$j = \frac{f \times V}{2 d g} = \frac{0,046 \times (100,0)^2}{2 \times 1,88 \times 981} = \frac{460,0}{3688,56} = 0,1247 \text{ cm/cm ou}$$

$$j = 12,47 \text{ m/100m}$$

d) Cálculo da perda de carga total será:

$$J = \frac{j \times L}{100} = \frac{12,47 \times 9,86}{100} = 122,95 \text{ m/100} = 1,229 \text{ m}$$

Cálculo de perda de carga usando a fórmula Williams-Hazen:

$$J_f = \frac{3022,6 V^{1,852}}{C^{1,852} d^{1,167}}$$

Onde:

J_f = perda de carga por 1000 pés de tubo (pés)

d = diâmetro interno

V = velocidade (pés/s)

C = coeficiente de rugosidade das paredes dos tubos; varia de 40, para tubos de ferro severamente incrustados de tubérculos, até 155, para tubos de vidro polido. Para tubos usuais de aço, novos, $C = 130$.

$$d = 0,0188 \text{ m} \times 3,2808 = 0,0617 \text{ pés}$$

$$V = 1,0 \text{ m/s} \times 3,281 = 3,281 \text{ pés/s}$$

$$J_f = \frac{3022,6 \times (3,281)^{1,852}}{(130)^{1,852} \times (0,0617)^{1,167}} = \frac{3022,6 \times 9,03}{8222,86 \times 0,0387} = \frac{27294,1}{318,22} = 85,77 \text{ pés}$$

OBS: Como podemos ver a fórmula de Williams-Hazen não dá valores satisfatórios para tubos com diâmetros **inferiores a 2"**.

Linha de descarga da Bomba:

Tubo de aço carbono de **3/8"**, **série 80 e número 504**.

Considerando a Velocidade econômica 1,5 m/s e a

Temperatura do hidrocarboneto 30° C.

a) Cálculo do comprimento equivalente :

Tabela 2 - Comprimentos equivalentes dos acessórios existentes:

Quantidade	Descrição	K	KI
6	Joelho 90°	0,7	4,2
1	Válvula de retenção	0,7	0,7
1	Entrada	0,78	0,78
		Total	5,68 m

Soma dos trechos retos:

$$l = 0,02 + 0,25 + 0,38 + 0,17 + 0,36 + 0,05 + 0,05 = 1,28 \text{ m}$$

Teremos então, para o comprimento equivalente da tubulação:

$$L = 1,28 + 5,68 = 6,96 \text{ m}$$

b) Cálculo do número de Reynolds :

Considerando:

Diâmetro interno (tubo de 3/8" série 80): $d = 1,07 \text{ cm}$

Viscosidade cinemática: $\nu = 6 \text{ cks} = 0,06 \text{ stokes}$

Velocidade para $Q = 210 \text{ l/min} \therefore V = 1,5 \text{ m/s} = 150,0 \text{ cm/s}$

$$R_n = \frac{d \times V}{\nu} = \frac{1,07 \times 150,0}{0,06} = 2675,0$$

$R_n = 2675,0 > 2.000$ turbulento

O regime será, portanto, turbilhonar, e a fórmula a empregar será a de Darcy. Para tubos de aço de 3/8", tiramos gráfico grau de rugosidade dos tubos em função dos diâmetros e dos materiais, grau de rugosidade: $\epsilon/d = 0,003$. Em função desse valor e do numero de Reynolds, obteremos, do gráfico (coeficiente de atrito x grau de rugosidade x número de Reynolds), o coeficiente de atrito: $f = 0,05$

c) Cálculo da Perda de Carga Unitária:

$$j = \frac{f \times V}{2 d g} = \frac{0,05 \times (150,0)^2}{2 \times 1,07 \times 981} = \frac{1125}{2099,34} = 0,536 \text{ cm/cm ou}$$

$$j = 53,6 \text{ m/100m}$$

d) Cálculo da perda de carga total será:

$$J = \frac{j \times L}{100} = \frac{53,6 \times 6,96}{100} = 373,0 \text{ m/100} = 3,73 \text{ m}$$

Cálculo de perda de carga usando a fórmula Williams-Hazen:

$$J_f = \frac{3022,6 V^{1,852}}{C^{1,852} d^{1,167}}$$

Onde:

J_f = perda de carga por 1000 pés de tubo (pés)

d = diâmetro interno

V = velocidade (pés/s)

C = coeficiente de rugosidade das paredes dos tubos; varia de 40, para tubos de ferro severamente incrustados de tubérculos, até 155, para tubos de vidro polido. Para tubos usuais de aço, novos, $C = 130$.

$$d = 0,0107 \text{ m} \times 3,2808 = \mathbf{0,0351 \text{ pés}}$$

$$V = 1,5 \text{ m/s} \times 3,281 = \mathbf{4,9215 \text{ pés/s}}$$

$$J_f = \frac{3022,6 \times (4,9215)^{1,852}}{(130)^{1,852} \times (0,0351)^{1,167}} = \frac{3022,6 \times 19,13}{8222,86 \times 0,020} = \frac{57822,34}{164,46} = \mathbf{351,59 \text{ pés}}$$

OBS: Como podemos ver, a fórmula de Williams-Hazen não dá valores satisfatórios para tubos com diâmetros **inferiores a 2"**.

Água doce de alimentação de caldeira:

Linha de sucção da bomba auxiliar:

Tubo de aço carbono de **3"**, **série 40 e número 509**.

Considerando a Velocidade econômica 1,0 m/s e a

Temperatura da água 95° C.

a) Cálculo do comprimento equivalente:

Tabela 3 - Comprimentos equivalentes dos acessórios existentes:

Quantidade	Descrição	K	KI
1	Joelho 90°	6,0	6,0
1	Válvula macho aberta	1,07	1,07
1	Filtro	9,7	9,7
1	Te do manômetro	4,0	4,0
1	Redução 3" para 2"	0,7	0,7
1	Saída da cisterna	4,57	4,57
		Total	26,04 m

Soma dos trechos retos:

$$l = 0,15 + 0,18 + 0,38 + 0,56 = 1,27 \text{ m}$$

Teremos então para o comprimento equivalente da tubulação:

$$L = 1,27 + 26,04 = 27,31 \text{ m}$$

Considerando: (Temperatura da água: 95° C)

Diâmetro interno (tubo de 3" série 40): $d = 7,79 \text{ cm}$

Viscosidade cinemática: $\nu = 0,35 \text{ cks} = 0,0035 \text{ stokes}$

Velocidade para $Q = 4000 \text{ l/min.}$: $V = 1,0 \text{ m/s} = 100,0 \text{ cm/s}$

$$R_n = \frac{d \times V}{\nu} = \frac{7,79 \times 100,0}{0,0035} = 222571,42$$

$R_n = 222571,42 > 2.000$ turbulento

O regime será, portanto, turbilhonar, e a fórmula a empregar será a de Darcy. Para tubos de aço de 3", tiramos gráfico grau de rugosidade dos tubos em função dos diâmetros e dos materiais, grau de rugosidade: $\epsilon/d = 0,0006$. Em função desse valor e do numero de Reynolds, obteremos, do gráfico (coef. de atrito x grau de rugosidade x n°. de Reynolds), o coeficiente de atrito: $f = 0,0185$

c) Cálculo da Perda de Carga Unitária:

$$j = \frac{f \times V}{2 d g} = \frac{0,0185 \times (100,0)^2}{2 \times 7,79 \times 981} = \frac{185}{15283,98} = 0,0121 \text{ cm/cm ou}$$

$$j = 1,21 \text{ m/100m}$$

d) Cálculo da perda de carga total será:

$$J = \frac{j \times L}{100} = \frac{1,21 \times 27,31}{100} = 33,04\text{m}/100 = 0,33 \text{ m}$$

Cálculo de perda de carga usando a fórmula Williams-Hazen:

$$J_f = \frac{3022,6 V^{1,852}}{C^{1,852} d^{1,167}}$$

Onde:

J_f = perda de carga por 1000 pés de tubo (pés)

d = diâmetro interno

V = velocidade (pés/s)

C = coeficiente de rugosidade das paredes dos tubos; varia de 40, para tubos de ferro severamente incrustados de tubérculos, até 155, para tubos de vidro polido. Para tubos usuais de aço, novos, $C = 130$.

$$d = 0,0779 \text{ m} \times 3,2808 = 0,256 \text{ pés}$$

$$V = 1,0 \text{ m/s} \times 3,281 = 3,281 \text{ pés/s}$$

$$J_f = \frac{3022,6 \times (3,281)^{1,852}}{(130)^{1,852} \times (0,256)^{1,167}} = \frac{3022,6 \times 9,03}{8222,86 \times 0,204} = \frac{27294,08}{1677,46} = 16,271 \text{ pés}$$

Linha de descarga da Bomba auxiliar (ou sucção da Bomba de recalque):

Tubo de aço carbono de 2 1/2", série 40 e número 510.

Considerando a Velocidade econômica 4,0 m/s e a

Temperatura da água 95° C.

a) Cálculo do comprimento equivalente :

Tabela 4 - Comprimentos equivalentes dos acessórios existentes:

Quantidade	Descrição	K	KI
7	Joelho 90°	5,0	35,0
1	Válvula macho aberta	0,84	0,84
3	Te	3,25	9,75
1	Redução 2" para 2 1/2"	0,6	0,6
		Total	46,19 m

Soma dos trechos retos:

$$l = 2,06 + 0,74 + 0,58 + 0,04 + 0,21 + 0,04 + 0,17 + 0,18 + 0,17 + 0,60 = 4,79 \text{ m}$$

Teremos então para o comprimento equivalente da tubulação:

$$L = 4,79 + 46,19 = 50,98 \text{ m}$$

Considerando: (Temp. da água: (95° C)

Diâmetro interno (tubo de 2 1/2" série 40): d = 6,27 cm

Viscosidade cinemática: $\nu = 0,35 \text{ cks} = 0,0035 \text{ stokes}$

Velocidade para Q = 4000 l/min $\therefore V = 4,0 \text{ m/s} = 100,0 \text{ cm/s}$

$$R_n = \frac{d \times V}{\nu} = \frac{6,27 \times 100,0}{0,0035} = 268714,29$$

$R_n = 268714,29 > 2.000$ turbulento

O regime será, portanto, turbilhonar, e a fórmula a empregar será a de Darcy. Para tubos de aço de 2 1/2", tiramos gráfico grau de rugosidade dos tubos em função dos diâmetros e dos materiais, grau de rugosidade: $\epsilon/d = 0,0008$. Em função desse valor e do número de Reynolds, obteremos, do gráfico (coeficiente de atrito x grau de rugosidade x número de Reynolds), o coeficiente de atrito: $f = 0,019$

c) Cálculo da Perda de Carga Unitária:

$$j = \frac{f \times V}{2 d g} = \frac{0,019 \times (400,0)^2}{2 \times 6,27 \times 981} = \frac{3040}{12301,74} = 0,247 \text{ cm/cm ou}$$

$$j = 24,7 \text{ m/100m}$$

d) Cálculo da perda de carga total será:

$$J = \frac{j \times L}{100} = \frac{24,7 \times 50,98}{100} = 1259,2 \text{ m/100} = 12,592 \text{ m}$$

Cálculo de perda de carga usando a fórmula Williams-Hazen:

$$J_f = \frac{3022,6 V^{1,852}}{C^{1,852} d^{1,167}}$$

Onde:

J_f = perda de carga por 1000 pés de tubo (pés)

d = diâmetro interno

V = velocidade (pés/s)

C = coeficiente de rugosidade das paredes dos tubos; varia de 40, para tubos de ferro severamente incrustados de tubérculos, até 155, para tubos de vidro polido. Para tubos usuais de aço, novos, $C = 130$.

$$d = 0,0627 \text{ m} \times 3,2808 = 0,206 \text{ pés}$$

$$V = 4,0 \text{ m/s} \times 3,281 = 13,124 \text{ pés/s}$$

$$J_f = \frac{3022,6 \times (13,124)^{1,852}}{(130)^{1,852} \times (0,206)^{1,167}} = \frac{3022,6 \times 117,67}{8222,86 \times 0,158} = \frac{355669,34}{1299,21} = 273,758 \text{ pés}$$

Linha de descarga da Bomba de recalque

Tubo de aço carbono de 1", série 80 e número 512.

Considerando a Velocidade econômica 8,0 m/s e a

Temperatura da água 95° C.

a) Cálculo do comprimento equivalente:

Tabela 5 - Comprimentos equivalentes dos acessórios existentes:

Quantidade	Descrição	K	KI
8	Joelho 90°	2,0	16,0
1	Válvula globo	10,0	10,0
1	Válvula de retenção	2,50	2,50
2	Te	1,3	2,6
1	Redução 2" para 1"	0,4	0,4
		Total	31,5 m

Soma dos trechos retos:

$$l = 0,03 + 0,07 + 0,19 + 0,07 + 0,08 + 0,17 + 0,40 + 0,40 + 0,17 + 0,09 = 31,17 \text{ m}$$

Teremos então para o comprimento equivalente da tubulação:

$$L = 31,17 + 31,5 = 62,67 \text{ m}$$

Considerando: (Temp. da água: 95° C)

Diâmetro interno (tubo de 1" série 80): $d = 2,43 \text{ cm}$

Viscosidade cinemática: $\nu = 0,35 \text{ cks} = 0,0035 \text{ stokes}$

Velocidade para $Q = 4000 \text{ l/min} \therefore V = 8,0 \text{ m/s} = 800,0 \text{ cm/s}$

$$R_n = \frac{d \times V}{\nu} = \frac{2,43 \times 800,0}{0,0035} = 555428,57$$

$R_n = 555428,57 > 2.000$ turbulento

O regime será, portanto, turbilhonar, e a fórmula a empregar será a de Darcy. Para tubos de aço de 1", tiramos gráfico grau de rugosidade dos tubos em função dos diâmetros e dos materiais, grau de rugosidade: $\epsilon/d = 0,002$. Em função desse valor e do número de Reynolds, obteremos, do gráfico (coeficiente de atrito x grau de rugosidade x número de Reynolds), o coeficiente de atrito: $f = 0,0225$

c) Cálculo da Perda de Carga Unitária:

$$j = \frac{f \times V}{2 d g} = \frac{0,0225 \times (800,0)^2}{2 \times 2,43 \times 981} = \frac{14400}{4767,66} = 3,020 \text{ cm/cm ou}$$

$$j = 302 \text{ m/100m}$$

d) Cálculo da perda de carga total será:

$$J = \frac{j \times L}{100} = \frac{302 \times 62,67}{100} = 18926,34 \text{ m/100} = 189,263 \text{ m}$$

Cálculo de perda de carga usando a fórmula Williams-Hazen:

$$J_f = \frac{3022,6 V^{1,852}}{C^{1,852} d^{1,167}}$$

Onde:

J_f = perda de carga por 1000 pés de tubo (pés)

d = diâmetro interno

V = velocidade (pés/s)

C = coeficiente de rugosidade das paredes dos tubos; varia de 40, para tubos de ferro severamente incrustados de tubérculos, até 155, para tubos de vidro polido. Para tubos usuais de aço, novos, $C = 130$.

$$d = 0,0243 \text{ m} \times 3,2808 = 0,0797 \text{ pés}$$

$$V = 8,0 \text{ m/s} \times 3,281 = 26,248 \text{ pés/s}$$

$$J_f = \frac{3022,6 \times (26,248)^{1,852}}{(130)^{1,852} \times (0,0797)^{1,167}} = \frac{3022,6 \times 424,78}{8222,86 \times 0,052} = \frac{1283940,0}{427,59} = 3002,74 \text{ pés}$$

Vapor na entrada do Trocador de calor:

Tubo de aço carbono de 3", série 40 e número 501.

Considerando:

- Linha longa e retilínea (100m ou mais): $L_{EQ} = 10$ a $15\% L_R$
- Pressão inicial (saída do gerador de vapor) = $8,0 \text{ Kg/cm}^2$
- Pressão final (entrada do trocador de calor) = $7,0 \text{ Kg/cm}^2$

Cálculos:

1) Comprimento Total:

Tabela 6 - Comprimentos equivalentes dos acessórios existentes:

Quantidade	Descrição	K	KI
7	Curva normal de 90°	2,0	14,0
4	Curva normal de 45°	0,90	3,6
2	Válvula globo	35,0	70,0
1	Válvula controladora	16,0	16,0
2	Te	4,3	8,6
1	Entradas	3,66	3,66
1	Saídas	4,57	4,57
		Total	120,43 m

Soma dos trechos retos:

$$l = 0,22 + 0,45 + 0,14 + 0,24 + 3,11 + 0,60 + 2,90 + 2,32 + 0,42 + 0,71 + 48,59 + 3,5 + 8,57 + 0,12 = 71,89 \text{ m}$$

Teremos então para o comprimento equivalente da tubulação:

$$L = 71,89 + 120,43 = 192,32 \text{ m}$$

$$L_{EQ} = 15\% \times 192,32 \text{ m} = 28,848 \text{ m}$$

$$L_{TOTAL} = 192,32 + 28,848 = 221,168 \text{ m}$$

2) Perda de Carga

$$J = \frac{100 \times (P_F - P_I)}{L_{total}} = \frac{100 \times (8,0 - 7,0)}{221,168} = \underline{\underline{0,45 \text{ Kgf/cm}^2}} \text{ para } 100\text{m}$$

5.3 CÁLCULOS TÉRMICOS

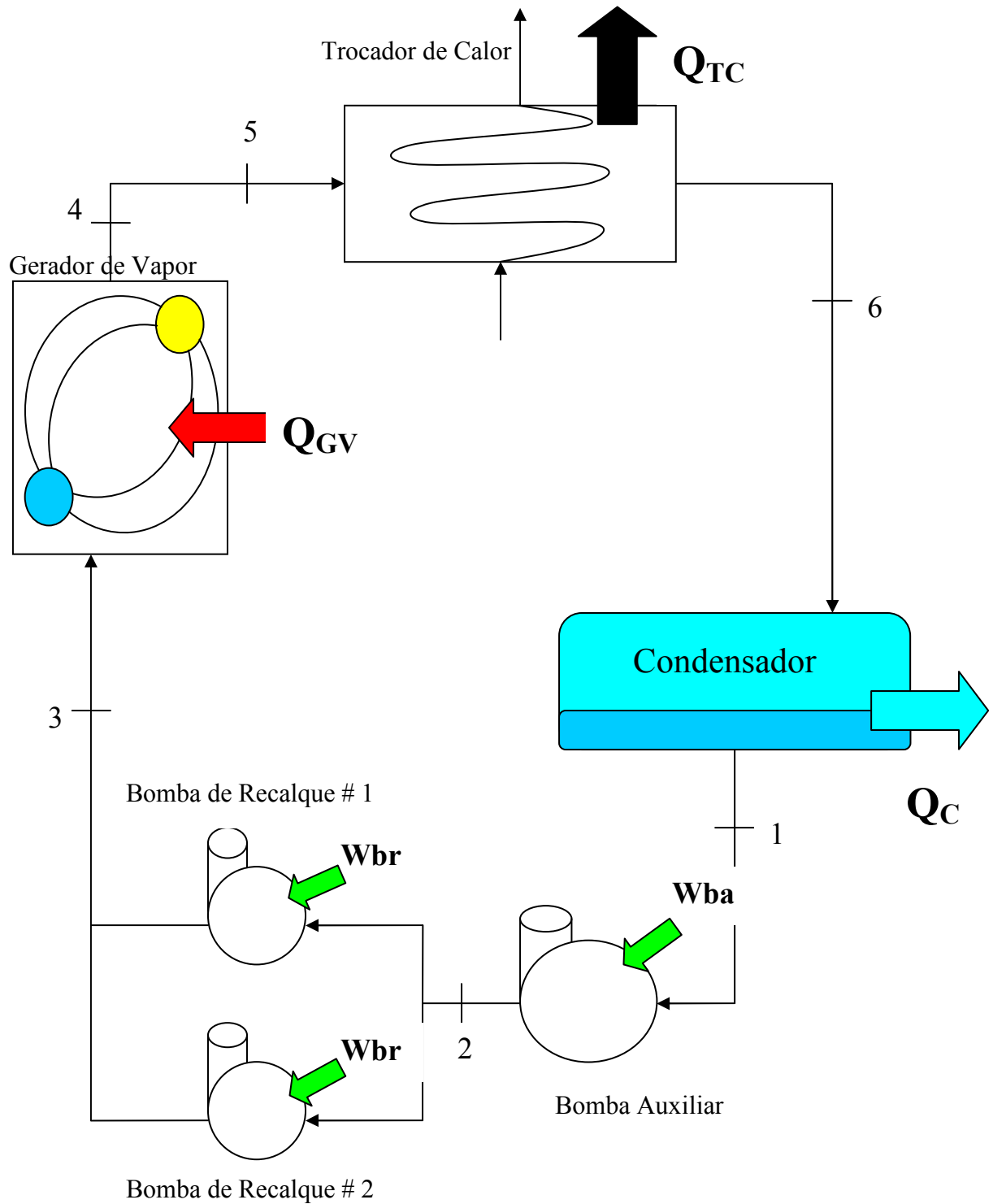


Figura 9 – Ciclo Termodinâmico

Cálculo do fluxo de massa no sistema

Trecho na saída do trocador de calor:

Diâmetro tubulação (d): 3" = 0,076 m

Área (A) = $\pi/4 \cdot d^2 = \pi/4 (0,076)^2$

A = 0,0045 m²

Velocidade (V) = 50 m/s

Volume específico (v) = 0,2403 m³/kg

M (fluxo de massa) = A.V/v

M = 0,0045 . 50/0,2403 = 0,94 kg/s

Cálculo do trabalho da bomba auxiliar

- Entrada de líquido na bomba (1):

Dados:

Pressão (P1) = 107 KPA / 1,1 kg/cm²

Temperatura do líquido (T1) = 95° C

Velocidade de entrada (V1) = 1 m/s

Entalpia (h1) = 397,99 KJ/kg

- Saída de líquido comprimido da bomba (2):

Dados:

Pressão (P2) = 147 KPA / 1,5 kg/cm²

Temperatura (T2) = 95° C

Velocidade (V2) = 4 m/s

Entalpia (h2) = ?

a) Cálculo da entalpia (h₂), interpolação

Tabela B.1. temperatura de 95° C

P(MPA)	h(KJ/kg)
0,107	397,99
0,147	h ₂
5	401,74

$$4,893 - 3,75$$

$$4,853 - 401,74 - h_2$$

$$18,199 = 1965,714 - 4,893h_2$$

$$4,893h_2 = 1947,515$$

$$h_2 = 398,02 \text{ KJ/kg}$$

b) Cálculo do trabalho da bomba auxiliar

$$M (h_1 + (V_1)^2/2) = M (h_2 + (V_2)^2/2) + W_{ba}$$

$$0,94 (397,99 + (1)^2/2) = 0,94 (398,02 + (4)^2/2) + W_{ba}$$

$$374,58 = 381,66 + W_{ba}$$

$$W_{ba} = 374,58 - 381,66$$

$$W_{ba} = - 7,08 \text{ KW}$$

Cálculo do trabalho da bomba de recalque

- Entrada de líquido na bomba (1):

Dados:

$$\text{Pressão (P}_2) = 147 \text{ KPA} / 1,5 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Temperatura (T}_2) = 95^\circ \text{ C}$$

$$\text{Velocidade (V}_2) = 4 \text{ m/s}$$

$$\text{Entalpia (h}_2) = 398,02 \text{ KJ/kg}$$

- Saída de líquido comprimido da bomba (3):

Dados:

$$\text{Pressão (P3)} = 2,5 \text{ MPA} / 25,49 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Temperatura (T3)} = 95^\circ \text{ C}$$

$$\text{Velocidade (V3)} = 8 \text{ m/s}$$

$$\text{Entalpia (h3)} = 399,83 \text{ KJ/kg}$$

a) Cálculo do trabalho da bomba de recalque

$$M (h_2 + (V_2)^2/2) = M (h_3 + (V_3)^2/2) + W_{br}$$

$$0,94 (398,02 + (4)^2/2) = 0,94 (399,83 + (8)^2/2) + W_{br}$$

$$381,66 = 405,92 - W_{br}$$

$$W_{br} = 381,66 - 405,92$$

$$W_{ba} = - 24,26 \text{ KW}$$

Cálculo da quantidade de calor que entra no sistema no Gerador de Vapor (GV)

- Entrada de líquido no GV (3):

Dados:

$$\text{Pressão (P3)} = 2,5 \text{ MPA} / 25,49 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Temperatura do líquido (T3)} = 95^\circ \text{ C}$$

$$\text{Velocidade de entrada (V3)} = 8 \text{ m/s}$$

$$\text{Entalpia (h3)} = ? \text{ KJ/kg}$$

- Saída de vapor superaquecido (VSA) do GV (4):

Dados:

$$\text{Pressão (P4)} = 780 \text{ KPA} / 7,95 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Temperatura (T4)} = ?^\circ \text{ C}$$

$$\text{Velocidade (V4)} = 50 \text{ m/s}$$

$$\text{Entalpia (h4)} = ? \text{ KJ/kg}$$

a) Cálculo da entalpia (h_3), interpolação

Tabela B.1. Pressão de 5 MPA

T(°C)	h(KJ/kg)
80°	338,83
95°	ha
100°	422,71
20 – 83,88	
5 – 422,71-ha	
$419,4 = 8454,2 - 20ha$	
$20ha = 8034,8$	
$ha = 401,74 \text{ KJ/kg}$	

Tabela B.1. Pressão de 10 MPA

T(°C)	h(KJ/kg)
80°	342,81
95°	hb
100°	426,48
20 – 83,67	
5 – 426,48-hb	
$418,35 = 8529,6 - 20hb$	
$20hb = 8111,25$	
$hb = 405,56 \text{ kJ/kg}$	

Com os dados acima a temperatura de 95°C

P(MPA)	h(KJ/kg)
0,098	h1
5	401,74
10	405,56
$7,5 - 405,56-h_3$	
5 - 3,83	
$28,65 = 2027,8 - 5h_3$	
$5h_3 = 1999,15$	
$h_3 = 399,83 \text{ KJ/kg}$	

b) Cálculo da temperatura (T4) e entalpia (h4)

Tabela de vapor

P(BAR)	T(°C)
7,5	172,9
7,8	T4
8,0	175,4

$$0,5 - 2,5$$

$$0,2 - 175,4 - T4$$

$$0,5 = 87,7 - 0,5T4$$

$$0,5T4 = 87,2$$

$$T4 = 174,4 \text{ °C}$$

Tabela de vapor

P(BAR)	h(Kcal/kg)
7,5	661,7
7,8	h4
8,0	662,2

$$0,5 - 0,5$$

$$0,2 - 662,2 - h4$$

$$0,1 = 331,1 - 0,5h4$$

$$0,5h4 = 331$$

$$h4 = 662 \text{ Kcal/kg} / 2771,662 \text{ KJ/kg}$$

c) Calculo da quantidade de vapor que entra no sistema

$$QGV + M (h3 + (V3)^2/2) = M (h4 + (V4)^2/2)$$

$$QGV + 0,94 (399,83 + (8)^2/2) = 0,94 (2771,662 + (50)^2/2)$$

$$QGV + 405,92 = 3780,36$$

$$QGV = 3374,44 \text{ KW}$$

Cálculo da quantidade de calor transferida para o óleo do poço no trocador de calor (TC)

- Entrada de vapor no TC (5):

Dados:

$$\text{Pressão (P5)} = 700 \text{ KPA} / 7,138 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Temperatura do líquido (T5)} = 170,4^\circ \text{ C}$$

$$\text{Velocidade de entrada (V5)} = 40 \text{ m/s}$$

$$\text{Entalpia (h5)} = 2767,89 \text{ KJ/kg (tabela de vapor)}$$

- Saída de mistura líquido/vapor do TC(6):

Dados:

$$\text{Pressão (P6)} = 101,35 \text{ KPA} / 1,03 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Temperatura (T6)} = 100^\circ \text{ C}$$

$$\text{Velocidade (V6)} = 10 \text{ m/s}$$

$$\text{Entalpia (h6)} = ? \text{ KJ/kg}$$

a) Cálculo da entalpia (h6)

Tabela B.1. temperatura de 100° C

$$h_l = 419,02 \text{ KJ/kg}$$

$$h_{lv} = 2257,0 \text{ KJ/kg}$$

$$h_6 = h_l + h_{lv}$$

$$h_6 = 2676,02 \text{ KJ/kg}$$

b) Cálculo da quantidade de vapor transferido para o óleo do poço

$$Q_{GV} + M (h_5 + (V_5)^2/2) = M (h_6 + (V_6)^2/2)$$

$$Q_{GV} + 0,94 (2767,89 + (40)^2/2) = 0,94 (2676,02 + (10)^2/2)$$

$$Q_{GV} + 3353,82 = 2562,46$$

$$Q_{GV} = - 791,36 \text{ KW}$$

Cálculo da quantidade de calor que sai do sistema no condensador (C)

- Entrada de mistura líquido/vapor no C (6):

Dados:

Pressão (P6) = 101,35 KPA / 1,03 kg/cm²

Temperatura (T6) = 100° C

Velocidade (V6) = 10 m/s

Entalpia (h6) = 2676,02 KJ/kg

- Saída de vapor superaquecido (VSA) do GV(4):

Dados:

Pressão (P1) = 107 KPA / 1,1 kg/cm²

Temperatura do líquido (T1) = 95° C

Velocidade de entrada (V1) = 1 m/s

Entalpia (h1) = ? KJ/kg

a) Cálculo da entalpia (h1), interpolação

Tabela B.1. Pressão de 5 MPA

T(°C)	h(KJ/kg)
80°	338,83
95°	ha
100°	422,71

20 – 83,88

5 – 422,71-ha

419,4 = 8454,2 – 20ha

20ha = 8034,8

ha = 401,74 KJ/kg

Tabela B.1. Pressão de 10 MPA

T(°C)	h(KJ/kg)
80°	342,81
95°	hb
100°	426,48

$$20 - 83,67$$

$$5 - 426,48 - hb$$

$$418,35 = 8529,6 - 20hb$$

$$20hb = 8111,25$$

$$hb = 405,56 \text{ KJ/kg}$$

Com os dados acima a temperatura de 95°C

P(MPA)	h(KJ/kg)
0,107	h1
5	401,74
10	405,56

$$9,893 - 405,56 - h1$$

$$5 - 3,83$$

$$37,89 = 2027,8 - 5h1$$

$$5h1 = 1989,91$$

$$h1 = 397,98 \text{ KJ/kg}$$

b) Calculo da quantidade de calor que sai do sistema

$$QC + M (h6 + (V6)^2/2) = M (h1 + (V1)^2/2)$$

$$QC + 0,94 (2676,02 + (10)^2/2) = 0,94 (397,98 + (1)^2/2)$$

$$QC + 2562,46 = 374,57$$

$$QC = - 2187,89 \text{ KW}$$

Cálculo do rendimento térmico do sistema (η)

$Q_H \rightarrow$ Calor transferido no corpo a alta temperatura.

$Q_L \rightarrow$ Calor transferido no corpo a baixa temperatura.

$Q_H \rightarrow Q_{GV} = 3374,44 \text{ KW}$

$Q_L \rightarrow Q_{TC} + Q_C = 791,36 + 2187,89 = 2979,25 \text{ KW}$

$$\eta = 1 - Q_H / Q_L$$

$$\eta = 1 - 3374,44 / 2979,25$$

$$\eta = 0,13 \%$$

6. CONCLUSÕES

O gerador de vapor numa disposição compacta no interior de um contêiner, atendendo às regras e recomendações sobre a disposição das tubulações e dos equipamentos estão sendo instalados não só nas indústrias, mas principalmente nas unidades offshore, com a finalidade de produção de vapor para aquecimento ou para acionamento de máquinas. Nesta monografia, o propósito foi para uma unidade semissubmersível, com a finalidade de produção de vapor para aquecimento de um trocador de calor no qual é utilizado na fase do Well Test.

O gerador de vapor libera potência estimada de 99% de qualidade de vapor (contendo menos do que 1% de mistura). O gerador desenvolve pressão máxima nominal dentro de 5 minutos da partida a frio. E um equipamento padrão inclui dispositivo de segurança para proteção contra falha de água, queimador, pressão excessiva e sobrecarga elétrica. Os controles automáticos regulam o fluxo de água de alimentação e modula o queimador em concordância com a demanda da carga de vapor, possibilitando sua operação por apenas um operador, que deve dar ao equipamento a atenção e manutenção prescrita em seu manual.

Sendo assim, um gerador de vapor, proporciona as empresas maior economia, uma vez que seu custo inicial é baixo e suas condições de funcionamento econômicas, sendo de fácil operação e manutenção, e ainda fornece as mesmas boas condições de segurança.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- **Beer, Ferdinand Pierre, e Johnston JR., E. Russell.** Resistência dos Materiais, Pearson Makron Books, São Paulo, 3ª edição.1995.
- **Potter, Merle C. e Scott, Elaine P.** Ciências Térmicas – Termodinâmica, Mecânica dos Fluidos e Transmissão de calor, São Paulo, Thomson Learning, 2007.
- **Silva Telles, Pedro C.** Tubulações Industriais – Matérias, Projeto, Montagem. LTC. 10ª edição. 2001; Reimpressões: 2003 e 2005.
- **Silva Telles, Pedro C.** Tubulações Industriais – Cálculo. LTC. 9ª edição. 1999; Reimpressões: 2001, 2004, 2006.
- **Silva Telles, Pedro C, e Barros, Darcy G. Paula.** Tubulações Industriais – Tabelas e Gráficos para projetos de tubulações. LTC. 6ª edição. 2001.
- **Van Wylen, Gordon; Sonntag, Richard; Borgnakke, Claus.** Fundamentos da Termodinâmica, Edgard Blucher, 6ª edição 2003.