

Sys 1997916

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

VASO DE PRESSÃO

SEPARADOR DE GÁS COMBUSTÍVEL

Autor: JOÃO FÁBIO CESE

Orientador: Prof. Dr. RONALDO DE BREYNE SALVAGNI

1982

PREFÁCIO

Este trabalho foi executado com a intenção de propor cionar àqueles que o consultarem um exemplo prático de projeto envolvendo vasos de pressão. O tipo de serviço escolhido para o vaso foi o mais característico possível, envolvendo funções ligadas à Indústria de Processos, que é sem dúvida onde se encontra o maior número destes elementos.

A parte de Generalidades envolve um aspecto de descrição geral, que tentou ser o mais sucinto possível, servindo somente de guia para facilitar a compreensão não só da parte posterior, dimensionamento, como também em projetos reais do próprio leitor, dando uma idéia geral do vaso, suas funções e seus componentes orgânicos.

Deve-se aqui ressaltar que tanto na parte de Generalidades quanto na parte de Dimensionamento não se procurou, em geral, a dedução de expressões que envolvam o cálculo ou a explicação teórica real dos fenômenos relativos àquilo que se apresentou. Procurou-se, outrossim, demonstrar de maneira explícita o modo pelo qual hoje é executado um projeto de vaso de pressão, baseado em códigos e normas de diferentes procedências que carregam atrás de si toda a bagagem necessária para garantir, na maioria dos casos, um funcionamento correto e seguro. A parte teórica está contida, entretanto, nos livros citados na bibliografia, podendo ali serem sanadas eventuais dúvidas que surgirão.

Foi dada uma especial atenção, na medida do possível, à citação de normas cabíveis em cada caso. Isto se faz presen-

te para dar a entender que, não só em vasos de pressão mas na maioria quase absoluta de projetos mecânicos, as normas regem quase todos os pontos de cálculo e execução, desde composição de materiais até velocidades de vento, desde dimensões de flange até medidas em plaquetas de identificação. O projetista, hoje, deve estar consciente de que há regras a seguir, e que qualquer modificação em relação a estas regras devem ser plenamente justificadas, principalmente ao cliente.

O autor agredece especialmente àqueles que colaboraram na execução deste modesto, porém esforçado trabalho, entre os quais o Prof.Dr.Ronaldo de Breyne Salvagni, orientador sempre interessado na resolução de dificuldades; os Engenheiros Raul Vásquez e Kiyotaka Miyashiro, da Promon Engenharia S.A., sem os quais pouco se poderia ter feito, colaborando decisivamente na boa conclusão deste trabalho, e finalmente a todos os amigos que incentivaram suas iniciativas e apoiaram suas decisões.

Jôao Fábio Cese

São Paulo, novembro de 1982.

I N D I C E

PARTE I - GENERALIDADES

1. Definição. Funções dos vasos de pressão.	1
1.1 - Reatores	1
1.2 - Separadores	1
1.3 - Tanques de estocagem	2
1.4 - Torres de destilação ou fracionamento	2
1.5 - Trocadores de calor	3
1.6 - Caldeiras.	3
2. Configurações comuns dos vasos de pressão	3
2.1 - Esferas	4
2.2 - Cilindros	5
2.3 - Outras configurações.	6
3. Normas para projeto de vasos de pressão	7
4. Materiais em vasos de pressão	9
4.1 - Aços carbonos. Aços baixa liga	9
4.2 - Aços alta liga	10
4.3 - Materiais não ferrosos	11
4.4 - Testes de ductilidade em materiais.	11
5. SOLDAGEM DE CHAPAS E ELEMENTOS	12
5.1 - Solda de topo (Butt Weld).	13
5.2 - Solda de filete (Fillet weld)	13
5.3 - Solda sobreposta (Lap Jount Weld)	14
5.4 - Processos de soldagem.	14
5.5 - Solda a gás e outros tipos.	16
6. TAMPOS DE VASOS	17
7. CÁLCULO DO CASCO	19

7.1 - Carga do vento	19
7.2 - Peso próprio do vaso	20
8. Suportes do vaso	21
9. Bocaís	21
9.1 - Bocaís de visita e inspeção	22
9.2 - Bocaís de entrada e saída	22
9.3 - Reforços em bocaís.	22
10. Instrumentos, isolamentos e outras saídas.	23
10.1- Instrumentos.	23
10.2- Isolamento	24
10.3- Outras saídas	24

PARTE II - DIMENSIONAMENTO

1. Dados de entrada	26
2. Normas utilizadas	26
3. Material utilizado. Soldagem	27
3.1 - Material do casco (ASME sec.VIII div.1- part UCS)	27
3.2 - Material dos tubos, flanges e acessórios.	28
3.3 - Soldagem	29
4. Espessura de parede	29
4.1 - Para tensões circunferenciais	30
4.2 - Para tensões longitudinais	30
4.3 - Espessura real	31
5. Espessura do tampo	31
6. Diâmetro dos bocaís de entrada e saída do gás	32
7. Diâmetro dos bocaís de visita e outras saídas	33
7.1 - Bocaís de visita	34
7.2 - Outras saídas	34

8. Classificação dos flanges, parafusos e tubos	36
8.1 - Entrada e saída do gás	36
8.2 - Bocaís de visita	36
8.3 - Tubos.	39
9. Cálculo do reforço necessário nos bocaís.	40
9.1 - Bocaís de entrada e saída do gás ($\phi_{nom} = 20"$)	40
9.2 - Bocaís de visita ($\phi_{nom} = 24"$)	45
9.3 - Bocaís e saídas menores.	46
10. Cálculo do peso do vaso e acessórios (para determinação de suporte).	49
10.1 - Peso do casco	50
10.2 - Peso de outros acessórios	52
10.3 - Peso de outros itens não relacionados. Peso do vaso sem líquido	52
10.4 - Peso do fluido líquido interior	53
10.5 - Peso total do vaso	54
11. Efeitos do vento	54
11.1 - Presão do vento	54
11.2 - Força distribuída da pressão	55
12. Espessura da saia de suporte	56
12.1 - Peso da saia	56
12.2 - Tensões na base. Verificação da resistência da saia	57
13. Aplicação de parafusos chumbadores.	60
14. Soldagem de chpas e suportes	61
14.1 - Detalhes das junções	62
14.2 - Junções de tampo e casco	63
14.3 - Junções de bocaís e luvas	64
14.4 - Junção de saia e casco. Outras funções. Observações	64
15- Alterações em tensões longitudinais do casco devido ao peso e vento .	65

15.1 - Acima do suporte	65
15.2 - Abaixo do suporte	66
16. Isolamento do vaso	67
17. Cálculo do aproveitamento de chapas	67
17.1 - Uso vertical das chapas	68
17.2 - Uso horizontal das chapas	70
17.3 - Comentários e escolha de solução.	71
18. Desnebulizador	72
19. Locação de bocais, instrumentos e outros acessórios	72
20. Plataforma	73

BIBLIOGRAFIA

APÊNDICE - Desenhos de projeto

PARTE I - GENERALIDADES

1) DEFINIÇÃO. FUNÇÕES DOS VASOS DE PRESSÃO

O vaso de pressão é basicamente um equipamento usado em Indústria de Processos, podendo-se afirmar que é um elemento sempre encontrado em projetos que envolvem processos químicos em geral, particularmente os que foram a indústria petroquímica, tais como refinarias e unidades produtoras de matérias primas básicas.

As funções atribuídas a vasos de pressão são distintas; as mais conhecidas são:

- reatores
- separadores
- tanques de estocagem
- torres de destilação ou fracionamento
- trocadores
- caldeiras

1.1 - *Reatores*

O vaso de pressão funciona como reator quando, em seu interior, ocorrem algumas reações químicas. Isto se sucede porque, em muitos casos, reações químicas necessitam de temperaturas e pressões convenientemente controladas, e também um contato entre os elementos adequados à reação.

1.2 - *Separadores*

Este tipo de vaso de pressão é muito utilizado. Sua função é a de separar os elementos de um determinado elemento. É muito comum, por exemplo, necessitar de um separador para separar a umidade de um gás que se deseja usar absolutamente seco num processo, umidade essa que é a própria fase líquida do gás naquela pressão.

1.3 - Tanques de estocagem

Os tanques de estocagem armazenam fluidos de processo que podem ser desde produtos finais do processo até produtos intermediários. Estes produtos devem ser guardados em condições especiais, de modo a manter o estado determinado. A estocagem, por isso, é cercada de muitos cuidados, que vão desde a forma do vaso até mesmo a cor com que é pintado, tudo escondido adequadamente e com grande influência.

1.4 - Torres de destilação ou fracionamento

Na torre de destilação ou fracionamento ocorre a separação de um produto em diversos outros, através da destilação. Este processo é muito conhecido especialmente na destilação dos derivados do petróleo, onde uma extensa torre de grande altura é utilizada. Os produtos finais se alojam cada qual a uma altura da torre, sendo os hidrocarbonetos mais leves como o querosene e o gasolina alojados mais acima, e os mais pesados como o óleo diesel alojados mais abaixo.

1.5 - *Trocadores de calor*

Os trocadores de calor são um tipo mais específico de vaso de pressão. Dentro deles ocorre uma reação física muito especial, a transferência de calor de um para o outro elemento dentro do mesmo. Devido a isso os trocadores de calor possuem normas próprias para cálculo, e não se enquadram na mesma categoria dos tipos anteriores de vasos. São equipamentos cujas características podem muito variar de acordo com os elementos e condições envolvidas.

1.6 - *Caldeiras*

As caldeiras, também conhecidas como geradores de vapor, são usadas para a produção de vapor industrial. O vapor é necessário numa grande variedade de processos, e o estado em que é produzido é igualmente variado. As caldeiras, por isso, se encontram numa categoria muito à parte no que toca aos outros vasos de pressão, justamente por encontrarem dentro de si muitas minúcias inexistentes nos casos anteriores. As condições do vapor produzido, alta temperatura e pressão, comprometem igualmente o equipamento, exigindo normas específicas que garantam maior segurança que aquelas existentes para os vasos comuns.

2) *CONFIGURAÇÕES COMUNS DOS VASOS DE PRESSÃO.*

As configurações mais comuns dos vasos de pressão são estas que a seguir relacionamos:

2.1 - Esferas

As esferas constituem-se numa forma muita conhecida do vaso de pressão. Sua função principal é a da estocagem, e as vantagens que encerra se ligam estreitamente a sua forma geométrica, que são:

a) Uniformidade de tensões: isto ocorre pela própria igualdade na forma, que se observa em todos os pontos. As tensões, então, se distribuem (à exceção da ação da gravidade, obviamente,), e os pontos de concentração existentes se reduzem aos bocais e outros eventualmente exigidos pela fabricação ou projeto. Ganhase, pois, em segurança.

b) Economia de material: a esfera é a forma geométrica capaz de armazenar maior volume numa menor área. Tal fato se reporta de especial importância quando o material utilizado é de características especiais (como os aços-liga ou os não ferrosos, elevando a custo por unidade de massa).

Podemos comparar a área de uma esfera com a de um cubo de mesmo volume, unitário:

$$V_{esf} = \frac{1}{6} \pi d^3 = 1 = \ell^3 \quad (\ell = 1)$$

então:

$$d \approx 1,241 \ell$$

Temos:

$$A_{esf} = \pi d^2 = 4,836$$

e

$$A_{cubo} = 6\ell^2 = 6,000$$

$$\therefore \frac{A_{esf}}{A_{cubo}} = \frac{4,836}{6,000} = 0,8060 \quad (\sim 81\%)$$

c) Menor troca de energia com o ambiente: este fato é estreitamente relacionado com o anterior: a menor área por unidade de volume permite que haja uma troca de calor reduzido. Tal fato se reveste de particular importância quando a diferença de temperatura entre o fluido armazenado e o ambiente é grande, exigindo maiores cuidados para se manter as condições de armazenagem. Esta configuração é muito usada para tanques de GLP e de outros elementos mantidos a alta pressão e baixa temperatura, especialmente serviços de criogenia.

Os vasos esféricos possuem, entretanto, algumas desvantagens:

- dificuldade de fabricação
- grande espaço ocupado devido ao diâmetro, que se reduz ao máximo de 18m, no Brasil.

2.2 - Cilindros

Os cilindros são a forma mais usada em todos os tipos de vaso de pressão. São usados nas mais diversas funções e apresentam-se em vários tamanhos e relações, pois gozam de grande funcionalidade quanto ao espaço ocupado.

As vantagens mais importantes do cilindro são:

Facilidade de fabricação: o cilindro pode ser facilmente fabricado, através de chapas calandradas. Com uma mesma calandra podem ser feitos cilindros de vários diâmetros diferentes.

Funcionalidade de forma: a base circular do cilindro permite fácil arranjo, por parte do projetista, porque a

circunferência abriga uma maior área num menor perímetro. Pode-se, também, aumentar o volume com o simples aumento na altura, o que não ocorre nas esferas.

Uniformidades de tensões: embora as tensões não se comportem, num determinado ponto, com o mesmo valor em todas as direções, pode-se dizer que, numa mesma direção, a tensão em todos os pontos se distribui uniformemente, à exceção conhecida do peso do fluido e das cargas externas presentes em todas as configurações. Assim, embora a distribuição de tensões não seja tão favorável quanto na esfera, ainda assim há um comportamento favorável onde a concentração de tensões irá aparecer somente em bocais, tampos ou junções de suporte.

Os cilindros possuem, ainda, um desempenho adequado quando funcionam como reatores ou trocadores de calor quando podem eventualmente os fluidos envolvidos usar do comprimento de sua linha de centro para efetuarem mais satisfatoriamente suas reações.

2.3 - *Outras configurações*

Há ainda outras configurações, em vasos de pressão, que são usadas com menor frequência que estas últimas. Sua utilização está geralmente associadas a vantagens específicas de um determinado projeto. Podemos citar os elipsóides de revolução, os cilindros de base oblonga e outros. Todos estes, entretanto, não gozam de algumas importantes vantagens que anteriormente se citaram nos cilindros e esferas, como facilidade de fabricação, economia de material e distribuição uniformizada de

tensões.

3. NORMAS PARA PROJETO DE VASOS DE PRESSÃO

No projeto de vasos de pressão, muitas normas podem ser usadas a fim de garantir a segurança e o bom funcionamento do equipamento. Em geral, nas grandes plantas de Indústrias de Processo, o uso mais corrente é o de normas estrangeiras, principalmente procedentes dos Estados Unidos. A explicação é óbvia: as Normas Brasileiras, em estado ainda incipiente, não cobrem todas as áreas do projeto desta espécie de plantas, enquanto as normas americanas, notoriamente aquelas associadas à ASME American Society of Mechanical Engineers, a fazem inteiramente e com grande eficiência, já que os EUA se constituem no mais avançado país neste terreno.

Entre as muitas normas existentes, podemos citar como fonte segura de consulta as seguintes:

- Para tanques de armazenagem cilíndricos, com pressões próximas à atmosférica:

$P \leq 2$ psig: API 650

$2 \leq P \leq 15$ psig: API 670

(API - American Petroleum Institute)

- Para vasos pressurizados:

ASME Boiler and Pressure Vessel Code-Section VIII,
division 1.

- Para trocadores de calor

Normas TEMA

Nos códigos da ASME há ainda uma série de normas ligadas a vasos de pressão, que são:

ASME Boiler Pressure Vessel Code:

Section I e IV - Caldeiras

Section II - Especificação de Materiais

Part A - Materiais ferrosos

Part B - Materiais não ferrosos

Part C - Barras de soldagem, eletrodos e metais de preenchimento.

Section III, division 1 - Componentes, suportes e apêndices.

division 2 - Código para reatores de concreto.

Section V - Ensaios não destrutivos

Section VI e VII - Regras recomendadas para cuidados e operação de caldeiras.

Section VIII, division 2 - Regras alternativas para vasos pressurizados.

Section IX - Qualificações para solda e brazagem

Section X - Vasos de pressão de fibra de vidro

Section XI, division 1 - Regras para inspeção em serviço de componentes de Usinas Nucleares.

Para alguns componentes pertencentes aos vasos e suas tubulações, podemos consultar normas da ANSI - American National Standard Institute (do qual a ASME é o órgão associado), que

são geralmente usadas em conjunto com as normas acima descritas.

Podemos citar como exemplo:

ANSI B31.3 - Tubulações para a Indústria Petroquímica.

ANSI B16.5 - Componentes de aço de tubulações da Indústria Petroquímica.

4) MATERIAIS EM VASOS DE PRESSÃO

Em geral os vasos de pressão são construídos de materiais ferrosos, comumente aços carbono comuns. Isto se dá devido à abundância do ferro e às boas qualidades que um aço pode eventualmente atingir, quando ligado convenientemente a outros metais. Uma classificação geral para estes materiais pode ser dada, quanto à sua composição química, com:

- Aços carbono e baixa liga
- Aços alta liga
- Materiais não-ferrosos

Algumas características destes materiais podem ser citadas:

4.1 - Aços carbonos. Aços baixa liga

O aço carbono é o tipo mais comum de aço, muito usado devido às boas propriedades que apresenta para uma variada gama de funções. A principal característica deste aço é a presença das impurezas (geralmente P, S e Si) em teores normais, e

o carbono como único elemento de liga.

O aço baixa liga possui elementos de impureza, principalmente o Si, acima do normal. Pode possuir, também, outros elementos de liga, sendo que em ambos os casos o teor dos elementos de liga não ultrapassa a faixa de 3,0 - 3,5%. O teor da liga é baixo de modo a não modificar a estrutura do aço carbono original, podendo-se concluir que o comportamento deste aço é semelhante ao do aço carbono em condições análogas.

4.2 - Aços alta liga

Nestes aços o teor de liga pode chegar a 10-12%. A estrutura dos aços carbonos correspondentes é alterada. Os tratamentos térmicos se realizam com maior precisão e cuidado, visando obter a exata propriedade desejada. Isto torna estes aços de alto custo, portanto de uso mais restrito e específico.

Os aços podem ser usados em serviço corrosivo ou não corrosivo. Entre as que trabalham em serviço não corrosivo encontramos aços carbono comuns, carbono molibdênio, baixo cromo molibdênio (acima de 3Cr - 1Mo), médio cromo-molibdênio (acima de 9 Cr - 1Mo), aços ferríticos inoxidáveis (Cr), aços austeníticos (para temperaturas de 1200 a 1500°F, 650° a 815°C) e aços liga especiais para temperaturas acima de 1500°F.

Para serviço corrosivo usa-se vidro, borracha, enamel, chumbo e teflon como coberturas de proteção; entretanto, tal procedimento é preterido até espessuras de 3/8", onde é recomendado o uso de chapas sólidas de aço inox. Quando excedendo esta espessura, o material usado para ser coberto pode ser aço carbono comum ou aço baixa liga.

4.3 - Materiais não ferrosos

Estes materiais são geralmente usados em função de problemas com corrosão. Materiais como alumínio e cobre, por exemplo, resistem a severas condições de corrosão; estruturalmente, porém, são fracos em relações aos aços comuns.

Para melhor conhecimento dos materiais de vasos pode ser consultado o código ASME - div.II; também no ASME - seção VIII div.1 há comentários a respeito de materiais, na subseção C, desde o aço carbono até a alta liga. Também em livros especializados (como os citados na bibliografia) podemos encontrar melhores referência no que toca a materiais de vasos.

4.4 - Testes de ductilidade em materiais

Os materiais usados na confecção de vasos são geralmente submetidos a testes, visando obter seu real comportamento. O teste de Impacto de Charpy é um dos testes mais significativos no que toca à energia absorvida pelo material nas mais diferentes temperaturas.

Embora os aços ao carbono comum tal como o A285 ou A283 sejam ditos funcionam a uma faixa de temperatura de -20 a 650°F, é preciso dizer que há faixas onde ocorre temperaturas fragilizantes no material, oferecendo risco ao seu uso. Isto já possui comprovações em testes adequados, e ademais são conhecidos alguns casos de fratura a frio de materiais que operavam dentro de suas faixas específicas.

Tal fato é reportado em alguns relatórios da ASME, en

entretanto não existe a comprovação cabal que leve a uma alteração das normas. Espera-se, entretanto, que providências se tomem no sentido de sanar o defeito.

Cabe ressaltar que essa fragilidade ou perda de dureza ocorre de maneira repentina, sendo o caso com temperaturas diferentes que, no entanto, pertencem à mesma faixa. Nos aços carbono comum esta temperatura se encontra na ordem de 4°C ; por isso é recomendável, por segurança, trabalhar com temperaturas acima de 10°C . Se o serviço o exigir, trabalhar com aços liga.

5) SOLDAGEM DE CHAPAS E ELEMENTOS

A solda é um processo relativamente novo, na união de metais, em comparação com outros métodos usados, tais como rebitagem. Sua eficiência é hoje de grau indiscutível, e é preferida sempre que se deseja unir os metais de modo perene.

Até a II Guerra Mundial, entretanto, este panorama se apresentava muito diferente. Muitos navios se afundaram, durante esta guerra, devido a fraturas em pontos de solda dos cacos que sofriam choques térmicos em frias águas marinhas. A rapidez que conferia ao processo de fabricação, no entanto, fez avançar as pesquisas e colocar a solda em posição de absoluta e insuspeitada segurança.

O elemento solda é hoje preferido em 95% dos casos. A comprovação do fato é feita, por exemplo, constando-se que já na edição 77 do ASME sec.VIII div.1 foi abolida a seção UR- Revited Vessels (Vasos Rebitados) devido ao desuso. Na época da

II Guerra, todos os vasos eram rebitados, bem como navios e submarinos.

Os tipos de solda mais conhecidos são:

5.1 - *Solda de topo (Butt Weld)*

Este é o tipo usado nas junções de chapas colocadas lado a lado entre si, conforme a figura. Costuma-se fazer aberturas em "V" na região onde se deposita a solda, por meio de chanframento das bordas a serem soldadas, bem como outros tipos de aberturas como "U" ou "duplo V", sempre com o fito de exatamente permitir um melhor depósito da solda nas chapas a serem unidas.

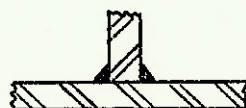
A solda de topo pode ser realizada tanto de um lado quanto de ambos os lados das chapas, sendo que neste caso o resultado é uma melhor penetração e uniformidade de deposição, garantindo menor número de falhas. No caso de Vasos de pressão, no entanto, é preciso que o soldador entre dentro do equipamento para poder realizar a solda internamente, fato que só se faz possível em vasos de grande diâmetro interno que possuam bocais de visita adequados. Isto só deve ser executado, entretanto, se houver uma exigência real; o preço do produto cresce muito em função desta operação.

5.2 - *Solda de filete (Fillet Weld)*

A solda de filete é executada entre chapas de planos concorrentes, conforme mostra a figura. Este tipo de solda é usado em bocais de vasos de pressão, bem como em orelhas que ,

soldadas ao casco, servem de suporte a tubulações próximas ao equipamento.

Devido à sua própria configuração, a solda de filete oferece menor segurança com relação à Solda de Topo. Ela funciona em muitas vezes à flexão, e além disso se situa em lugares que por sua própria geometria em relação às funções exercidas são, naturalmente, pontos de concentração de tensões. Existem, no entanto, cálculos apurados para a obtenção de melhor rendimento nestes casos.



5.3 - Solda sobreposta (Lap Joint Weld)

Neste tipo de solda temos as chapas unidas pela superposição. Pode-se usar este tipo de solda em algumas saias de suporte de vaso.

A solda sobreposta funciona geralmente à tração, e não se constitui, como na Solda de Topo, num ponto de boa confiabilidade; isto faz com que o fator de junta "E" dos cálculos envolvendo este tipo de solda sejam relativamente baixos. Este fato, ainda, é acrescido da dificuldade encontrada ao se radio-grafar a solda, pois a chapa sob o filete dificulta muito a interpretação.

5.4 - Processos de soldagem

A maneira pelo qual se daria a soldagem de elementos metálicos tem sido objeto de estudos durante muitos anos. Entre outras coisas necessitava-se de precauções para se evitar

a oxidação imediata da superfície ou até a discarbonetação de mesma.

Alguns métodos em solda elétrica são usados pela indústria; assim, podemos dividi-los em grupos e descrevê-los:

a) Solda manual (SMAW - Shielded Metal Arc Welding)

Neste processo o calor é gerado pela resistência à passagem de corrente imposta pelo ar quando o eletrodo se derrete iniciando a deposição, sua cobertura se queima transformando-se numa cobertura gasosa para o arco e a poça de solda e também produzindo escória, que cobre o cordão de solda e o protege quando este se esfria. Esta cobertura gasosa e de escória impede o ataque do ar à solda, o que a oxidaria rapidamente, enquanto ainda sendo executada. Este processo é deveras versátil, e fornece solda de ótima qualidade, embora seja moderando o grau de deposição. É usado apenas em pequenas peças, elementos estruturais, etc., ou para serviços de reparo.

b) Solda por arco submerso (SAW - Submerged Arc Welding)

Neste processo, com eletrodo contínuo, consumível, bobinado, é usado. O arco é a peça de solda são protegidos por um fluxo de grãos minerais provenientes do lado do eletrodo, formando escória. O grau de deposição é alto, e este processo é usado na feitura dos principais fios de solda do vaso. Ele fornece solda a baixo custo e excelente qualidade, porém, pode operar somente em posições horizontais (quase sempre totalmente automático, restringindo o uso).

c) Processo MIG (Metal Inert Gas)

Também chamado GMAW (Gás Metal Arc Welding), neste processo é usado um fio consumível como eletrodo. Uma cobertura protetora de gases inertes (hélio, argônio, CO_2 ou uma mistura de gases) é usada. Este processo produz excelentes soldas com maior grau de deposição que o método TIG e a menor custo.

d) Processo TIG (Tungsten Inert Gas)

Este processo é usado quando se exige alta qualidade de solda e os metais são de difícil soldagem. Um arco é formado por um eletrodo não consumível de Tungstênio, que carrega a corrente elétrica; o metal de preenchimento, se necessário, é adicionado separadamente de uma barra ou fio contínuo, derretendo-se pelo calor produzido pelo arco. Gás inerte flui ao redor da poça de solda e do arco, protegendo-os e protegendo o metal aquecido. O grau de preenchimento é baixo, comparando aos demais processos. Este processo é também chamado GTAW (Gas Tungsten Arc Welding).

5.5 - Solda a gás e outros tipos

a) Solda a gás

A soldagem a gás é usada queimando-se um gás com oxigênio para se obter calor de fusão. Não é geralmente usado na soldagem de vasos de pressão. Os processos mais conhecidos são Hidrogênio (OHW - Oxyhydrogen welding) e Oxiacetileno (OAW-Oxy acetylene welding).

b) Solda por resistência elétrica

Um curto circuito entre duas chapas aquece os lados que se quer unir possibilitando a união dos mesmos numa certa costura.

c) Solda a ponto

O processo é semelhante ao anterior, no seu princípio de funcionamento, mas é usado para unir duas superfícies de modo sobrepostos. Os terminais elétricos prensam as duas superfícies e a passagem de corrente as funde entre si num ponto.

6. TAMPOS DE VASOS

Os tampos dos vasos constituem-se numa importante parte do projeto. Eles são grandemente solicitados à tração, devendo ser objeto de cuidado tanto no cálculo quanto na construção.

Conforme constatamos no código ASME, os tampos podem ser removíveis (unstayed heads) e não removíveis (formed heads). No primeiro caso o tampo é, como se fora um flange cego, apafusado ao casco. No segundo caso, o tampo é soldado ao vaso, sendo pois perenemente solidário ao mesmo.

Os tampos removíveis são geralmente encontrados nos vasos de pequena dimensão notoriamente aqueles onde é inviável a colocação de bocais de visita.

Os tampos não removíveis classificam-se em:

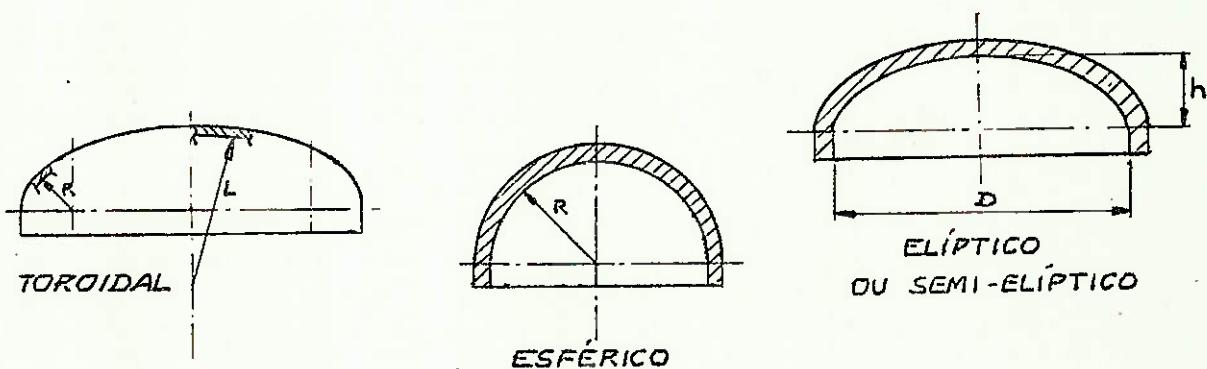
a) tampos esféricos

- b) Tampos semi-elípticos
- c) Tampos toroidais

Os tampos elípticos recomendados pela ASME posuem relação eixo maior/eixo menor da elipse geratriz de 2:1, e se constitui uso muito corrente em nosso meio. Devio à dificuldade de fabricação da forma elíptica (que praticamente exige um estampo de repuxo para cada semi-elipsôide), adotou-se muito o uso do tampo toroidal. O que se faz, geralmente, é adotar pelo cálculo um tampo elíptico, e ao fabricante, incluir a nota: "ou equivalente tampo toroidal".

A rigor pode ser usado um tampo com qualquer relação eixo maior/eixo menor, porém o uso de 2:1 é corrente e, por isso, de fabricação mais barata e com vasto número de dados pré calculados para consulta rápida.

O tampo toroidal é largamente usado no Brasil, principalmente em substituição à maioria dos tampos elípticos, o que traz o fato de, em desenho e cálculo, o tipo mais usado é o elíptico, mas, na contagem pratica das unidades construídas, o toroidal é o preferido. Isto se dá pela própria facilidade de fabricação do tampo toroidal, que é semelhante a um prato fundo esférico e bordas arredondadas, como na figura:



O cálculo de espessuras mínimas em tampos é feito conforme o recomendado no Appendix I, UA-4 do código ASME sec :VIII, div.1. Para tampos parafusados e outros tipos de tampos, consultar ainda o mesmo Appendix I.

7. CÁLCULO DO CASCO

Para calcular-se a espessura do casco, deve-se recorrer a UG-27, para pressão interna, a UG-28, para pressão externa (vácuo relativo).

A espessura mínima obtida é decorrente da maior tensão, circunferencial ou longitudinal, aplicada ao vaso. Não se deve esquecer de adicionar a sobreespessura de corrosão, que varia conforme a vida desejada e o fluido de trabalho em seu aspecto físico e químico.

É imperativo que, no cálculo do vaso, verifique-se se a carga devido ao vento não irá causar tensões adicionais consideráveis ao casco. Este fato é conhecido especialmente em torres de resfriamento, de muitos metros de altura, onde o momento da parte inferior do vaso aumenta a tensão longitudinal, fazendo por vezes com que esta seja maior que a circunferencial.

7.1 - Carga do vento

A carga devido ao vento pode ser calculada por Normas Brasileiras ou estrangeiras. A Norma Brasileira usada é a NB 599, usada regularmente. Também são de uso conhecido as normas americanas ASA A-581, de 1955, e ANSI A58.1, de 1972.

Os fatores decisivos na carga do vento são:

- Localização geográfica da Unidade de Processo;
- Altura do vaso;
- Diâmetro externo do vaso;
- Forma do casco.

Para todos estes dados existem fatores de correção pela adoção de certos valores para medidas-padrão.

7.2 - Peso próprio do vaso

O peso próprio do vaso e acessórios é um dado de extrema importância no cálculo de tensões adicionais. Ele introduz tensões de compressão crescentes na parte inferior do vaso e depois no suporte do mesmo. Estas tensões de tração podem em alguns casos compensar as tensões de compressão adicionais oferecidas pelo vento, ambas adicionadas às tensões longitudinais do cálculo exclusivo à pressão de UG-27 e 28. No cômputo do peso próprio é preciso considerar os seguintes pesos:

- Casco (cilindro vazio sem fundos);
- Tampos;
- Bocais de entrada, saída, drenos e visita;
- Isolamento;
- Acessórios;
- Líquido armazenado.

Como o líquido armazenado não está sempre presente em seu nível máximo, considera-se o vaso vazio ou cheio conforme se apresenta mais crítico o caso.

8) SUPORTES DO VASO

Os suportes são uma parte importante do vaso, pois o tornam solidário ao solo para garantir seu bom funcionamento. Há muitos tipos de suportes, entretanto conhece-se com mais profusão os suportes de sela, para os vasos horizontais, e os suportes de pernas e saia, para os vasos verticais.

O suporte tipo saia é recomendado para vasos sujeitos a cargas de vento e grandes vasos em geral. É semelhante a um anel cilíndrico, do mesmo diâmetro do vaso, ligando este ao solo. Fixa-se este anel ao solo através de suportes soldados a ele e com chumbadores ligando estes suportes ao solo. O anel pode também ser cônicoo.

O suporte tipo perna é simplesmente vigas em "L" ou "U" soldadas no casco e chumbadas ao solo. É recomendado em vasos de pequenos e médios portes com desprezível carga de vento, e o número de pernas usado geralmente é 4.

Para uma melhor consulta a respeito de suportes deve se recorrer ao código ASME sec.III, div.1, especialmente subseções NF e NG. A literatura indicada neste trabalho também oferece melhores esclarecimentos.

9) BOCAIS

Os bocais do vaso podem se dividir em bocais de visita e inspeção, de entrada e saída, drenos e respiros, válvulas de segurança e instrumentos. Os itens importantes, no entanto, referem-se a bocais de visita e de entrada e saída.

9.1 - Bocais de visita e inspeção

São feitos para fins de limpeza, montagem de instrumentos, construção, manutenção e inspeção de funcionamento. A boca de visita deve ter diâmetro suficiente para a passagem de um homem através dela; segundo UG-46, deve-se ter um diâmetro interno de no mínimo 15" para bocais de visita. Os bocais de inspeção não devem se adentrar o vaso, porém figuram em itens de montagem e manutenção; ainda conforme UG-46, devem ter 1 1/2" de diâmetro nominal, no mínimo.

Os flanges usados nos bocais de visita são geralmente sobrepostos (slip-on), pois são sujeitos a menores esforços que aqueles de entrada e saída.

9.2 - Bocais de entrada e saída

Servem para entrada e saída dos fluidos, e tem seus diâmetros determinados por motivos do próprio processo que envolve o fluido. Estes bocais geralmente recebem esforços da própria tubulação e são por isso mais solicitados devendo obedecer ao recomendado em UG-36 a UG-45.

Os flanges mais comuns nestes bocais são os flanges de pescoço (weld neck), todos obedecendo as normas ANSI B16 de flanges e conexões.

9.3 - Reforços em bocais

Os bocais devem ter reforços em suas aberturas no vaso, quando tal for necessário. A abertura no casco produz uma

retirada de material que pode vir a comprometer a resistência da chapa, além de introduzir tensões concentradas. Os reforços seguem àqueles recomendado em UG-37, seguindo a UA-280 do Appendix L.

As aberturas de pequeno diâmetro como drenos, respiro e instrumentos, não necessitam de maiores cuidados e, via de regra, o procedimento usual é não calcular reforços para diâmetros de 2" e abaixo.

10) INSTRUMENTOS, ISOLAMENTOS e OUTRAS SAÍDAS

Os instrumentos, isolamento e outras saídas são determinados, via de regra, por profissionais que lidam com o processo em si que envolve o fluido dentro do vaso. Cabe ao projetista do vaso acatar as decisões tomadas por estes profissionais e, quando preciso, contestá-las. Aqui estão algumas informações adicionais:

10.1 - Instrumentos

Os instrumentos mais comuns e usados em vasos são pressostato (manômetro), termômetro e medidor de nível. Em quase todos os vasos estes instrumentos são encontrados, e são de uso indispensável ao operador que controla aquela parte da Unidade de Processo.

Pode-se usar, ainda, controladores de nível e outros instrumentos tais como: medidores de vazão. Deve-se ter em mente, no entanto, que o processo não é controlado pelo projetista do vaso, mas sim pelo Engenheiro de Processos ou Instrumen-

retirada de material que pode vir a comprometer a resistência da chapa, além de introduzir tensões concentradas. Os reforços seguem àqueles recomendado em UG-37, seguindo a UA-280. do Appendix L.

As aberturas de pequeno diâmetro como drenos, respiro e instrumentos, não necessitam de maiores cuidados e, via de regra, o procedimento usual é não calcular reforços para diâmetros de 2" e abaixo.

10) INSTRUMENTOS, ISOLAMENTOS e OUTRAS SAÍDAS

Os instrumentos, isolamento e outras saídas são determinados, via de regra, por profissionais que lidam com o processo em si que envolve o fluido dentro do vaso. Cabe ao projetista do vaso acatar as decisões tomadas por estes profissionais e, quando preciso, contestá-las. Aqui estão algumas informações adicionais:

10.1 - Instrumentos

Os instrumentos mais comuns e usados em vasos são pressostato (manômetro), termômetro e medidor de nível. Em quase todos os vasos estes instrumentos são encontrados, e são de uso indispensável ao operador que controla aquela parte da Unidade de Processo.

Pode-se usar, ainda, controladores de nível e outros instrumentos tais como: medidores de vazão. Deve-se ter em mente, no entanto, que o processo não é controlado pelo projetista do vaso, mas sim pelo Engenheiro de Processos ou Instrumen-

tação.

10.2 - Isolamento

O isolamento deve ser tal que permita no vaso a descarga necessária de calor/hora. Há, atualmente, algumas espesuras normalizadas pelo uso, como 25,30,50,65 e 100 mm, que devem ser usados criteriosamente.

O material isolante mais comum é, aqui no Brasil, o hidrosilicato de cálcio. Embora este material se deteriore devido a água, ele é muito usado. Para protegê-lo é necessário uma folha de alumínio e envolver nela o isolamento, tornando-o impermeável.

10.3 - Outras saídas

Os drenos e respiros, bem como válvulas de segurança, são indispensáveis no vaso de pressão. Suas funções se dão a seguir:

- a) Drenos: servem para retirar o líquido que se acumula, geralmente, no interior de vasos cujo fluido é gás ou quando o fluido é líquido, para esvaziá-lo em trabalhos de limpeza ou manutenção. Geralmente é de pequeno diâmetro, encontrando-se no tampo inferior.
- b) Respiros: tem que ser abertos para o eventual escape do ar no início de operações do vaso, e, também, é necessário quando do teste hidrostáti

co do vaso, quando enche-se o mesmo de água até que esta vaze pelo respiro e, após, aplica-se a pressão de teste à água. Também para saída de gases quando se faz manutenção ou limpeza deve ser usado o respiro. Este se localiza geralmente no tampo superior do vaso, ao lado da válvula de segurança, no local mais elevado possível.

c) Válvula de segurança: é necessária para o caso de sobrepressão do vaso, para assegurar o bom funcionamento do mesmo e a garantia de segurança dos operadores. Localiza-se geralmente no tampo superior do vaso, em posição às vezes mais elevada que o respiro, e deve ser também especificado pela Engenharia de Processos ou Instru-mentaçāo.

PARTE II DIMENSIONAMENTO

1) DADOS DE PROJETO

Pressão interna: 8,5 bars abs = 109,84 psig =
 $7,723 \text{ Kgf/cm}^2 \text{ rel}$

Temperatura: $150^{\circ}\text{C} = 423 \text{ K} = 302^{\circ}\text{F}$

Fluido: Gás combustível

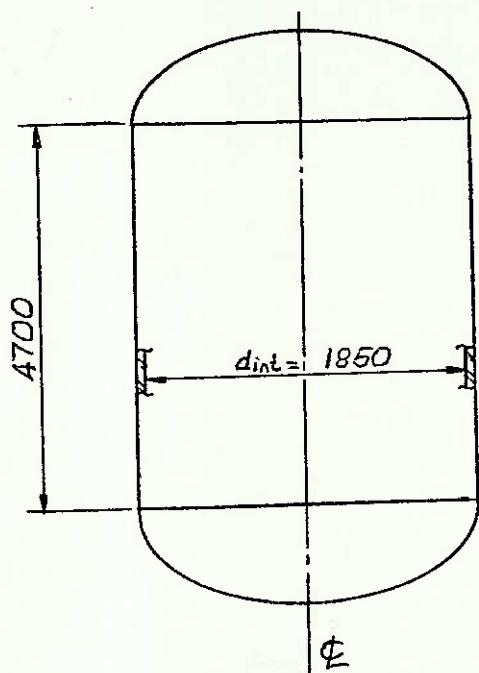
- Densidade fase líquida 718 Kg/m^3

- Densidade fase gasosa: $5,03 \text{ Kg/m}^3$

Vazões de Projeto:

Normal: $6900 \text{ m}^3/\text{h}$

Máxima: $9500 \text{ m}^3/\text{h}$

2) NORMAS UTILIZADAS

Serão utilizadas no dimensionamento as normas recomendadas pela ASME - American Society of Mechanical Engineers.

As normas aplicáveis neste projeto são:

ASME sec.VIII div. 1 - Vasos de Pressão

ASME sec.II Part A - Materiais Ferrosos

Também serão utilizadas normas ANSI - American National Standards Institute, a saber:

ANSI B 16.5 - Flanges de Aço e Conexões Flangeadas

ANSI B 31.1 - Tubulações em Unidades de Processo

Outras denominações eventualmente usadas serão mencionadas.

Observação:

Preferiu-se o uso de normas associadas à ASME devido à sua utilização mais difundida no Brasil. Esta preferência sobre as próprias normas brasileiras advém do fato de estas ainda serem incompletas para todas as partes de Indústrias de Processo, acarretando inconsistência num projeto deste ramo devido à necessidade de utilização de outras normas. As normas associadas à ASME cobrem todas as partes de um projeto em Indústrias de Processo.

3. MATERIAL UTILIZADO. SOLDAGEM

3.1 - Material do casco (ASME sec.VIII div.1 - part. UCS)

Denominação:

SA-285 GrC (Aço carbono semi-acalmado)

Dados do Material (cf. UCS-56)

Limite de escoamento: 30 000 psi (2100 Kgf/cm²)

Limite de rupturas: 55 000 psi (3900 Kgf/cm²)

Tensão admissível:

de -20 a 650°F (-29 a 340°C): 13 800 psi (970 Kgf/cm²)

Composição: 0,26% C máx.

O tratamento de pós-soldagem no casco deve ser realizado conforme UCS-56, retirados do material os seguintes dados da Tabela UCS-23 :

Número P (P-Number): 1

Grupo (Group Number): 1

3.2 - Material dos tubos, flanges e acessórios

a) Tubos (Cf. ANSI B31.1)

Denominação: ASTM A-106 Gr B (Aço Carbono)

Tensão Admissível: 15 000 psi (na temperatura de projeto)

Fator de Junta E: 1,0 (solda totalmente radiografada se o tubo tiver costura)

b) Flanges (Cf. ANSI B16.5)

Denominação: ASTM A-105 (aço carbono)

Classe: 150 1b

Máxima pressão: 195 psig a 350°F (13,7 Kgf/cm² a 180°C)

c) Acessórios

c.1) Parafusos e porcas (cf. ANSI B16.5)

Denominação: ASTM A307 Gr B (aço carbono)

Parafuso Tipo Máquina

c.2) Juntas

Material: asbesto comprimido

Espessura: 1/16"

Classe: 150 1b

3.3 - Soldagem

a) A soldagem deverá ser executada conforme part. UW do código ASME sec. VIII div.I, referente a todos os aspectos. Os seguintes dados são considerados:

- solda dupla (em ambos os lados)
- parcial radiografia da solda (Spot examined)

Estes dados nos dão (cf. Table UW-12)

$E = 0,85$ (joint efficiency)

b) O eletrodo a ser usado é definido pelas normas AWS:

Para a faixa de temperatura do vaso temos:

Eletrodo E-60XX, conf. AWS 5.1, recomendado para o aço A-285 até 650°F

c) A inspeção da solda, bem como a qualificação ... do soldador, será dada conforme:

ASME sec. VIII div.I - part. UW

ASME sec. IX

ASTM E10

4) ESPESSURA DE PAREDE

Segundo UG-27 do código ASME temos:

4.1 - Para tensões circunferenciais

$$t_c = \frac{P \cdot R}{S E - 0,6P}$$

onde: t_c = espessura de parede teórica, pol.

P = pressão interna do vaso, psig

R = raio interno do vaso, pol.

S = tensão admissível do material, psi

E = fator de eficiência da junta, adimensional.

Temos:

$$P = 109,8 \text{ psig}$$

$$R = 925 \text{ mm} = 36,42"$$

$$S = 13.800 \text{ psi}$$

$$E = 0,85$$

daí:

$$t_c = \frac{109,8 \cdot 36,42}{13800 \cdot 0,85 - 0,6 \cdot 109,8}$$

$$t_c = 0,343" = 8,71 \text{ mm}$$

4.2 - Para tensões longitudinais

$$t_\ell = \frac{P \cdot R}{2.5 E + 0,4P} \text{ onde}$$

t_ℓ = espessura de parede teórica, pol

outros dados fornecidos em 4.1

daí:

$$t_\ell = \frac{109,8 \cdot 36,42}{2.13800.0,85 + 0,4 \cdot 109,8}$$

$$t_\ell = 0,170" = 4,32 \text{ mm}$$

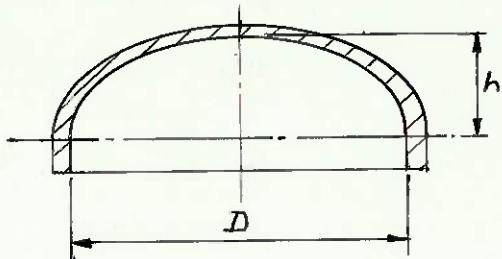
4.3 - *Espessura real*

Tomamos a maior espessura entre t_ℓ e t_c e adicionamos a sobreespessura de corrosão (adotamos $e = 3\text{mm}$)

Portanto: $t_c = 8,71 > t_\ell = 4,32\text{ mm}$, e $t = t_\ell + e$:

$$t = 8,71 + 3 = 11,71\text{ mm} = 0,46^{\text{in}} \text{ Adota-se } t_a = \underline{1/2^{\text{in}}}$$

onde: t_a = espessura real da parede, pol

5) *ESPESSURA DO TAMPO*

O tambo escolhido para o vaso é o elipsoidal, e suas dimensões principais são dadas conforme a figura

Para $D/2h$ genérica, temos o dado no APPENDIX I - Mandotory, UA-A, o seguinte:

$$t_t = \frac{P \cdot D \cdot K}{2 S E - 0,2P} \quad \text{onde:}$$

$D = 2R$ = diâmetro interno do vaso, pol;

K = fator em tambo elipsoidal que depende de $D/2h$, adimensional;

t_t = espessura teórica do tambo, pol.; outros dados em 4.1)

Temos:

$$K = \frac{1}{6} \left[2 + \left(\frac{P}{2h} \right)^2 \right]$$

Usando $D/2h = 2$, conforme UG-32(d), obtemos $K = 1$ e

$$t_t = \frac{P \cdot D}{2SE - 0,2P}$$

Portanto, adotando este valor ($D/2h = 2$):

$$t_t = \frac{109,8 \cdot 2 \cdot 36,42}{2 \cdot 13800,1 \cdot 0,2 \cdot 109,8}$$

$$t_t = 0,290" = 7,4 \text{ mm}$$

Adicionando-se a espessura de corrosão $e = 3 \text{ mm}$

$$t_{tr} \geq t_t + e = 10,4 \text{ mm}$$

Adotaremos $t_{tr} = 1/2"$, uniformizando a espessura com o casco.

6) DIÂMETRO DOS BOCAIS DE ENTRADA E SAÍDA DO GÁS

Os bocais deverão ser dimensionados conforme a vazão suportada. Tormar-se-á a vazão máxima como base:

$$Q_{máx} = 9500 \text{ m}^3/\text{h}$$

Por se não conhecer a exata composição do gás, não se pode calcular com exatidão suas velocidades críticas. Pode-se, no entanto, verificar a maioria dos hidrocarbonetos possui

$K \approx 10,5$ a $1,3$. Assim se poderá aproximar uma comparação para a velocidade no bocal em termos de número de Mack.

Sabe-se que se trata apenas de gás úmido, e que o objetivo principal é desumidificar para usar o gás seco no processo. Retirar-se-á a parte gasosa por uma tela separadora onde passará o gás, e esta parte líquida remanescente será drenada pela parte inferior do vaso.

Baseada, pois, nessas hipóteses, pode-se assumir:

$$Q_{\text{entrada}} = Q_{\text{saída}} = Q_{\text{gás}} = Q_{\text{min}} = 9500 \text{ m}^3/\text{h}$$

Usando um bocal de 20", temos:

$$\begin{aligned} \text{Tubo: } \phi_{\text{nom}} &= 20" \quad \phi_{\text{ext}} = 508,0 \text{ mm (20"')} \\ &\quad \phi_{\text{int}} = 472,6 \text{ mm (19'')} \end{aligned}$$

A velocidade no bocal será:

$$v_b = \frac{Q_{\text{gás}}}{A_b} \quad \text{onde} \quad A_b = \frac{\pi \phi_{\text{int}}^2}{4} \quad (\text{área interna do bocal})$$

$$\text{Então: } v_b = \frac{9500}{3600} \div \frac{\pi \cdot 0,4726^2}{4} \quad (\text{m/s})$$

$$\text{Obtemos: } v_b = 15,04 \text{ m/s}$$

Não se sabe, efetivamente, o nº de Mack neste caso, dado que o peso molecular do gás e o valor exato de sua constante "K" são desconhecidos. Pode-se, entretanto, conhecer a velocidade crítica em outros hidrocarbonetos distintos, à mesma temperatura, e proceder-se a uma comparação.

Usa-se:

$$v_c = \sqrt{\frac{K \cdot R \cdot T}{g_c}}, \text{ e } R = \frac{\bar{R}}{M}$$

Elemento	Fórmula	v_c (a 423K) (m/s)	M	K
Metano	CH_4	538	16,04	1,32
Butano	C_4H_{10}	257	58,124	1,09
Etano	C_2H_6	372	30,07	1,183
Etíleno	C_2H_4	389	28,054	1,208
Octano	C_8H_{18}	179	114,22	1,044
Propano	C_3H_8	299	44,097	1,124

Ref.: Fundamentos da Termodinâmica Clássica, Wylan & Sonntag,
Cap.14 e Tabela A.8

Onde:

$\bar{R} = 847,7 \text{ Kgf.m/Kg.mol}^0\text{K} = \text{constante universal dos gases}$

M = peso molecular do gás

$g_c = 9,81 \text{ N/Kgf}$

T = 423 K

Ver-se, pois, que mesma a mais baixa velocidade obtida é mais que o décuplo da adotada em nosso bocal. Pode-se assumir o bocal de entrada e o de saída com os mesmos diâmetros, sem riscos de ocorrerem grandes perdas.

$\phi_{\text{bocais}} = 20'' \text{ nom (entrada e saída)}$

7) DIÂMETRO DOS BOCAIS DE VISITA E OUTRAS SAÍDAS

7.1 - Bocaís de visita

Os bocaís de visita ou inspeção (Manholes) devem ser tais que permitam montagem e inspeção do vaso, obedecendo o recomendado em UG-46 do código ASME sec.VIII div.1. Neste ponto, recomenda-se que, para vasos de pressão com diâmetro interno maior que 36" (914 mm), deve haver ao menos 1 (um) bocal de visita. Se este bocal de visita for circular não poderá ter menos que 15" de diâmetro interno (cf. UG-46(f)(3) e UG-46(g)(1)).

Usualmente tem-se diâmetros de 18" a 24", externos, nos bocaís. Não há nenhuma regra fixa que relaciona o diâmetro do bocal e o do vaso, além dos limites acima citados. Para o nosso caso adota-se:

$$2 \text{ bocaís de visita } \phi_{\text{ext}} = 24" (609,6 \text{ mm})$$

O número de 2, ao invés de 1 bocal, é sugerido devendo à altura interna do vaso (4,7 m) e à necessidade de se manter o desnebulizador (separador de líquido) na parte superior do vaso, serviço facilitado pela localização do 2º bocal a uma altura mais conveniente.

7.2 - Outras saídas

Além dos bocaís mencionados há outras saídas, a saber:

- dreno;
- saída para visor de nível;
- saída para controlador de nível;

- termômetro;
- manômetro;
- respiro.

a) Dreno: será colocado no tampo inferior, para purgar o líquido retirado do gás pelo desnebulizador. Este será acionado a cada vez que o vaso atingir o nível máximo de líquido. Devido ao acionamento não constante do mesmo, com ocorrência de um escoamento normal, por gravidade, adota-se:

$$\phi_{\text{dreno}} = 2" \text{ nom}$$

b) Saída para visor e controlador de nível: estas saídas devem ser colocadas de modo a satisfazer os limites a priori estabelecidos no projeto. Para tanto pode-se observar a disposição encontrada na figura. Será soldado ao casco do vaso as meia-luvas necessárias para a colocação destes instrumentos, onde:

$$\phi_{\text{meia-luvas}} = 3/4" \text{ nom},$$

que é o usualmente adotado.

c) Termômetro e manômetros: para a saída destes instrumentos usar:

$$\phi_{\text{meia-luva}} = 3/8"$$

d) Respiro: usada na realização de teste hidrostático. O diâmetro na meia-luva é:

$$\phi_{\text{resp}} = 2"$$

8) CLASSIFICAÇÃO DOS FLANGES, PARAFUSOS E TUBOS

Conforme ANSI B16.5 e B36

8.1 - Entrada e saída do gás

Tipo: Flange de pescoço (Weld Neck)

Classe: 150 lb

Diâmetro Nominal: 20"

Medidas típicas conf. B16.5 - 1968 (Vide Tabela)

Diâmetro nominal	20"
Diâmetro externo do flange (O)	27 1/2"
Espessura mínima do flange (C)	1 11/16"
Diâmetro do cubo (X)	22"
Diâmetro do cubo no chanfro (A)	20"
Comprimento do cubo (Y)	5 11/16"
Diâmetro interno (B)	19" (igual ao ϕ_{int} do tubo)
Diâmetro do círculo dos parafusos	25"
Diâmetro do furo dos parafusos	1 1/4"
Diâmetro dos parafusos	1 1/8"
Comprimento dos parafusos	5 1/4"
Número de parafusos	20

8.2 - Bocais de visita

Tipo: Flange sobreposto (Slip-On)

Flange Cego (Blind) para tampa

Classe: 150 lb

Diâmetro nominal: 24"

150-LB STEEL PIPE FLANGES AND FLANGED FITTINGS

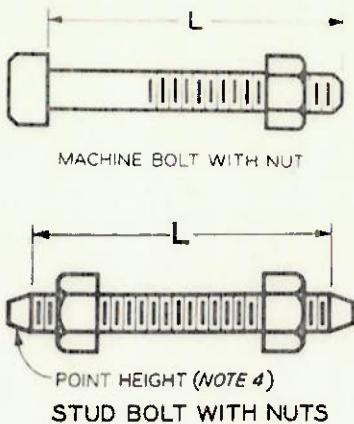
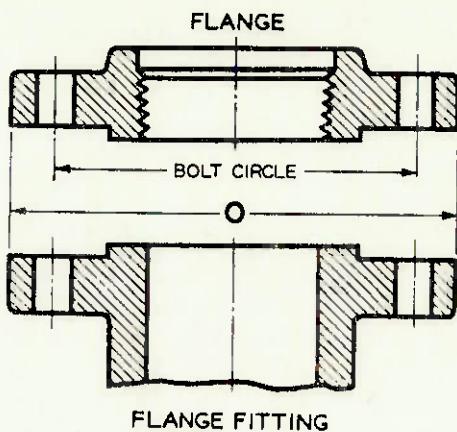


Table 13 Templates for Drilling Steel Flanges and Flanged Fittings for Primary Service Pressure Ratings of 150 PSI (Gage)¹

Nominal Pipe Size	Outside Diameter of Flange O	Drilling ^{2,3}		Length of Bolts ⁵ L				
		Diameter of Bolt Circle	Diameter of Bolt Holes	Number of Bolts	Diameter of Bolts	Stud Bolts ⁴	Machine Bolts	
						1/16-In. Raised Face	Ring Joint	1/16-In. Raised Face
1/2	3 1/2	2 3/8	5/8	4	1/2	2 1/4	1 3/4
3/4	3 7/8	2 3/4	5/8	4	1/2	2 1/4	2
1	4 1/4	3 1/8	5/8	4	1/2	2 1/2	3	2
1 1/4	4 5/8	3 1/2	5/8	4	1/2	2 1/2	3	2 1/4
1 1/2	5	3 7/8	5/8	4	1/2	2 3/4	3 1/4	2 1/4
2	6	4 3/4	3/4	4	5/8	3	3 1/2	2 3/4
2 1/2	7	5 1/2	3/4	4	5/8	3 1/4	3 3/4	3
3	7 1/2	6	3/4	4	5/8	3 1/2	4	3
3 1/2	8 1/2	7	3/4	8	5/8	3 1/2	4	3
4	9	7 1/2	3/4	8	5/8	3 1/2	4	3
5	10	8 1/2	7/8	8	3/4	3 3/4	4 1/4	3 1/4
6	11	9 1/2	7/8	8	3/4	3 3/4	4 1/4	3 1/4
8	13 1/2	11 3/4	7/8	8	3/4	4	4 1/2	3 1/2
10	16	14 1/4	1	12	7/8	4 1/2	5	3 3/4
12	19	17	1	12	7/8	4 1/2	5	4
14	21	18 3/4	1 1/8	12	1	5	5 1/2	4 1/4
16	23 1/2	21 1/4	1 1/8	16	1	5 1/4	5 3/4	4 1/2
18	25	22 3/4	1 1/4	16	1 1/8	5 3/4	6 1/4	4 3/4
20	27 1/2	25	1 1/4	20	1 1/8	6	6 1/2	5 1/4
24	32	29 1/2	1 3/8	20	1 1/4	6 3/4	7 1/4	5 3/4

All dimensions given in inches.

⁴ Length of stud-bolts do not include the height of the points. See Par. 6.9.2.

¹ For other dimensions see Tables 14 and 15.

² For flange bolt holes see Par. 6.4

³ For spot facing see Par. 6.5.

⁵ Bolt lengths not shown in table are determined in accordance with Appendix F. See Par. 6.9.2.

150-LB STEEL PIPE FLANGES

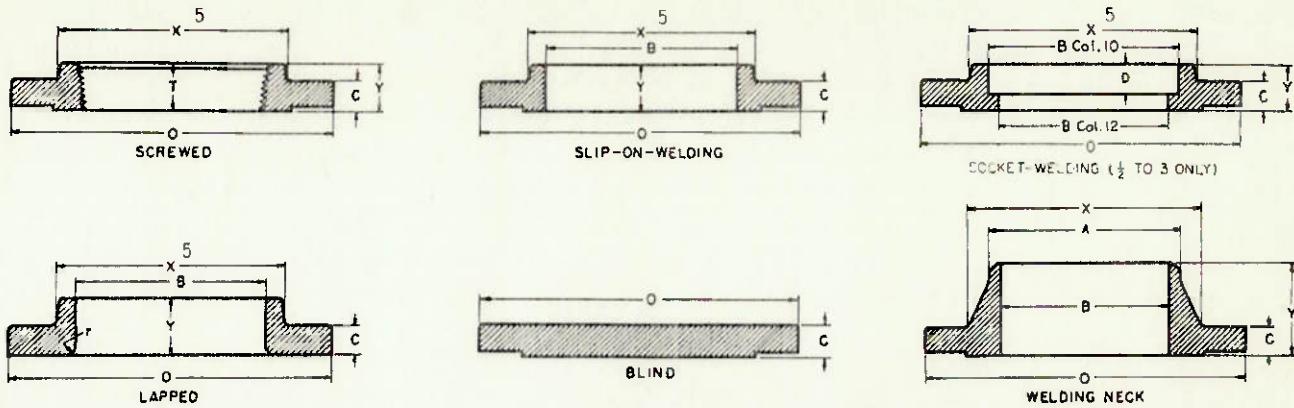


Table 14 Dimensions of Steel Flanges for Primary Service Pressure Rating of 150 PSI (Gage)¹⁻²⁻³⁻⁴⁻⁶⁻⁸⁻¹⁰

m e l e r	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	Out- side Diam- eter of Flange	Thick- ness of Flange ^{12,13}	Diam- eter of Hub	Hub Diameter Beginning of Chamfer Welding Neck ⁹	Length Through Hub			Thread Length Threaded ⁷	Bore			Corner Radius of Bore of Lapped Flange and Pipe	Depth of Socket
	O	C	X	A	Threaded Slip-On Socket Welding	Lapped	Welding Neck		Slip-On Socket Welding Min	Lapped Min	11 Welding Neck Socket Welding		
1/2	3 1/2	7/16	1 3/16	0.84	5/8	5/8	1 7/8	5/8	0.88	0.90	0.62	1/8	3/8
4	3 7/8	1/2	1 1/2	1.05	5/8	5/8	2 1/16	5/8	1.09	1.11	0.82	1/8	7/16
4 1/4	9/16	1 15/16	1.32	11/16	11/16	2 3/16	11/16	1.36	1.38	1.05	1/8	1/2	
4 5/8	5/8	2 5/16	1.66	13/16	13/16	2 1/4	13/16	1.70	1.72	1.38	3/16	9/16	
5	11/16	2 9/16	1.90	7/8	7/8	2 7/16	7/8	1.95	1.97	1.61	1/4	5/8	
6	3/4	3 1/16	2.38	1	1	2 1/2	1	2.44	2.46	2.07	5/16	11/16	
7	7/8	3 9/16	2.88	1 1/8	1 1/8	2 3/4	1 1/8	2.94	2.97	2.47	5/16	3/4	
7 1/2	15/16	4 1/4	3.50	1 3/16	1 3/16	2 3/4	1 3/16	3.57	3.60	3.07	3/8	13/16	
8 1/2	15/16	4 13/16	4.00	1 1/4	1 1/4	2 13/16	1 1/4	4.07	4.10	3.55	3/8		
9	15/16	5 5/16	4.50	1 5/16	1 5/16	3	1 5/16	4.57	4.60	4.03	7/16		
10	15/16	6 7/16	5.56	1 7/16	1 7/16	3 1/2	1 7/16	5.66	5.69	5.05	7/16		
11	1	7 9/16	6.63	1 9/16	1 9/16	3 1/2	1 9/16	6.72	6.75	6.07	1/2		
13 1/2	1 1/8	9 11/16	8.63	1 3/4	1 3/4	4	1 3/4	8.72	8.75	7.98	1/2		
16	1 3/16	12	10.75	1 15/16	1 15/16	4	1 15/16	10.88	10.92	10.02	1/2		
19	1 1/4	14 3/8	12.75	2 3/16	2 3/16	4 1/2	2 3/16	12.88	12.92	12.00	1/2		
21	1 3/8	15 3/4	14.00	2 1/4	3 1/8	5	2 1/4	14.14	14.18	To be specified by purchaser	1/2		
23 1/2	1 7/16	18	16.00	2 1/2	3 7/16	5	2 1/2	16.16	16.19		1/2		
25	1 9/16	19 7/8	18.00	2 11/16	3 13/16	5 1/2	2 11/16	18.18	18.20		1/2		
27 1/2	1 11/16	22	20.00	2 7/8	4 1/16	5 11/16	2 7/8	20.20	20.25		1/2		
32	1 7/8	26 1/8	24.00	3 1/4	4 3/8	6	3 1/4	24.25	24.25		1/2		

Dimensions given in inches.

complete pressure-temperature ratings see Table 2

tolerances see Par. 7

r facing see Par. 6.3

r flange bolt holes see Par. 6.4 and Table 13.

r spot facing see Par. 6.5.

is dimension is for large end of hub, which may be straight or tapered. Taper shall not exceed 7 deg on threaded, slip-on, socket-welding and lapped flanges.

r reducing threaded flanges see Table 12.

r thread of threaded flanges see Par. 6.8.

nd flanges may be made with or without hubs at the option of the manufacturer.

⁹ For welding end and bevel see Par. 6.6.

¹⁰ For reducing welding neck flanges see Par. 6.7.

¹¹ Dimensions in Column 12 correspond to the inside diameters of pipe as given in USAS B36.10 Standard Wall Pipe, Standard wall dimensions are the same as Schedule 40 sizes 10 inch and smaller. Tolerances in Par. 7.4.2 apply.

¹² The thickness of flange minimum dimensions for these loose flanges, sizes 3 1/2 in. and smaller, are slightly heavier than for the flanges on the fittings, Table 15, which are reinforced by being cast integral with the body of the fitting or valves.

¹³ When these flanges are required with flat face, either the full thickness or thickness with raised face removed may be furnished. Users are reminded that removing the raised face will make the length through the hub nonstandard.

Medidas típicas conf. B16.5-1968 (Serve aos 2 tipos - Vi
de tabela)

Diâmetro nominal	24"
Diâmetro externo do flange (O)	32"
Espessura mínima do flange (C)	1 7/8"
Diâmetro do cubo (X)	26 1/8"
Comprimento do cubo (Y)	3 1/4"
Diâmetro interno (B)	24.25"
Diâmetro do circuito dos parafusos	29 1/2"
Diâmetro do furo dos parafusos	1 3/8"
Diâmetro dos parafusos	1 1/4"
Comprimento dos parafusos	5 3/4"
Número de parafusos	20

Obs.: Dados sobre materiais vide 3.2b) e c). Os parafusos são do tipo máquina.

8.3 - Tubos

Dados conforme ANSI B36.10

a) Entrada e saída do gás

Diâmetro nominal	20"
Diâmetro externo	20"
Espessura de parede	0,500" (extra strong wall)

Tubo com costura, solda totalmente radiografada.

b) Bocais de visita

Diâmetro nominal	24"
Diâmetro externo	24"
Espessura de parede	0,500" (extra strong wall)

Tubo com costura, solda totalmente radiografada

9) *CÁLCULO DO REFORÇO NECESSÁRIO NOS BOCAIS*

Devido à retirada de material do casco a fim de introduzir-se o bocal, naquela região o aumento de tensões é considerável. Para amenizar o problema é necessário colocar-se reforços no bocal, de modo que estes absorvam parte dos esforços e impeçam a ruptura ou fadiga do material nestes pontos.

O cálculo de reforços em bocais é dado pelas sugestões do Apêndice L do código ASME, sec. VIII div.I.

9.1 - *Bocais de entrada e saída do gás ($\phi_{nom} = 20"$)*

a) área requerida para reforço:

$$A = d \cdot tr \cdot F \text{ (pol}^2\text{)} \text{ onde:}$$

d = diâmetro interno corroído do bocal, pol.;

tr = espessura teórica do vaso, pol.;

F = fator que compensa a variação de tensão devido à pressão em vários planos do casco. Deve ser usado 1,00 exceto o recomendado em UG-37

temos:

$$d = 19,25" \text{ (corrosão: 6mm no diâmetro)}$$

$$tr = 0,343" = tc(cf. 4.1)$$

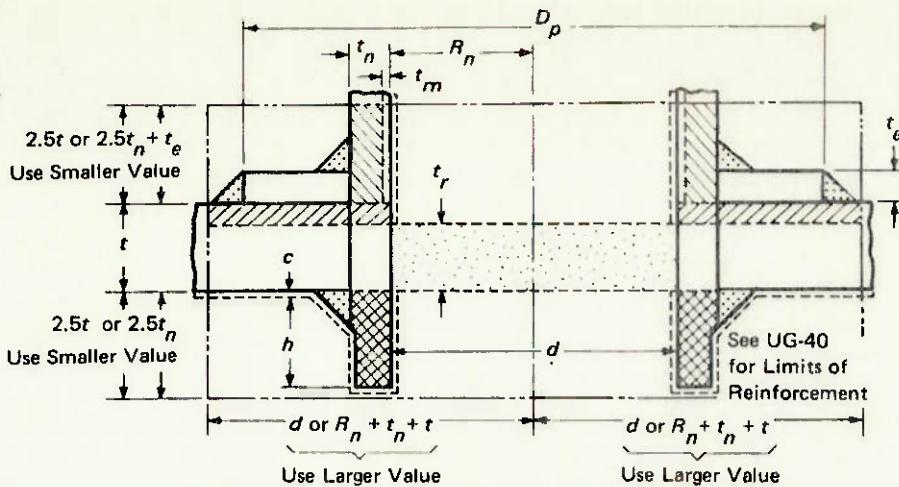
$$F = 1,00$$

daí: $A = 19,25 \cdot 0,343 \cdot 1,00 = 6,60 \text{ pol}^2 = 4260 \text{ mm}^2$

b) Reforço disponível: o maior entre estes dois valores de A_1 (b.1 ou b.2)

Fig. UA-280

SECTION VIII — DIVISION 1



WITHOUT REINFORCING ELEMENT

= $A = d \times t_r \times F$ = Area of reinforcement required

$$\begin{aligned} \text{Cross-hatch} = A_1 &= (E_1 t - F t_r) (d - R_n) 2 = (E_1 t - F t_r) d \\ &\quad \text{or} \\ &= (E_1 t - F t_r) (R_n + t_n + t - R_n) 2 = (E_1 t - F t_r) (t_n + t) 2 \end{aligned} \quad \left. \begin{array}{l} \text{Larger value is area of shell} \\ \text{available for reinforcement.} \end{array} \right\}$$

$$\begin{aligned} \text{Cross-hatch} = A_2 &= (t_n - t_{rn}) 2.5 t \times 2 = (t_n - t_{rn}) 5 t \\ &\quad \text{or} \\ &= (t_n - t_{rn}) 2.5 t_n \times 2 = (t_n - t_{rn}) 5 t_n \end{aligned} \quad \left. \begin{array}{l} \text{Smaller value is area of} \\ \text{nozzle wall available for} \\ \text{reinforcement.} \end{array} \right\}$$

$$\text{Cross-hatch} = A_3 = (t_n - c) h \times 2 = (t_n - c) 2 h^*$$

$$\text{Weld} = A_4 = \text{Area of welds}$$

If $A_1 + A_2 + A_3 + A_4 \geq A$ Opening is adequately reinforced.

If $A_1 + A_2 + A_3 + A_4 < A$ The difference must be supplied by reinforcing element or otherwise.

WITH REINFORCING ELEMENT

A, A_1, A_3, A_4 , same as without reinforcing element.

With a reinforcing element, $2.5 t_n$ is measured from the top surface of the reinforcing element.

A_2 becomes the smaller of $(t_n - t_{rn}) 5t$ or $(t_n - t_{rn}) (2.5 t_n + t_e) 2$.

Area of reinforcing element = $(D_p - d - 2 t_n) t_e = A_5$.

If $A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 \geq A$ opening is adequately reinforced.

*The nozzle projection will not corrode back of any attaching fillet, hence the term $(t_n - c)$ is slightly conservative.

FIG. UA-280 EXAMPLE OF A REINFORCED OPENING
(This Figure Illustrates a Common Nozzle Configuration and Is Not
Intended to Prohibit Other Configurations Permitted by the Code.)

$$(b.1) A_1(E_1 t - F_{tr}) \cdot d \text{ (pol}^2\text{)}, \text{ onde:}$$

$E_1 = 1$ quando a abertura está sobre placa sólida ou solda circumferencial, ou valor obtido da tabela UW-12 quando qualquer parte da abertura passa por outra qualquer junta soldada.

$t = \text{espessura real do casco menos sobreespesura de corrosão, pol.}$

daí:

$$A_1 = (1.0382 - 1.0,343) \cdot 19,25 = 0,751 \text{ pol}^2 = 484 \text{ mm}^2$$

$$(b.2) A_1 = (E_1 t - F_{tr})(t_{n+t}) \cdot 2 \text{ (pol}^2\text{)}, \text{ onde:}$$

$t_n = \text{espessura real do bocal menos sobreespessura de corrosão, mm}$

temos, conf. 8.3, que:

$$t_n + \text{espessura de corrosão} = 0,500", \text{ donde}$$

$$t_n = 0,382"$$

daí:

$$A_1 = (1.0,382 - 1.0,343)(0,382 + 0,382) \cdot 2 = \\ = 0,060 \text{ pol}^2 = 38 \text{ mm}^2$$

Portanto, temos A_1 de b.1: $A_1 = 0,75 \text{ (pol}^2\text{)} = 484 \text{ mm}^2 = 751 \text{ pol}^2$

c) Área de espessura em excesso na parede do bocal disponível para reforço: o menor entre estes dois valores de A_2 (c.1 ou c.2)

$$(c.1) \quad A_2 = (t_n - tr_n) \cdot 5t, \text{ onde}$$

tr_n = espessura requerida mínima no bocal sem costura, pol.

Cálculo de tr_n : é feito como na espessura do casco.

$$tr_n = \frac{P.R}{S.E - 0,6P} = \frac{109,8 \cdot 9,5}{15000 \cdot 1,0 - 0,6 \cdot 109,8}$$

$$tr_n = 0,070" = 1,77 \text{ mm}$$

Obs.: Os valores de P são os mesmos para o casco. Os dados do tubo podem ser encontrados em 8.3 e 3.2 então:

$$A_2 = (0,382 - 0,070) \cdot 5 \cdot 0,382 = 0,596 \text{ pol}^2 = 384 \text{ mm}^2$$

$$(c.2) \quad A_2 = (t_n - tr_n) \cdot 5 \cdot t_n$$

Como, em nosso caso, $t = t_n$, temos que $A_2 = 0,596 \text{ pol}^2 = 384 \text{ mm}^2$, o que mostra A_2 com iguais valores em (c.1) e (c.2)

daí: $A_2 = 0,596 \text{ pol}^2 = 384 \text{ mm}^2$

d) Reforço disponível quando o bocal entra no casco

$$A_3 = (t_n - c) \cdot 2h, \text{ onde}$$

c = espessura de corrosão, pol.;

h = comprimento do bocal dentro do vaso, pol. Se

$h > 2,5t$ ou $2,5t_n$ (o menor valor), deverá ser considerado este último. Havendo colar de reforço de espessura t_c , tomaremos então o menor va

lor entre h , $2,5t$ e $2,5(t_n + t_c)$

Temos então, $h = 2,5t_n$ ($t_n = t$, em nosso caso).

daí:

$$A_3 = (0,382 - 0,118) \cdot 2,2,5 \cdot 0,382$$

$$A_3 = 0,504 \text{ pol}^2 = 325 \text{ mm}^2$$

Deve-se ressaltar que neste caso ainda não se considerou o colar de reforço devido ao objetivo de saber se o mesmo é necessário.

e) Reforço fornecido pela solda (adota-se solda de $1/2"$ espessura)

$$A_4 = 4 \cdot \frac{b \cdot h}{2}, \text{ pol}^2, \text{ onde:}$$

$$\frac{b \cdot h}{2} = \text{área da solda, pol}^2$$

$$\text{daí: } A_4 = 4 \cdot \frac{1/2}{2}^2$$

$$A_4 = 0,500 \text{ pol}^2 = 323 \text{ mm}^2$$

f) Resultado comparativo

$$\text{Temos: } A_1 + A_2 + A_3 + A_4 = 2,351 \text{ pol} = 1516 \text{ mm}^2$$

$$\text{Então, vemos: } \sum_{i=1}^4 A_i < A$$

Portanto é necessário o colar de reforço

g) Colar de reforço

O usual é ter-se o raio externo do colar no mesmo valor do diâmetro interno do bocal corrido, d., mantendo-se a espessura deste reforço igual à espessura real não corroída do vaso.

Então, temos:

$$A_r = [D_p - (d + 2t_n)](t+c) \quad \text{onde:}$$

D_p = diâmetro externo do reforço, pol.

daí: $A_r = [38,5 - 20] \cdot 0,5$

$$A_r = 9,250 \text{ pol}^2 = 5968 \text{ mm}^2$$

A área da solda para o reforço será incorporada à área A_4 , que agora será:

$$A_4 = 6 \cdot \frac{1/2}{2}^2 = 0,750 \text{ pol}^2 = 484 \text{ mm}^2 \quad (0,250 \text{ pol}^2 \text{ maior que o valor anterior})$$

h) Conclusão

A área agora disponível para reforço é:

$$A_t = 2,351 + 0,250 + 9,250 = 11,851 \text{ pol}^2 = 7646 \text{ mm}^2$$

E, como $A = 6,60 \text{ pol}^2$, temos $A_t > A$

Portanto, o colar de reforço adicionado é suficiente e será adotado.

9.2 - Bocais de visita ($\phi_{nom} = 24''$)

a) Área requerida para reforço:

$$A = d \cdot tr \cdot F$$

$$d = 23,25"$$

$$tr = 0,343"$$

$$F = 1,00$$

$$A = 23,25 \cdot 0,343 \cdot 1,00$$

$$A = 7,975 \text{ pol}^2 = 5145 \text{ mm}^2$$

b) Reforço disponível na espessura em excesso do va
so (menor entre b.1 e b.2)

$$(b.1) \quad A_1 = (E_1 \cdot t - F \cdot tr) \cdot d$$

$$A_1 = (1.0,382 - 1.0,343) \cdot 23,25$$

$$A_1 = 0,907 \text{ pol}^2 = 585 \text{ mm}^2$$

$$(b.2) \quad A_1 = (E_1 \cdot t - F \cdot tr) (t_n + t) \cdot 2$$

$$A_1 = 0,060 \text{ pol}^2 = 38 \text{ mm}^2 \text{ (igual a 9.1, b, b.2)}$$

Portanto, temos A_1 de b.1:

$$A_1 = 0,907 \text{ pol}^2 = 585 \text{ mm}^2$$

c) Área de espessura em excesso na parede do bocal
disponível para reforço: o menor entre estes dois
valores de A_2 (c.1 ou c.2)

$$(c.1) \quad A_2 = (t_n \cdot tr_n) \cdot 5t$$

$$\text{Temos: } tr_n = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0,6P} = \frac{109,8 \cdot 11,5}{15000 \cdot 1 - 0,6 \cdot 109,8}$$

$$tr_n = 0,085 \text{ pol} = 2,15 \text{ mm}$$

daí: $A_2 = (0,382 - 0,085) \cdot 5 \cdot 0,382 = 0,567 \text{ pol}^2 = 366 \text{ mm}^2$

(c.2) Como em 9.1, temos valores iguais de A_2 em c.1 e c.2

Portanto

$$A_2 = 0,567 \text{ pol}^2 = 366 \text{ mm}^2$$

d) Reforço disponível quando o bocal entra no casco.

Os bocais de visita neste projeto não penetraram no casco. Portanto $A_3 = 0$

e) Área fornecida pela solda (adota-se solda de $1/2"$ de espessura)

$$A_4 = 4 \cdot \frac{b \cdot h}{2}, \text{ pol}^2 \text{ (mesmos valores de 9.1e)}$$

portanto:

$$A_4 = 0,500 \text{ pol}^2 = 323 \text{ mm}^2$$

f) Resultado comparativo

Temos: $A_1 + A_2 + A_4 = 1,974 \text{ pol}^2 = 1274 \text{ mm}^2$

Então vemos: $(A_1 + A_2 + A_4) < A$

Portanto é necessário o Colar de Reforço

g) Colar de reforço

Com as mesmas considerações de 9.1g, chegamos a

$$D_p = 46,5"$$

$$A_r = [D_p - (d+2t_h)](t+c) = 46,5 - 24,0,5$$

Portanto:

$$A_r = 11,250 \text{ pol}^2 = 7258 \text{ mm}^2$$

E a área A_4 será aumentada em $0,250 \text{ pol}^2$

h) Conclusão

A área agora disponível para o reforço é:

$$A_t = 1974 + 0,250 + 11,250 = 13,474 \text{ pol}^2 = 8693 \text{ mm}^2$$

E como $A = 7,975 \text{ pol}^2$, temos que $A_t > A$

Portanto, o colar de reforço adicionado é suficiente, e será adotado.

9.3 - Bocaia e saídas menores

O uso corrente é o de se considerar, abaixo de 3" de diâmetro nominal, todas as saídas suficientemente resistentes de modo a não necessitar reforços, a não ser em casos especiais onde as condições a que se submete o vaso são incomuns e qualquer eventual falha possa causar grandes perdas. Sendo que isto não ocorre em nosso projeto, colocaremos estas outras saídas sem reforços adicionais.

10. CÁLCULO DO PESO DO VASO E ACESSÓRIOS (para determinação de suportes)

Para a determinação do peso do vaso e acessórios, deve-se ter alguns valores usuais, pré-estabelecidos, aproximados que podem ser encontradas em manuais ou já disponíveis em empresas especializadas (que possem seus próprios padrões), como é o caso desses abaixo mencionados.

Elemento, com características e acessórios	Peso por unidade Kgf (1bf)
Bocal de visita 24", classe 150lb, com tampa	358,3 (790)
Bocal 20", flange weld neck, + Pescoço + Reforço	102,1 (225)
Bocal 2", flange weld neck, + pescoço	4,1 (9)
Tubo 2", sched.160, por metro	11,0 (24,3)

Deve-se observar no cálculo a seguinte contagem:

- 2 bocais de visita, ϕ_{nom} 24";
- 2 bocais ϕ_{nom} 20", de entrada e saída de gás;
- 1 bocal ϕ_{nom} 2", de saída do líquido;
- aproximadamente 1,5m de tubo de 2" sched 160, para o dreno;
- nível superior de líquido do vaso (adotado 1,80m);
- peso do casco;
- peso do tampo;
- peso de acessórios e isolamento

10.1 - Peso do casco

O peso do casco será o peso do cilindro menos o material retirado para os bocais.

a) Volume do cilindro

$$V = \pi \cdot d_m \cdot h \cdot t_a \quad (m^3) \quad \text{onde:}$$

d_m = diâmetro médio do vaso, m

h = altura do vaso, m

t_a = espessura real do vaso, m

$$d_m = d_{int} + t_a, \quad \text{onde:}$$

$$d_{int} = 1,850 \text{ m} \quad (\text{de 1})$$

$$t_a = 1/2" = 12,7 \text{ mm} \quad (\text{de 4.3})$$

$$h = 4,7 \text{ m} \quad (\text{de 1.})$$

$$d_m = 1,850 + 0,0127 = 1,8627 \text{ m}$$

$$\text{Tiramos: } V = \pi \cdot 1,8627 \cdot 4,7 \cdot 0,0127$$

$$V = 0,3493 \text{ m}^3$$

Mas, com o volume retirado pelos bocais de vista e entrada e saída de gás:

$$V_r = 2 \cdot \pi \cdot d_{iv} \cdot t_a + 2 \cdot \pi \cdot d_{ig} \cdot t_a$$

d_{iv} = diâmetro interno do bocal de vista, pol.,

d_{ig} = diâmetro interno dos bocais de entrada e saída de gás, pol.

$$V_r = 2 \cdot 23 \cdot 0,5 + 2\pi \cdot 19 \cdot 0,5 = 2\pi \cdot 0,5(19+23) = \pi \cdot 42 \text{ pol}^3$$

$$V_r = 2,162 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

então:

$$V_{cil} = V = V_r$$

$$V_{cil} = 0,3471 \text{ m}^3$$

b) Volume dos tampos

A área aproximada de um tampo elíptico 2:1 é:

$$A_t = 1,15 \cdot d_{int}^2$$

Como em nosso caso temos um tampo elíptico 2:1, isto é, o raio interno do vaso é o dobro da altura interna do tampo, então:

$$A_t = 1,15 \cdot 1,85^2 = 3,936 \text{ m}^2$$

Pode-se dizer, sem grande margem de erro, que o volume de tampo é dado pelo produto desta área pela espessura do mesmo. Assim,

$$V_t = A_t \cdot t_a = 3,936 \cdot 0,5 \cdot 25,4 \cdot 10^{-3}$$

$$V_t = 0,0500 \text{ m}^3$$

c) Volume total do casco

Como temos 2 tampos, vemos:

$$V_{casco} = V_{cil} + V_t = 0,3471 + 2 \cdot 0,0500$$

$$V_{casco} = 0,4471 \text{ m}^3$$

d) Peso do casco

Dado que o peso específico do aço é $7,85 \text{ Kgf/dm}^3$, temos:

$$P_{casco} = 0,4471 \cdot 10^3 \cdot 7,85$$

$$P_{casco} \approx 3510 \text{ Kgf}$$

10.2 - Peso de outros acessórios

Podemos executar a somatória de pesos acessórios, usando a tabela:

2 bocais de visita, 24"	1580
2 bocais 20", com flange, pESCOÇO e reforço	450
1 bocal 2", com flange e reforço	9
2m tubo 2", para saída do dreno	22
Total	2061 lbf

Portanto, o peso de acessórios maiores é:

$$P_a = 2061 \text{ lbf} = 935 \text{ kgf}$$

10.3 - Peso de outros itens não relacionados. Peso do vaso sem líquido.

O peso de itens como: isolamento, válvulas de segurança e instrumentos não é conhecido. Pode-se, então, tomar um valor arbitrário para representá-lo, a fim de tornar o peso ob

tido a favor da segurança. Faz-se, então, o peso total do vaso sem líquido como 1,1 vezes o peso do item 10.1 somado ao 10.2:

$$P_{sl} = 1,1(P_a + P_{casco})$$

Então: $P_{sl} = 1,1(935 + 3510) = 4890 \text{ Kgf}$

(o peso adicionado é, então, de 445 Kgf)

10.4 - Peso do fluido líquido interior

Admitir-se-á o nível do líquido máximo a 2,5m. E como o peso específico do mesmo é 718 Kgf/m³, cf.1, temos:

$$\text{Volume de líquido: } V_{liq} = V_{cil} + V_{tampo}$$

$$V_{cil} = \frac{\pi \cdot d_{int}^2 \cdot h_{lq}}{4} \quad \text{e} \quad V_{tampo} = 0,1309 d_{int}^3$$

(tampo 2:1)

onde: h_{lq} = altura do líquido máxima, m

d_{int} = diâmetro interno do casco, m

$$\text{daí: } V_{cil} = \frac{\pi \cdot 1,85^2 \cdot 2,5}{4} = 6,720 \text{ m}^3$$

$$V_{tampo} = 0,1309 \cdot 1,85^3 \cdot 2,5 = 0,829 \text{ m}^3$$

$$\text{então: } V_{liq} = 6,720 + 0,829 = 7,549 \text{ m}^3$$

O peso do líquido será:

$$P_{lq} = 718 \cdot 7,549 = 5420 \text{ Kgf}$$

10.5 - Peso total do vaso

$$P_t = P_{sl} + P_g = 5420 + 4890$$

$$P_t = 10310 \text{ Kgf}$$

11. EFEITOS DO VENTO

A carga devido ao vento pode ser calculada pelas seguintes normas:

- ASA A58.1 - 1955
- ANSI A58.1 - 1972
- NB 599 (Norma ABNT)

Proceder-se-á ao cálculo conforme ASA A58.1, que se adequa às Normas Americanas usadas em outros pontos e que, embora seja anterior à ANSI A58.1, é de mais simples uso.

11.1 - Pressão do vento

Temos que a pressão de estagnação do ar, num determinado ponto, em termos relativos, é:

$$p_0 = \rho \frac{V^2}{2}, \quad \text{onde:}$$

ρ = densidade do ar, Kg/m^3

V = velocidade do ar m/s

p_0 = pressão de estagnação, P_a

A densidade do ar é $1,22 \text{ Kg/m}^3$ a 15°C .

Devido a ser uma região aberta, tomaremos o vento para um caso extremo:

$$V = 120 \text{ Km/h} = 33,3 \text{ m/s}$$

Então:

$$p_0 = \frac{1,22 \cdot 33,3^2}{2} = 678 \text{ Pa} = 69 \text{ Kgf/m}^2$$

Este valor é semelhante ao recomendado pela ASA (66 Kgf/m^2).

11.2 - Força distribuída da pressão

Devemos avaliar o diâmetro externo com isolamento. Considerar-se-á um isolamento de 2":

$$D_{\text{ext}} = d_{\text{int}} + 2t + \text{isol.} = 1,850 + 0,025 + 10,102$$

$$D_{\text{ext}} = 1,977 \text{ m} \approx 2,0 \text{ m} \approx 78"$$

A norma ASA A58.1 nos dá:

$$q = D_e \cdot B \cdot p_w$$

onde:

B = fator para corrigir a projeção da área do vaso, conforme sua forma;

$$D_e = K_d \cdot D_{\text{ext}}, \text{ m};$$

K_d = Coeficiente experimental dependente de D_{ext} , conforme a tabela;

$$p_w = p_0, \text{ pressão de estagnação, Kgf/m}^2$$

q = força distribuída da pressão, Kgf/m

O fator B é 0,6 para cilindros. Da tabela, $K_d = 1,30$.

D_{ext}, pol	K_d
< 36	1,50
$36 \leq D_{ext} < 60$	1,40
$60 < D_{ext} < 84$	1,30
$84 < D_{ext} < 108$	1,20
$D_{ext} \geq 108$	1,18

Assim, temos:

$$q = D_{ext} \cdot K_d \cdot B \cdot p_0 = 2,0 \cdot 1,3 \cdot 0,6 \cdot 69$$

$$q = 108 \text{ Kgf/m}$$

Esta carga é distribuída por toda altura do vaso, e será usada no cálculo do suporte e espessura de saia.

12. ESPESSURA DA SAIA DE SUPORTE

A saia de suporte terá uma altura de 2m suficiente para a passagem do dreno, colocação de cumbadores e acesso da tubulação. Para o cálculo de sua espessura usaremos dados dos itens 10 e 11.

12.1 - Peso da saia

O peso da saia é calculado já com a consideração de

q = força distribuída da pressão, Kgf/m

O fator B é 0,6 para cilindros. Da tabela, $K_d = 1,30$.

D_{ext} , pol	K_d
< 36	1,50
$36 \leq D_{ext} < 60$	1,40
$60 < D_{ext} < 84$	1,30
$84 < D_{ext} < 108$	1,20
$D_{ext} \geq 108$	1,18

Assim, temos:

$$q = D_{ext} \cdot K_d \cdot B \cdot p_0 = 2,0 \cdot 1,3 \cdot 0,6 \cdot 69$$

$$q = 108 \text{ Kgf/m}$$

Esta carga é distribuída por toda altura do vaso, e será usada no cálculo do suporte e espessura de saia.

12. ESPESSURA DA SAIA DE SUPORTE

A saia de suporte terá uma altura de 2m suficiente para a passagem do dreno, colocação de cumbadores e acesso da tubulação. Para o cálculo de sua espessura usaremos dados dos itens 10 e 11.

12.1 - Peso da saia

O peso da saia é calculado já com a consideração de

sua espessura. O que se deve fazer, posteriormente, é verificar a resistência.

Este peso é dado através do projeto do volume da saia por seu peso específico.

$$V_{saia} = \pi \cdot d_m \cdot t \cdot h_{saia}$$

onde: d_m = diâmetro médio da saia, m

t = espessura da saia, m

h_{saia} = altura da saia, m

$$V_{saia} = \pi \cdot 1,8627 \cdot 0,0127 \cdot 2 = 0,1486 \text{ m}^3$$

$$P_{saia} = 0,1486 \cdot 7850 = 1167 \text{ Kgf}$$

12.2 Tensões na base. Verificação da resistência da saia

O material da saia é o mesmo do casco, A-285 Gr C.

Para aplicações não submetidas a pressão, temos:

$$S_a = 20000 \text{ psi} \approx 1400 \text{ Kgf/cm}^2 \quad (S_a = \text{tensão admissível})$$

A tensão atuante na base é:

$$S_c = \frac{P}{A} + \frac{M}{W} \quad (\text{compressão}) \quad (1); \quad S_t = \frac{M}{W} - \frac{P}{A} \quad (\text{tração}) \quad (2)$$

Onde $W \approx \pi \cdot \frac{d_m^2}{4} t = \text{módulo de resistência à flexão,}$
 $\text{m}^3;$

$$P = P_t + P_{saia}, \text{ Kgf;}$$

M = momento na base, devido ao vento, Kgf.m;

$A = \pi \cdot d_m \cdot t = \text{área da saia na base, m}^2$.

O momento de flexão na base pode ser dado como se gue:

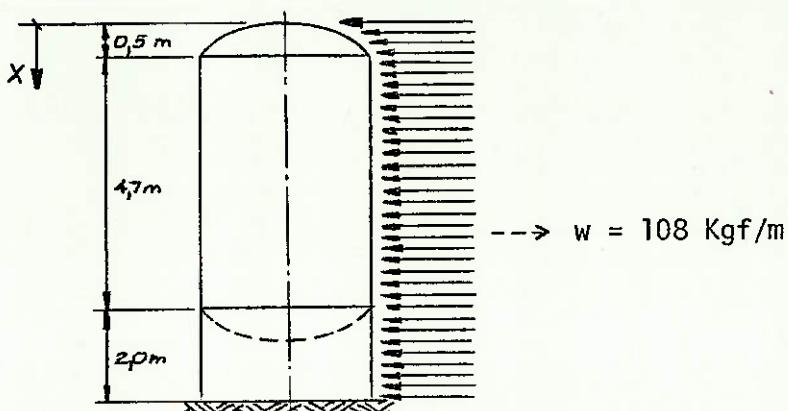
$$M_x = qx \cdot \left(l - \frac{x}{2}\right) = qxl - q \cdot \frac{x^2}{2}$$

e, para $x = l$ (na base):

$$M_l = M = ql^2 - q \cdot \frac{l^2}{2}$$

daí:

$$M_l = M = \frac{ql^2}{2}$$



Com os valores de $q (=108 \text{ Kgf/m})$ e $(4,7+0,5+2,0 = 7,2\text{m})$, além dos outros já conhecidos, pode-se calcular P, A, M e W :

$$P = 10310 + 1167 = 11477 \text{ Kgf};$$

$$A = \pi \cdot 1,8627 \cdot 0,0127 = 0,0743 \text{ m}^2;$$

$$M = 108 \cdot \frac{7,2^2}{2} = 2800 \text{ Kgf.m};$$

$$W = \frac{\pi \cdot 1,8627^2 \cdot 0,0127}{4} = 0,0346 \text{ m}^3$$

Efetua-se os cálculos de S_c e S_t :

$$S_c = \frac{11477}{0,0743} + \frac{2800}{0,0346} = 235400 \text{ Kgf/m}^2 = 23,5 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$S_t = \frac{2800}{0,0346} - \frac{11477}{0,0743} = -73550 \text{ Kgf/m}^2; \text{ a tensão é ainda de compressão.}$$

Deve-se testar, agora, a mesma carga de vento submetendo o vaso sem líquido. Neste caso, temos:

$$S_{t_1} = \frac{W}{A} - \frac{P_1}{A},$$

onde:

$$P_1 = P_{saia} + P_{sl}, \text{ Kgf};$$

$$P_{sl} = \text{peso do vaso sem líquido, Kgf (de 10.3).}$$

$$P_1 = 4890 + 1167 = 6057 \text{ Kgf}$$

Então:

$$S_{t_1} = \frac{2800}{0,0346} - \frac{6057}{0,0743} = 600 \text{ Kgf/m}^2 = 0,06 \text{ Kgf/cm}^2$$

Obs: Notar que, neste caso, o valor obtido é próximo de nulo.

Isto pode ser comprovado à medida que se usassemos para W a fórmula real $W = \frac{\pi}{32} \left(\frac{d_{ext}^4 - d_{int}^4}{d_{ext}} \right)$ ao invés de $W = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot t}{4}$, a proximada, o resultado seria $\sim 110 \text{ Kgf/m}^2$, irrisório. Deve-se ainda relembrar que o $\sigma_{adm} = 1400 \text{ Kgf/cm}^2 = 1,4 \cdot 10^7 \text{ Kgf/m}^2$.

Assim, temos:

$$S_{c_{\max}} = S_c = 23,5 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$S_{t_{\max}} = S_{t_1} = 0$$

Portanto, a saia sofre uma compressão máxima, na ba

se, de $23,5 \text{ Kgf/cm}^2$, suportando-a sem problemas.

13. APLICAÇÃO DE PARAFUSOS CHUMBADORES

Tomam-se as seguintes considerações:

- Peso do vaso sem líquido;
- A força de cisalhamento é fornecida pelo atrito do suporte com o solo.

Sendo N o número de parafusos usados, é fácil perceber que, devido ao vento, apenas $N/2$ parafusos responderão à solicitação de momento. E, por outro lado, o peso agirá em sentido contrário, pressionando os parafusos. Tem-se que, em relação à linha de centro da base da saia, conforme figura, os esforços nos parafusos serão:

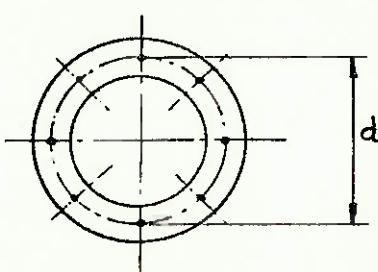
$$\frac{N}{2} \cdot S \cdot A_p = \frac{M}{d/2} - \frac{P_1}{2} \quad \text{onde:}$$

M = momento na base, Kgf.cm (12.2);

A_p = área útil de um parafuso

P_1 = peso do vaso sem líquido e saia, Kgf

S = tensão atuante no parafuso, Kgf/cm^2



Obtemos, então, para a tensão admissível:

$A_p = \left[\frac{4M}{d} - P_1 \right] / N.S_a$, que é a fórmula normalmente usada.

Os seguintes valores são usados:

$$d = \text{diâmetro externo da saia} + 100 \text{ mm} \\ = 1850 + 25,4 + 100 = 1975,4 \text{ mm} = 197,54 \text{ cm}$$

Material de parafusos: A307 grB Número usado: N = 8

Pelo manual da AISC (Norma Americana referente a construções estruturais), temos 20000 psi como tensão admissível. Porem devido à natureza dinâmica da carga e ao baixo custo do parafuso, além de eventuais sobrecargas e outros fatores, usaremos:

$$S_a = 15000 \text{ psi} \approx 1050 \text{ Kgf/cm}^2$$

Assim, para $A_p = \frac{\pi d_p^2}{4}$ (d_p = diâmetro útil do parafuso)

$$d_p = \left[\frac{(4M/d - P_1)}{N.S_a} \cdot \frac{4}{\pi} \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{4.280000/197,54 - 4890}{8.1050} \cdot \frac{4}{\pi} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$d_p = 0,34 \text{ cm}$$

Isto é apenas uma confirmação daquilo já obtido no item 12.2, e frisado na observação. Os parafusos serão usados sómente para fixar ao solo o vaso, protegendo-o de cargas eventuais. Devido ao baixo custo, pode-se arbitrariamente escolher:

$$\phi_{chumb} = 3/4"$$

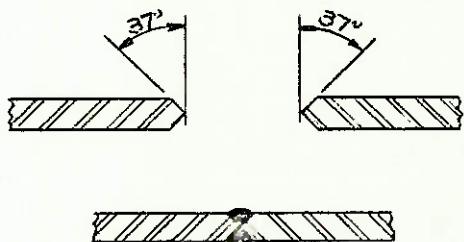
A soldagem de chapas no vaso de pressão, tanto no casco quanto em bocais e suportes, deverá estar de acordo com as normas pré-estabelecidas pela AWS-American Welding Society. Outrossim, é recomendado usar-se o estabelecido pelo código ASME: div.II part C e div.IX.

Os desenhos de detalhes de solda na junção com o suporte serão fornecidos em conjunto com este trabalho, bem como outros detalhes referentes à construção. Algumas informações importantes aqui estão:

14.1 - *Detalhes das junções*

As junções de topo terão entalhes em duplo "V", para permitir a soldagem em ambos os lados. Tem-se a mesma espessura de chapa tanto no tampo quanto no casco, de modo que a junção do tampo no casco terá a mesma forma das junções entre chapas inferiores ao casco.

O detalhe típico recomendado dos entalhes é abaixo reproduzido:



O tipo de soldagem recomendado às partes principais do vaso é a Soldagem por Arco Submerso (SAW). Este processo é quase inteiramente automático; porém as costuras devem ser fei

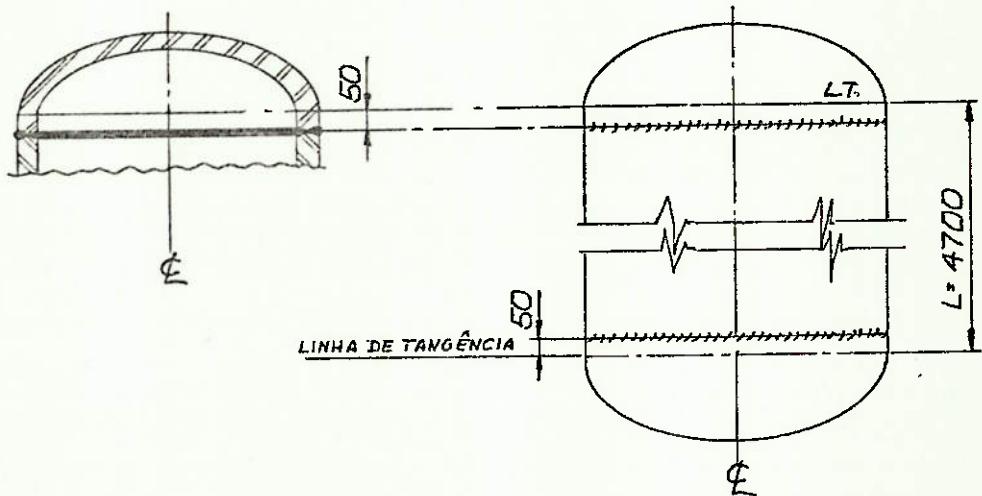
tas na posição horizontal. Os ângulos acima representados são recomendados para a melhor acomodação do metal de solda.

Em locais de mais difícil acesso para o sistema SAW usar-se-á a Solda Elétrica Manual (SMAW). Esta se aplicará, pois, aos bocais, suportes da saia, luvas, eventuais reparos. Para tanto, é necessário um soldador com boa experiência, a ser inspecionado dentro do ASME sec.IX e das novas AWS.

O eletrodo a ser usado, bem como comentários sobre inspeção e normas, podem ser encontrados no item 3.

14.2 - Junções de tampo e casco

Para se evitar eventuais concentrações de tensões nas junções tampo/casco, é adotado o procedimento de prover o tampo com um pequeno comprimento adicional cilíndrico, colocando-se a costura abaixo de pontos eventualmente críticos. No presente caso analisado, pode-se compreender melhor através da figura abaixo:



Pode-se ver, assim, que a costura de solda se encontra 50 mm abaixo da Linha de Tangência (L.T.), permitindo que, desta forma, as tensões a que a junção se submeter não sofra tensões adicionais de concentração, tendo, ao contrário, o comportamento de outras costuras circunferenciais do casco sujeitas a tensões de tração longitudinais.

14.3 - Junções de bocais e luvas

As junções de bocais e luvas, conforme dito em 14.1, serão feitas pelo processo manual (SMAW). A solda a ser aplicada é do tipo filete, e para melhor idéia do formato é recomendável reportar-se ao item deste trabalho referente ao cálculo de reforços em bocais, onde se encontra a fig.UA-280, pg 440, do ASME sec.VIII div.I de 1977.

Serão usados filetes de 1/2" de espessura, nos bocais e respectivos reforços, e de 3/8" em luvas.

14.4 - Junção de saia e casco. Outras junções. Observações.

As junções de saia e casco terão a solda representada em detalhe do Desenho de Fabricação do Vaso. Também neste caso será preciso habilidade do operador, pois a solda exigida também se fará pelo processo SMAW.

Junções entre saia e suportes da saia, saia e respiro da saia e outras deverão igualmente ser executadas pelo processo SMAW, e onde couber o caso deverão ser inspecionadas pelas normas AWS e ASME.

Para a execução de todas as junções pertencentes ao

vaso, consultar a parte UW da sec.VIII, div.1 do ASME. Todos os itens que dorem pertinentes devem ser obedecidos.

15. ALTERAÇÕES EM TENSÕES LONGITUDINAIS DO CASCO DEVIDO AO PESO E VENTO

Pode-se dizer que no fundo do vaso, a tensão longitudinal calculada anteriormente será acrescida de tensões aplicadas pelo peso e vento. É recomendável, portanto, a verificação da tensão longitudinal em fibras acima da junção com o suporte e abaixo da mesma.

15.1 - *Acima do suporte*

O peso do vaso, exceto o tampo inferior e o líquido, somado com a carga do vento, implicarão em tensões adicionais.

L_1 = comprimento até a L.T. inferior, m;

$P_{s\ell_1}$ = peso do vaso sem líquido, sem tampo inferior, Kgf;

q = carga do vento, Kgf/m;

Sabemos, de itens anteriores:

$$L_1 = 4,7 + 0,5 = 5,2 \text{ m}$$

$$P_{s\ell_1} = 4890 - 0,05 \cdot 10^3 \cdot 7,85 \approx 4500 \text{ Kgf}$$

$$q = 108 \text{ Kgf/m}$$

Obs.: Para $P_{s\ell_1}$ consultar item 10.

A tensão adicional S_{ad} é dada por:

$$S_{ad} = \frac{M_1}{W} - \frac{P_{s\ell_1}}{A} \text{ (tração)} \quad S_{ad} = \frac{M_1}{W} + \frac{P_{s\ell_1}}{A} \text{ (compressão)}$$

Temos W e A iguais ao da saia, item 12.2:

$$W = 0,0346 \text{ m}^3 \quad \text{e} \quad A = 0,0743 \text{ m}^2$$

Temos, ainda: $M_1 = L_1 \cdot q = 5,2 \cdot 108 = 562 \text{ Kgf.m}$

então:

$$S_{ad} = \frac{562}{0,0346} \pm \frac{4500}{0,0743} = 16243 \pm 60565$$

Podemos concluir:

$$S_{ad} = -44322 \text{ Kgf/m}^2 \quad (\text{"tração"})$$

$$S_{ad} = 76808 \text{ Kgf/m}^2 \quad (\text{"compressão"})$$

$$S_{ad} = 7,7 \text{ Kgf/cm}^2 : \text{maior compressão adicional}$$

$$S_{ad} = 4,4 \text{ Kgf/cm}^2 : \text{menor compressão adicional}$$

Portanto, vemos que em ambos os casos há um incremento em tensão de compressão, porque o peso prevalece sobre a carga do vento mesmo no lado tracionado (menor compressão adicional).

15.2 - Abaixo do suporte

Abaixo do suporte, isto é, depois da solda da saia, é aplicado apenas o peso do líquido e eventuais tensões que a saia não absorva. É compreensível, no entanto, que embora a saia não absorva todos os eforços, a parte que ainda resta ao

vaso é de determinação trabalhosa, devendo ser calculada com métodos não convencionais. As tensões deverão ser iminentemente de tração.

16. ISOLAMENTO DO VASO

O isolamento ao qual o vaso será submetido deve ser determinado em cálculos de Engenharia de Processos. Entretanto há certas espessuras normalmente usadas, às quais se aplicam muitos casos:

$$t_{isol} = 25, 50, 65, 75, 100 \text{ mm} \quad (1", 2", 2 \frac{1}{2} ", 3", 4")$$

O material usado pode ser cortiça, lâ de vidro, hidrosilicato de cálcio e outros.

Em nosso caso, usaremos:

Material: Hidrosilicato de cálcio

Espessura: $t = 65 \text{ mm} (2 \frac{1}{2} ")$

Revestimento: folhas de alumínio, liso ou corrugado

O hidrosilicato de cálcio é o material mais usado em isolamento; as folhas de alumínio o protegem da umidade, que o deteriora.

17. CÁLCULO DO APROVEITAMENTO DE CHAPAS

Para os materiais como aços carbono comuns, como o caso presente, a CSN fornece chapas com as seguintes medidas:

Espessura pol	Medidas (aprox.) mm (ft)
Até 3/16"	1500 x 6090 (5 x 20)
≥ 3/16"	2400 x 9100 (8 x 30)

No casco temos:

$$\text{Altura: } h = 4,7 \text{ m}$$

$$\text{Diâmetro: } d_{\text{ext}} = 1,875 \text{ m}; d_{\text{int}} = 1,850 \text{ m}; d_m = 1,863 \text{ m}$$

O perímetro médio do vaso é:

$$2p = \pi \cdot d_m = \pi \cdot 1,863 = 5,89 \text{ m}$$

A chapa a ser usada é:

$$A = 285 \text{ Gr C; } 1/2" \times 2400 \times 9100$$

O vaso é um cilindro de $\phi 1,875 \times 4,7 \text{ m}$; Área = $27,7 \text{ m}^2$

17.1 - Uso vertical das chapas

a) Cortar $2,4 \times 4,7$ (sobra $9,1 - 4,7 = 4,4 \text{ m}$) :

Recorte 1 (1º chapa);

b) Colocar sobra de $2,4 \times 4,4$ verticalmente ao lado do recorte 1;

c) Cortar $2,4 \times 0,3$ (sobra $9,1 - 0,3 = 8,8 \text{ m}$): Recorte 2 (2º chapa);

d) Cortar $1,09 \times 4,7$ (retirado da sobra) para comple

tar o casco (sobra = $8,8 - 4,7 = 4,1\text{m}$) : Recorte 3;

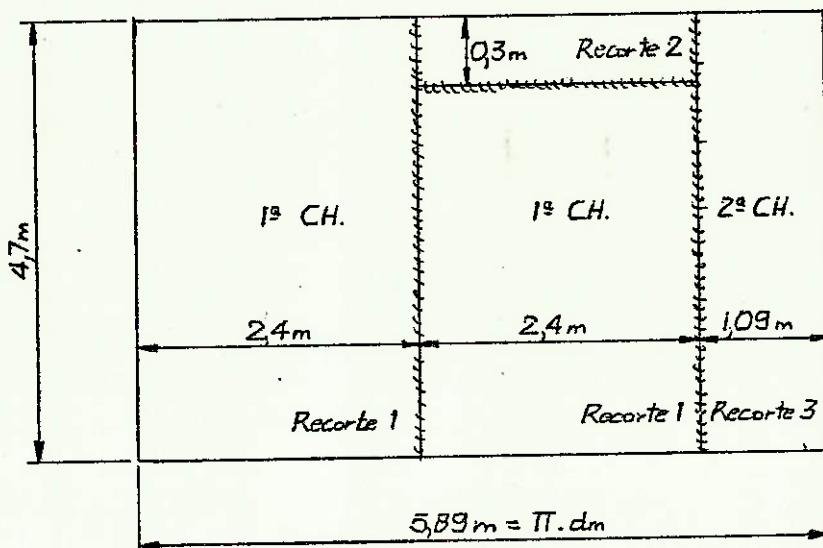
e) Cortar chapa para completar saias

Chapa complementar: comprimento: $5,89 - 4,1 = 1,79\text{m}$ (3^a chapa)

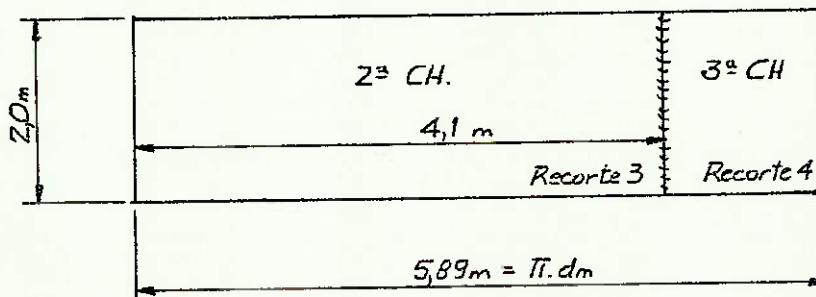
Largura: 2,0m (Recorte 4)

Sobra: $9,1 - 1,79 = 7,31\text{m}$ ($= 2,4 \times 7,31\text{m}$) : usar nos tampos e reforços.

f) Soldar conforme a figura; depois calandrar:



CASCO
Comp. de Soldagem:
 $C = 3 \cdot 4,7 + 2 \cdot 2 = 16,5\text{m}$



SAIA
Comp. de Soldagem:
 $C = 2 \cdot 2 = 4\text{m}$

g) Sobras conforme figura (finais) de cada chapa

Chapa 1: completamente utilizada

Chapa 2: Retalho formado dos seguintes retângulos:

$$1,31 \times 4,7\text{m} + 0,4 \times 4,1\text{m}$$

Chapa 3: Retalho de $0,4 \times 1,79\text{m}$ e sobra de $2,4 \times 7,31\text{m}$

h) Sobra após feitura de tampos:

suposto usar $2,4 \times 2,4$ para cada tampo.

2 tampos = $2,4 \times 4,8$, retirado da sobra da chapa 3.

Final: sobra de $2,4 \times 2,51\text{m}$ e Retalho de $0,4 \times 1,79\text{ m}$

Área de sobras + retalhos:

$$A_s = 2,4 \times 2,51 + 0,4 \times 1,79 + 1,31 \times 4,7 + 0,4 \times 4,1 = \\ = 14,537 \text{ m}^2$$

17.2 - Uso horizontal das chapas

a) Cortar $2,3 \times 5,89\text{ m}$ (sobra $9,1 - 5,89 = 3,21\text{m}$): Recorte 1;

b) Cortar $2,3 \times 3,21\text{m}$ da sobra: Recorte 2

Colocar acima do recorte 1);

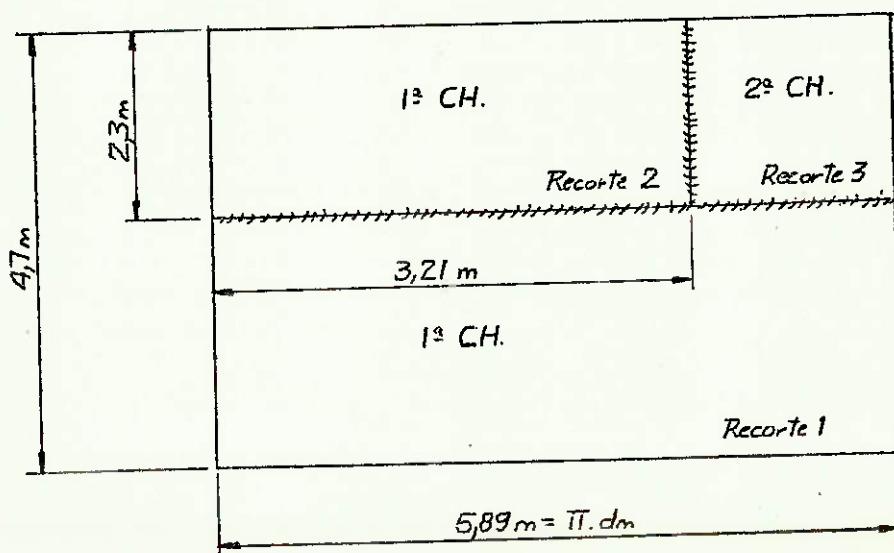
d) Cortar $2,3 \times 2,68\text{m}$ (sobra $9,1 - 2,68 = 6,42\text{m}$): Recorte 3. Completar o casco.

e) Cortar sobra para confeccionar saia

Cortar $2,0 \times 5,89\text{m}$ da sobra (ainda restam $2,4 \times 0,56\text{m}$).

Recorte 4;

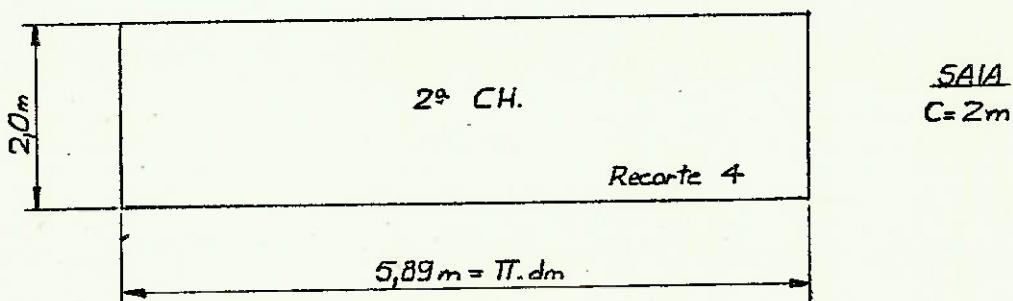
f) Soldar conforme a figura; depois calandrar.



CASCO

Comp. de Soldagem:

$$C = 5,89 + 2,3 + 4,7 = 12,81$$



g) Sobras conforme figura (finais) de cada chapa.

Chapa 1: 0,1 x 3,21 m

Chapa 2: Retalhos formados das seguintes retângulos:

0,1 x 2,68m + 0,4 x 5,89 e sobra de 2,4 x 0,53m

h) Feitura de tampos

É preciso usar a 3º chapa, num comprimento total de

$$2 \times (2,4 \times 2,4) = 2,4 \times 4,8 \text{ (sobra: } 9,1 - 4,8 = 4,3\text{m)}$$

i) Sobra total

$$\begin{aligned} A_s &= 2,4 \times 4,3 + 0,1 \times 3,21 + 0,1 \times 2,68 + 0,4 \times 5,89 + 2,4 \times 0,53 \\ &= 14,537 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

17.3 - Comentários e escolha de solução

É evidente que a sobra A_s deveria ser a mesma em ambos os casos, visto que usou-se o mesmo número de chapas. Deve-se, no entanto, notar que o casco e saia foram cobertos em 17.2 com somente duas chapas, sendo a 3^ª usada somente no tampo.

Note-se, também, que as sobras de 17.2 contam com 1 pe

daço grande ($2,4 \times 4,3m$), de maior valia em outros usos, cobrindo 71% da sobra total, indicando maior racionalização. O custo de solda em 17.1 é para $20,5m$ ($16,5 + 4$) de comprimento de solda de solda em 17.1 é para $20,5m$ ($16,5 + 4$) de comprimento de solda, enquanto em 17.2 temos $14,89m$ ($12,89 + 2$), que é 27% a menos, representando economia e segurança. Enfim, notar que as soldas de 17.1 estão em maioria sujeitas a tensões circunferenciais, em cerca do dobro daquelas em 17.2, longitudinais. É este o fato decisivo, e deve ser o preponderante na escolha. O motivo de 17.2 é absolutamente melhor e, também, deve-se observar que as tensões preferenciais de solda, longitudinais, é o normalmente usado. Usa-se 17.2.

18. DESNEBULIZADOR

O desnebulizador é constituído por uma espécie de malha metálica onde, passando o fluxo de gás, é separado o líquido do gás. O desnebulizador pode ser pedido por encomenda, pré-fabricado, sendo apenas um acessório do vaso.

Anexo encontra-se desenhos do desnebulizador com detalhes, bastando adequar o mesmo às medidas interiores do vaso, colocando-o no lugar indicado pelo desenho do vaso. Os materiais a serem usados, bem como outros detalhes encontrar-se-ão nestes desenhos.

19. LOCAÇÃO DE BOCAIS, INSTRUMENTOS E OUTROS ACESSÓRIOS

Os bocais e outros instrumentos serão locados conforme desenho anexo. Teremos saídas para: termômetros, pressostatos, respiros, controladores de nível e visores de nível, além de

válvula de segurança na cabeça do vaso.

Estes instrumentos terão somente indicadas suas entradas no trabalho; considerou-se as mesmas fora do escopo deste projeto, visto que o objetivo primeiro se constitui em projeto mecânico do equipamento. Assim, para equipar o vaso, é preciso recorrer a fornecedores destes instrumentos, o que, aliás é prática comum: os fabricantes de vasos costumam entregar o produto desprovido de instrumentos, sendo estes adquiridos pelo próprio cliente.

20. PLATAFORMA

É indicado o uso de plataforma ao lado do vaso, a fim de que se possa operar os instrumentos do tampo e, além disso, permitir um mais fácil acesso ao bocal superior de visita.

Deve-se usar plataforma ao invés de simplesmente uma escada de marinheiro porque tanto o respiro quanto os bocais de visita, devido às suas bitolas, não podem ser operadas com somente uma das mãos. Em geral, pode-se afirmar que válvulas de diâmetro maior que 2" devem ser operadas com ambas as mãos, exceto se houver abertura motorizada, exigindo que o operador se acha sobre uma plataforma, já que nos degraus de uma escada de marinheiro tal não seria possível.

BIBLIOGRAFIA

- 1) ASME Boiler and Pressure Vessel Code, section VIII, division 1, edition 1977, The American Society of Mechanical Engineers, New York, N.Y.
- 2) HENRY H. BEDNAR, Pressure vessel design handbook, Van Nostrand Reinhold Co., New York, N.Y.
- 3) JOHN F. HARVEY, Theory and design of modern pressure vessels, 2nd Edition. Van Nostrand Reinhold Co., New York, N.Y., 1974.
- 4) ANSI B16.5, Steel pipe flanges and flanged fittings. 1968, The American Society of Mechanical Engineers, New York, N.Y.
- 5) VICENTE CHIAVERINI, Aços e ferros fundidos, 4^o edição, Associação Brasileira de Metais, São Paulo, S.P., 1979.
- 6) Rip. Weaver, Process piping design, volume 1, Gulf Publishing, Co, Houston, TX, 1973.
- 7) VICENTE CHIAVERINI, Tecnologia Mecânica, vol.1, Editora McGraw-Hill do Brasil Ltda., 1978.

APÊNDICE - Desenhos de projeto

DESNEBULIZADOR

NOTAS GERAIS

- 1- TODAS AS SOLDAS DEVEREM SER 1,41 (31/8" X 1/4") FILETE CONTÍNUO DE SOLEA A NÃO SER ANCTAÇÃO CONTRÁRIA

2- QANDO JMA MALHA É SOLICITADA NO PROJETO DO VASO, ELA DEVE SER MONTADA ENRAIZADA NA GRADE SUPERIOR DEVE SER MONTADA DE MANEIRA A NÃO PERMITIR FOLGA ENTRE A MALHA E A GRADE OU ENTRE A MALHA E A PARDEZ DO VASO

3- DURANTE A INSTALAÇÃO UMA SEÇÃO DO DESNEBULIZADOR DEVE SER MOVEL EM RELAÇÃO A OUTRA, SE COLOCA UMA CHAPA DIVISORA ENTRE ESTAS SEÇÕES PARA GARANTIR QUE NÃO FIQUEM COLADAS A. CHAPA SERÁ REMOVIDA POSTERIAMENTE

4- SE O BLOCO DO DESNEBULIZADOR ESTÁ DIVIDIDO EM CAMADAS, AS Juntas VERTICais DE CADA CAMADA DEVEREM SER DESFAZIDAS E TAMBÉM RELAÇAL AS JUNTAS DAS CAMADAS ADJACENTES.

5- O CONJUNTO COMPLETO MONTADO DEVE SER LIMPO (RESTOS SOLTOS DE MATERIAIS, RESPINGOS DE SOLEA, LHAMAS, ETC) E INSPECIONADO AS PEÇAS DE JUNÇÃO DAS PARTES DO DEMISTER DEVEREM SER RETIRADAS, ANTES DA MONTAGEM FINAL

6- É MUITO IMPORTANTE QUE SEJA GARANTIDO O CONJUNTO DO DEMISTER SEM FOLGAS OU BURacos. O DEMISTER DEVE SER REJEITADO CASO EXISTAM FALHAS ESPRFICACAS

7- TODAS AS ALMOFADAS DO DEMISTER DEVEREM SER UM POCO MAIS PEQUENAS EM TAMAÑO NA MONTAGEM O DEMISTER É COMPRISSO (PRENSALO) NA PARDEZ DO VASO OU NAS CHAPAS LATERAIS. A ALFARURA DO DEMISTER DEVE SER 1/4" (19MM) MAIOR E O COMPRIIMENTO 9 1/2" (240MM) MAIOR DO QUE A DIMENSÃO TEÓRICA. UMA DAS PEÇAS DO DEMISTER DEVE SER 9 1/3" (240MM) MAIOR EM TODAS SUAS DIMENSÕES DO QUE O TANANHO TEÓRICO.

8- TODAS AS SEÇÕES DO DEMISTER COMPLETO COM GRADE, DEVERÃO SER MONTADAS NA CRICINA, EXCETO PARA VASOS FABRICADOS NO CAMPO E/OU LUGAR OUTRAS ANCTAÇÕES SÃO FORNECIDAS NA ORDEM DE COMPROVAÇÃO DO PROJETO DO VASO

9- TODOS OS PAINEIS DAS GRADES DEVERÃO SER PREMONTADOS, MARCADOS E CUIDADOSAMENTE INSPECTIONADOS. A REJEIÇÃO DEVERÁ SE BASEAR NO SEGUINTE:

 - SE O CONJUNTO ESTIVER COM DIMENSÕES INFERIORES AS INDICADAS E PERMITIR VAZAMENTO. (VER TAMBÉM NOTA 7)
 - SE A ALTURA ESTIVER MENOR DO QUE A ALTURA INDICADA NO PAINEIS SUJOS (VER NOTA 5)
 - DE IMPERFEIÇÕES OU GRADES DEFICIENTES
 - DE DIFICULDADE DE INSTALAÇÃO, PARTICULARMENTE NA COLAÇÃO E RETIRADA DAS SEÇÕES DE ACESSO (VISTA)

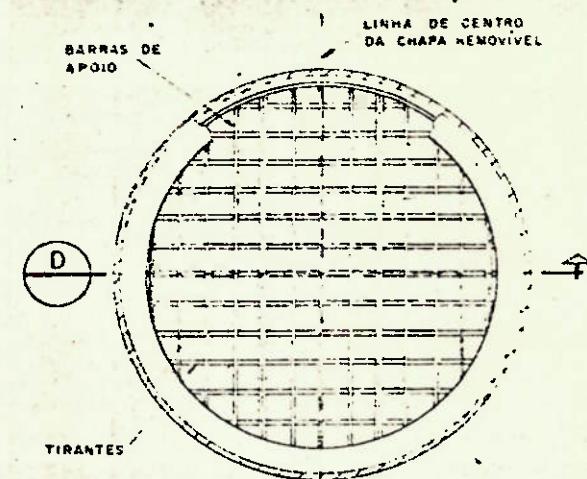
10- NÃO SERÃO ACEITAS SEÇÕES TORCIDAS; AS ALMOFADAS SERÃO DE UMA PEÇA SO (VER TAMBÉM NOTA 4)

11- O NÚMERO DE SEÇÕES MOSTRADAS NESTES DESENHOS É GENÉRICO O NÚMERO REAL DEPENDE DO TAMAÑO DO VASO, TAMAÑO DA BOCA DE VISTA, MAIS PRÓXIMA E PESO DO CONJUNTO GRADE E DEMISTER E DA RESPONSABILIDADE DO FABRICANTE, FORNECER O NÚMERO, CORRETAMENTE DE SEÇÕES PARA O CONJUNTO

12- TODAS AS MALHAS COM CANTOS VIVOS DO ARAME DEVEREM TER AS PONTAS ESMERILHADAS PARA FACILITAR O MANUSEJO

MATERIAIS DE CONSTRUÇÃO

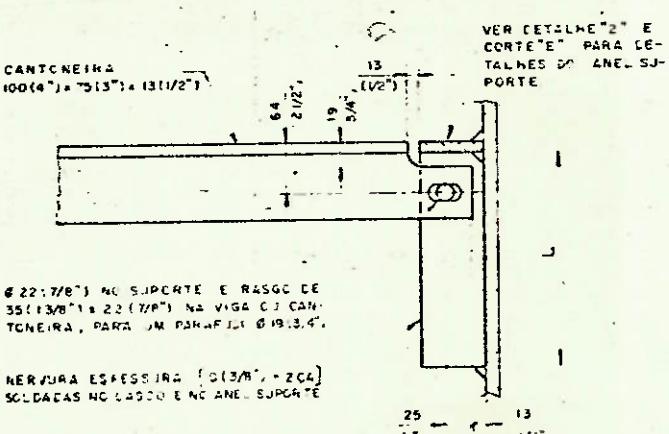
- 1 - GRADES E CHAPAS DEVERAO SER DE AÇO CARBONO, ESPECIFICAÇÃO ASTM, A NÃO SER ANOTACAO CONTRÁRIA
 - 2 - A ESPESSURA E DENSIDADE DO DEMONSTRAR DEVEM CINSTAR NO DESE-
NHO DO VASO
 - 3 - TODOS OS PARAFUSOS DEVERAO SER 11-13% CT OU SER DO MESMO
MATERIAL DAS PARTES AFRAPUSADAS SE FITAS FOREM DE ALTA LI-
GA (A NÃO SER ANOTACAO CENTRÁRIA) FORÇAS DE AÇO INOXIDAVEL
18-8
 - 4 - ANEL SUPORTE E NERVURAS DO SUPORTE (DETALHE 9) DEVEM SER
DO MESMO MATERIAL DO VASO OU DO MESMO MATERIAL DO REVESTI-
MENTO DO VASO, SE O MESMO FOR REVESTIDO
 - 5 - PARA OS VASOS CONSTRUIDOS EM CHAPA LISA OU MARCA INOX, A
CORPOZINHO DEVE SER IGUAL A JEFU A NÃO SER ANOTACAO CONTRÁ-
RIA
 - 6 - DE SALVO O SUPORTE SUPERIOR E INFERIOR, DEVERAO SER DO MESMO
MATERIAL DO VASO OU DO REVESTIMENTO DO MESMO
 - 7 - FAZER TOLERÂNCIA PARA CORPOZINHO INOX CACHIMBO DE 10 MM



DESNEBULIZADOR

TIPO VI

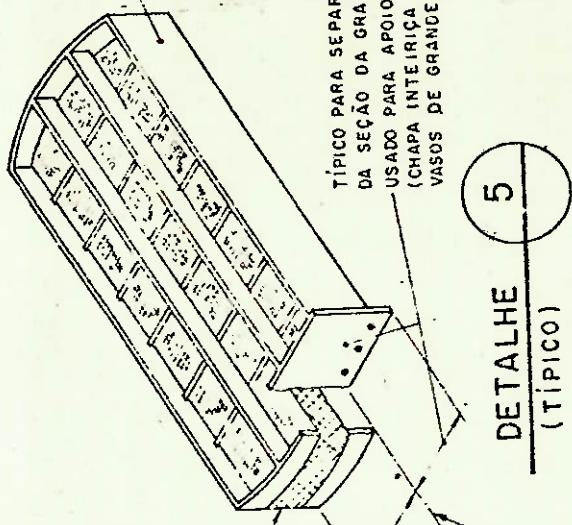
- 1 - VER DETALHE "B" PARA GRADES.
 2 - VER DETALHE "S" PARA SEÇÃO REMOVÍVEL DA GRADE.



DETALHE 9

SEÇÕES MARGINAIS DO DEMIS-
TER DEVEM TER BARRAS CUR-
VADAS ACOMPANHANDO A CUR-
VATURA. (NORMALMENTE U-
SADO PARA TIPOS III, IV, V
E VASOS DE PEQUENO DIA-
METRO.)

PARA TODOS OS TIPOS DE SEÇÕES,
DOS DOIS LADOS DA SEÇÃO DE VISI-
TA, AS CHAPAS LATERAIS SÃO IN-
TEIRICAS.

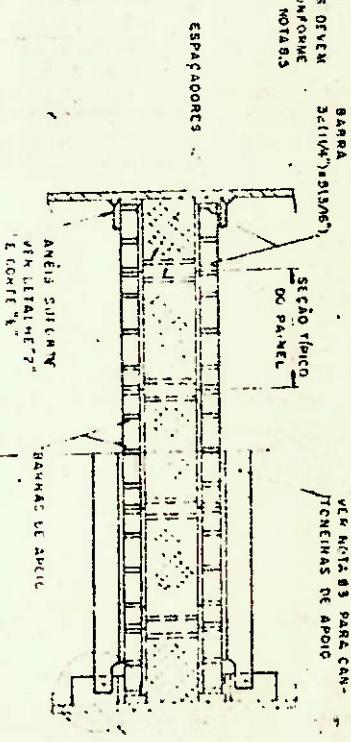
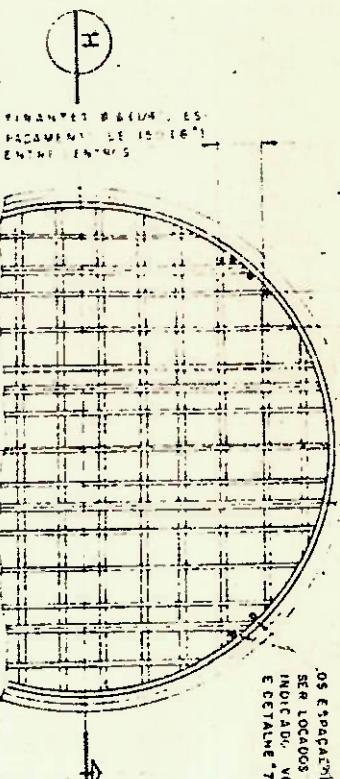


NOTA

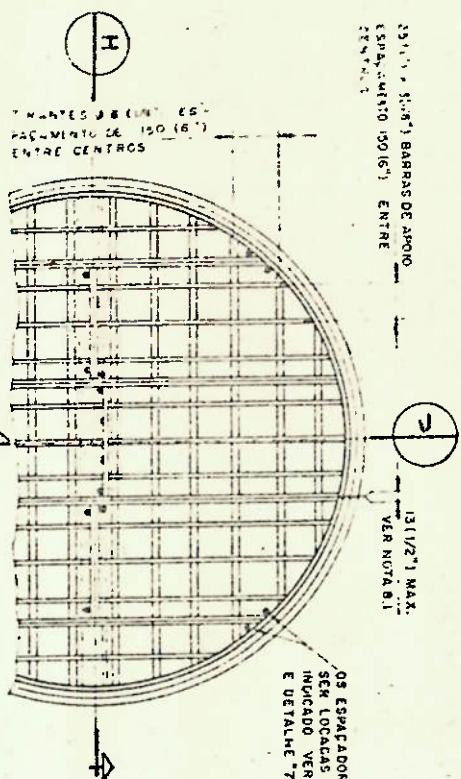
5.1 - NÃO REQUERIDA BARRAS ESPACADORAS NESTA SEÇÃO

2500 X 3167" BARRAS DE APOIO
ESPAÇAMENTO 100(16") ENTRE
CANTOS

13 1/2" MAX
VER NOVA R.



SEÇÃO INTEIRA

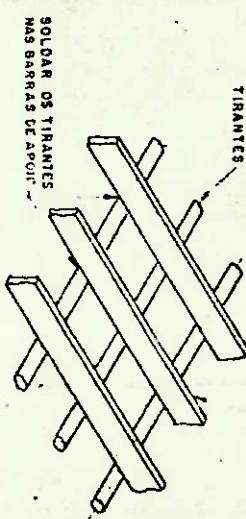


13 1/2" MAX.
VER NOTA 8.1
ESPAÇAMENTO 100(16") ENTRE
CENTROS

OS ESPAÇADORES DEVEM
SER LOCALIZADOS CONFORME
INDICADO. VER NOTA 8.3
E DETALHE 7.

TIRANTES

BARRAS DE APOIO



CORTE H



CORTE TÍPICO PARA GRADES SEM CANTONEIRAS DE APOIO
CORTES TÍPICOS PARA GRADES COM CANTONEIRAS DE APOIO



VER NOTA 8.3 PARA CANTONEIRAS DE APOIO

BARRA
SEÇÃO VÍRIO
DO PAINEL

VER NOTA 8.3 PARA CANTONEIRAS DE APOIO

BARRA
SEÇÃO VÍRIO
DO PAINEL

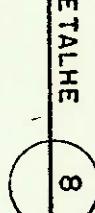
O PAINEL DE ACESSO DEVE SER LOCALIZADO
SOBRE A LINHA DE CANTO E DIVIDIDO
DIRECIONAMENTE EM UM UNICO E DIVIDIDO
EM NÚMERO IMPAR DE PAINEL PARA QUE
NÚMERO PAR DE PAINEL A ACCESO PODE
SER DE IM GUÇO DIFERENTE DA LINHA
DE CENTRO.

SEÇÃO COM BOCA DE
ACCESSO

DETALHE

8

DETALHE PARA MONTAGEM
DA GRADE



8.1 - QUANDO COMPLETADA A MONTAGEM, PARA CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO, A FOLGA MÁ-
XIMA ENTRE OS PAINELS DEVE SER 13 1/2"

8.2 - AS GRADES DEVEM SER CENTRADAS COM TIRANTES JUNTO AS SEÇÕES DO DESENTRALIZADOR.

8.3 - TODOS OS PAINELS DA GRADE COMPLETA COM AS SEÇÕES DO DESENTRALIZADOR, DEVE-
RÁ SER APROPRIADO PARA PASSAGEM ATRAVÉS DA BOCA DE VISITA MAIS PRÓXIMA.

NOTAS