

**FUNDAÇÃO OSWALDO ARANHA
CENTRO UNIVERSITÁRIO DE VOLTA REDONDA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**IAGO CESAR DE MELO AGUIAR
IARA CRISTINA POMPEU
JOSÉ RICARDO FERREIRA FILHO**

**COMPARAÇÃO ENTRE VASOS DE PRESSÃO CILÍNDRICO E
ESFÉRICO**

**VOLTA REDONDA
2018**

**FUNDAÇÃO OSWALDO ARANHA
CENTRO UNIVERSITÁRIO DE VOLTA REDONDA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**COMPARAÇÃO DE VASOS DE PRESSÃO CILÍNDRICOS E
ESFÉRICOS**

Monografia apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica como requisito à obtenção do título bacharel em Engenheiro Mecânico.

Alunos:

Iago Cesar de Melo Aguiar

Iara Cristina Pompeu

José Ricardo Ferreira Filho

Orientador:

Profº Alexandre Fernandes Habibe

**VOLTA REDONDA
2018**

FOLHA DE APROVAÇÃO

Alunos: Iago Cesar de Melo Aguiar

Lara Cristina Pompeu

José Ricardo Ferreira Filho

COMPARAÇÃO ENTRE VASOS DE PRESSÃO CILÍNDRICO E ESFÉRICO

Orientador: Alexandre Fernandes Habibe

Banca Examinadora:

Profº

Profº

Profº

Aos professores e alunos do
Curso de Engenharia Mecânica
do UniFOA.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradecemos a Deus por nos ter dado saúde, paciência e coragem para superar as barreiras, a instituição e todo o corpo docente do curso de Engenharia Mecânica pelo ambiente amigável e de aprendizagem que nos proporcionou. Por fim, um muito obrigado aos familiares e amigos que nos acompanharam durante toda essa nossa árdua e longa jornada.

RESUMO

Vasos de pressão são usados em diversos locais hoje em dia, sendo encontrado nas mais diversas linhas, desde uso para armazenamento para gás combustível em veículos automotores, a grandes proporções, guardando lastro de navios.

Neste trabalho, foram utilizadas soluções analíticas, com fórmulas matemáticas e métodos teóricos para o desenvolvimento de dois tipos de vasos de pressão: o cilíndrico e o esférico.

A partir de um cenário de simulação, foi proposta uma situação controlada, visando a utilização das metodologias aqui expostas, objetivando a estruturação de modelos para o dimensionamento de cada um dos tipos de vasos, sempre suportados por cálculos, a fim de permitir a comparação entre ambos.

Palavras-chave: Vaso de Pressão; ASME; Espessura mínima.

ABSTRACT

Pressure Vessels are commonly used on a number of locations now a days, normally found on a number of industrial lines, from storage of gas fuel for automotive vehicles, to big proportions, storing ship ballast oil.

In this paper, was used analytics solutions, with mathematical formulas and theoretical methods to develop two types of pressure vessel: cylindrical and spherical.

From a simulated occasion, was propost a controlled situation, looking for the utilization of the methodologies were exposed, with a goal of creating models for sizing each type of vessel, always backuped by calculations, with the objective of comparing both vessels.

Key-words: Pressure Vessel; ASME; Minimum Thickness.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	13
1.1	Contexto.....	13
1.2	Objetivos.....	14
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	15
2.1	Vasos de Pressão.....	15
2.2	Geometria.....	17
2.2.1	Vasos cilíndricos.....	18
2.2.2	Vasos esféricos.....	18
2.2.3	Formatos não usuais.....	18
2.3	Tampos.....	19
2.3.1	Tampo toriesférico.....	19
2.3.2	Tampo elípticos.....	20
2.3.3	Tampo hemisférico.....	20
2.3.4	Outros tampos.....	21
2.4	Aberturas.....	22
2.4.1	Reforços nas aberturas.....	22
2.4.2	Cálculo do reforço em aberturas.....	23
2.5	Suportes para vasos de pressão.....	25
2.6	Tensões.....	27
2.6.1	Cálculos por paredes finas.....	27
2.7	ASME, Seção VIII.....	29
2.7.1	Espessura mínima para cilindros.....	30
2.7.2	Espessura mínima para esferas.....	32
2.7.3	Espessura mínima para tampos elípticos.....	33
2.8	Condições de Operação.....	33
2.8.1	Pressão máxima de trabalho admissível.....	33
2.8.2	Pressão e temperatura de operação.....	34
2.8.3	Pressão e temperatura de projeto.....	35
2.9	Confiabilidade nos vasos de pressão.....	35
2.10	Gás Liquefeito de Petróleo.....	36

2.11 Aço A516-GR.70	37
3 METODOLOGIA	39
4 DESENVOLVIMENTO	41
4.1 Estudo de Caso	41
4.1.1 Dados de projeto.....	41
4.2 Projeto do vaso esférico	42
4.2.1 Diâmetro do vaso	42
4.2.2 Espessura da chapa	43
4.2.3 Bocais	45
4.2.4 Fabricação das chapas	47
4.2.5 Soldagem.....	51
4.2.6 Ensaio radiográfico	54
4.2.7 Teste Hidrostático	55
4.3 Projeto do vaso cilíndrico	55
4.3.1 Dimensões do casco.....	55
4.3.2 Espessura da chapa	56
4.3.3 Cálculo do tampo elíptico.....	58
4.3.4 Bocais	61
4.3.5 Fabricação das chapas	62
4.3.6 Soldagem.....	66
4.3.7 Teste Hidrostático	67
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	68
5.1 Tensões.....	68
5.2 Pressão Máxima de Trabalho Admissível	68
5.3 Bocal	69
5.4 Chapas	70
5.5 Soldagem	70
6 CONCLUSÃO	71
7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	72

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Vaso de pressão cilíndrico. INBEP	16
Figura 2 – Vaso de pressão esférico. Dillinger	16
Figura 3 – Modelos e disposições de Vasos de Pressão. Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás	17
Figura 4 – Ilustração de tampo toriesférico com indicações de raios R_c e R_k . Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás	19
Figura 5 – Tampo elíptico. Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás	20
Figura 6 – Tampo hemisférico com indicações de gomos e calota. Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás.....	20
Figura 7 – Tampo cônico. Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás	21
Figura 8 – Exemplos de tampos planos. Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás	21
Figura 9 – Reforço de bocal. ASME, 2001.....	23
Figura 10 – Demonstração dos limites de reforço em aberturas. Adaptado de Telles (1996).	25
Figura 11 – Suportes verticais para vasos de pressão. Adaptado de Telles (2001).....	26
Figura 12 – Berço, suporte para vasos de pressão horizontais. Adaptado de Telles (1996).	26
Figura 13 – Distribuição de tensões através de uma esfera. Adaptado de Gene (2000)	28
Figura 14 – Distribuições de tensões através de um cilindro. Adaptado de Gene (2000)	28
Figura 15 – Fluxograma referente a metodologia adotada no projeto.	39
Figura 16 – Esfera com gomos. Adaptado de CaldNazza.	48
Figura 17 – Gomos para esferas. Adaptado de CaldNazza.....	48
Figura 18 – Chapas conformadas. Dillinger.....	50
Figura 19 – Ilustração da conformação de uma chapa. Adaptado de Dillinger.	50
Figura 20 – Temperaturas para pré-soldagem. Adaptado de USIMINAS.	52
Figura 21 – Ilustração de chanfro em V. Dillinger.	53

Figura 22 – Soldas de inspeção fácil por radiografia. TELLES, 2001.....	54
Figura 23 – Relação entre raio e comprimento.....	56
Figura 24 – Tampo elíptico. MOSS, 2004.....	58
Figura 25 – Chapa de aço Calandrada. Dillinger.	62
Figura 26 – Quantidade de Chapas x Largura.....	63
Figura 27 – Quantidade de Chapas x Comprimento.....	64
Figura 28 – Exemplificação de processo de Calandragem. TELLES, 2001....	64
Figura 29 – Chapa para vaso cilíndrico. Dillinger.	65
Figura 30 – Processo de rebordeamento. Codismo.	66
Figura 31 – Valores para eficiência de solda. ASME, Seção VII, Div 1.	74
Figura 32 – Espessuras padrão de chapas grossas. Usiminas	75
Figura 33 – Tensões admissíveis. ASME, Seção VII, Div 1.....	76
Figura 34 – Anos para vasos de pressão. N-253, Petrobrás.	77
Figura 35 – Catálogo de tubos de ¼” a 40”. Comil Tubos.	78
Figura 36 – Tabela de materiais e soldagem. Usiminas	79

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Esquema de áreas no reforço.....	24
Tabela 2 – Valores para margem de corrosão C em função das espécies de meios corrosivos.	31
Tabela 3 – Propriedades Físicas e Químicas do GLP. Adaptado de Liquigás (2015).	37
Tabela 4 – Dados de Projeto.	41
Tabela 5 – Características do aço ASTM A516 Gr. 70. Adaptado de Usiminas.	43
Tabela 6 – Dados utilizados no cálculo da espessura do vaso cilíndrico	44
Tabela 7 – Comparação entre tensões atuantes	68
Tabela 8 – Comparativo entre PMTA	69
Tabela 9 – Largura mínima para reforço.....	69
Tabela 10 – Dimensões das chapas de projeto.....	70

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A – Valores para Eficiência de solda.....	74
ANEXO B – Espessuras Padrão de Chapas Grossas	75
ANEXO C – Tensões Admissíveis.....	76
ANEXO D – Durabilidade de Vasos de Pressão.....	77
ANEXO E – Catálogo de Tubos.....	78
ANEXO F – Elementos consumíveis e processos de soldagem.....	79

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contexto

Nas grandes indústrias, até mesmo nas de médio porte, os vasos de pressão estão quase sempre que presentes. De fato, até mesmo no cotidiano é possível observar o uso deste tipo de equipamento nas ações mais corriqueiras, como por exemplo, aqueles utilizados com a finalidade de armazenar combustível para veículos automotores. Naturalmente, sua finalidade abrange um leque extremo de utilidades.

É fático que os engenheiros que se proponham a trabalhar na indústria nos dias atuais devem possuir um conhecimento sobre os equipamentos em tela, é ideal que vão além: conhecimento não apenas do conceito, como também sobre manutenção e dimensionamento dos vasos.

Porém, este conhecimento não deve atentar-se apenas às questões conceituais dos vasos de pressão, é preciso que o conhecimento seja amplo, abrangendo desde incidência de ventos, a possíveis modificações no solo, visto que ambos, e mais, fatores influenciam no dimensionamento de um equipamento de maneira correta.

Embora os casos a serem analisados nesse trabalho dispensem as influências externas, é obrigatório sempre considerar tais fatos ao dimensionar os equipamentos em locais não ideais, se assim podemos chamar as localidades que possuem fatores externos influentes no projeto.

Neste trabalho o foco será dado a esse ponto: a idealização de um equipamento a partir de memória de cálculos e alguns conceitos básicos de geometria, demonstrando, assim, como fazer uso de tais métodos, buscando como projetar vasos de pressão, e analisar os resultados.

1.2 Objetivos

Este trabalho busca expor os conceitos por trás dos vasos de pressão, explicando e exemplificando seus componentes de maneira simples, assim como abordar métodos de cálculos utilizados em seus dimensionamentos, através da mínima espessura necessária calculada pela tensão admissível mínima do material a ser utilizado no vaso.

Embora decorra sobre os diversos acessórios e equipamentos dos vasos, enfoque principal será dado na estrutura dos cascos em si, buscando um dimensionamento efetivo, utilizando o mínimo material necessário para obter um vaso confiável e com relativa longa duração de vida.

O principal objetivo será realizar uma comparação entre duas espécies de vaso: o cilíndrico e esférico, buscando exemplificar métodos utilizados para calcular os dois tipos de vasos, e ao final colocar lado a lado ambos os dimensionamentos e seus resultados.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Vasos de Pressão

Vasos de pressão, equipamentos de diferentes escalas e geometrias, fabricados para conter fluidos sob pressões internas ou externas. Embora possa ser considerada uma expressão genérica, uma vez que existe uma gama de usabilidade para o equipamento.

A composição base de um vaso de pressão se dá por uma parede estanque onde é contido o fluído pressurizado. Este elemento é conhecido como parede de pressão, podendo ser ela múltipla ou simples, variando seus formatos para atender a diversas finalidades, sendo composta, de maneira simples, por tampos de fechamentos e o casco do vaso.

Estes e àqueles possuem diferentes formatos, que podem ser adaptados a situações diversas. Dentre as formas mais comuns, podemos encontrar: esférica, cilíndricas, elípticas, cônicas assim como combinações dessas formas, embora sejam em casos mais específicos.

Sua composição conta, ainda, com aberturas, bocais, conexões para tubulações e suportes que sustentam o vaso.

A Figura 1 exemplifica um vaso de pressão cilíndrico e seus componentes, enquanto a Figura 2, um modelo esférico.



Figura 1 – Vaso de pressão cilíndrico. INBEP



Figura 2 – Vaso de pressão esférico. Dillinger

2.2 Geometria

Segundo Telles (2001) A parede de pressão de um vaso é dividida em duas partes: o casco do vaso e os tampos de fechamento. A liberdade geométrica em ambos os casos pode ser bastante ampla, muito embora sempre de geometrias básicas, compostas ou singulares.

O casco usualmente é moldado a partir de três formas básicas: cilíndricas, esféricas e cônicas. Estas formas podem ser combinadas entre si para atender a peculiaridades de projeto, mas raramente são utilizadas formas que vão além destas três.

Além da liberdade geométrica no projeto, ainda é possível a combinação com a posição de instalação para atender a demandas. As posições mais utilizadas são verticais e horizontais, sendo esta relativamente mais barata que aquela, embora ocupe mais espaço. A definição da geometria do vaso geralmente advém da necessidade de projeto, não sendo a escolha mero capricho. Podemos usar como exemplo a limitação de terreno, o que implicaria na utilização de uma posição vertical. Ademais, ainda existe a possibilidade de instalação inclinada, embora esta seja usada em casos especiais e não muito usual.

A Figura 3 exemplifica as geometrias básicas, bem como as posições mais adotadas.

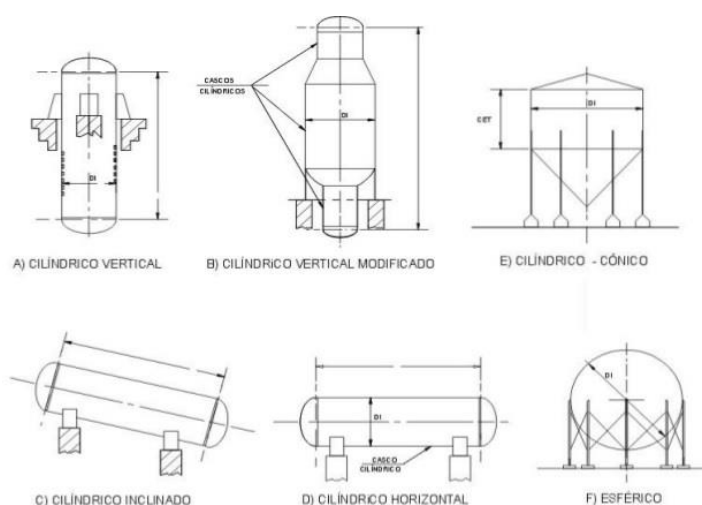


Figura 3 – Modelos e disposições de Vasos de Pressão. Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás

2.2.1 Vasos cilíndricos

Telles (2001) diz que este tipo de vaso é comumente utilizado quando existe grande diferença de vazão entre duas seções diferentes do mesmo vaso.

De um ponto de vista logístico, o formato cilíndrico é o ideal a ser adotado em projetos onde a geometria exerce pouca influência sobre sua utilização, uma vez que dispõe de certa facilidade em sua construção, podendo ser fabricado diretamente de chapas laminadas, assim como seu transporte, montagem e até mesmo manutenção é mais simples, se comparado com os demais formatos.

2.2.2 Vasos esféricos

Sob o ponto de vista puramente analítico, levando em consideração a distribuição uniforme de tensões, além de igualdade de pressões e volume contido, os vasos no formato esférico seriam os ideais, assim como no quesito de materiais, pois o formato propõe uma menor espessura de parede, além de contribuir com o peso do equipamento final.

Embora seja, no ponto de vista da engenharia, o formato ideal, olhando por um lado de logística e fabricação já se torna desvantajoso, uma vez que seu transporte é custoso, assim como sua fabricação tende a ser mais cara que o formato cilíndrico e mais difícil.

Suas desvantagens limitam sua utilização, em geral, para armazenamento de gases sob pressão.

2.2.3 Formatos não usuais

Existem, ainda, os formatos cônicos, esferas múltiplas e cilindros geminados, porém o foco aqui será dado aos formatos cilíndricos e esféricos.

2.3 Tamos

Assim como o casco pode ser fabricado em diferentes formatos, os tamos, partes de fechamento dos vasos cilíndricos, também possuem formatos diferenciados, sendo os mais utilizados: plano, cônicos, hemisférico, toriesférico e elíptico.

2.3.1 Tampo toriesférico

Os tamos toriesférico são formados por uma calota central de forma esférica de raio R_c , bem como uma seção toroidal de concordância de raio R_k , conforme mostra a Figura 4.

De acordo com Telles (2001) este tipo de tampo leva vantagem em sua fabricação em relação ao elíptico, porém essa facilidade vai depender de sua profundidade, isto é, quanto menor for o raio R_k . Já em questão de resistência, quanto maior for o raio R_k , maior será sua resistência. Embora, de qualquer maneira, acabe sendo mais fraco que um tampo elíptico com igual diâmetro e relação de semieixo.

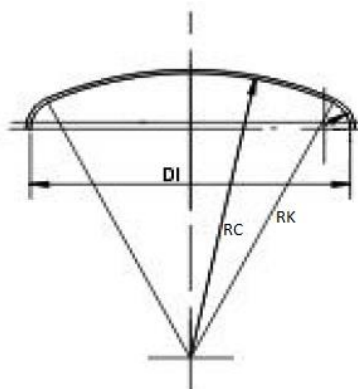


Figura 4 – Ilustração de tampo toriesférico com indicações de raios R_c e R_k . Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás

2.3.2 Tampo elíptico

Telles (2001) diz que esses tamos possuem, teoricamente, seções transversais de geometria perfeita, falando em elipse. Geralmente, este tipo de tampo é construído no mesmo material e espessura do casco cilíndrico, uma vez que sua resistência interna à pressão é igualada ao cilindro do mesmo diâmetro.

A Figura 5 ilustra um tampo elíptico.

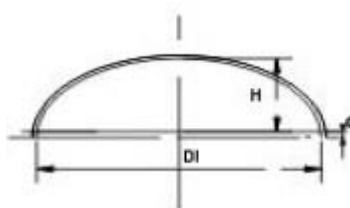


Figura 5 – Tampo elíptico. Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás

2.3.3 Tampo hemisférico

Estes tamos, de acordo com Telles (2001), são, proporcionalmente falando, os mais resistentes dentre os existentes, chegando a ter até a metade da espessura do cilindro de mesmo diâmetro, embora seja desvantajoso devido à sua altura, qual acarreta em um maior espaço de uso e o fato de ser de difícil construção. Quando possui um diâmetro grande, é formado por partes diversas soldadas entre si, formando uma calota central com gomos em formatos esféricos, conforme exemplificado na Figura 6.

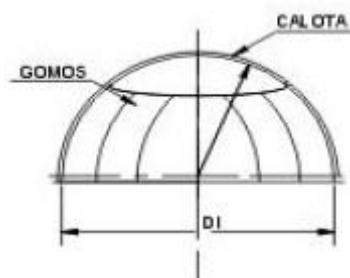


Figura 6 – Tampo hemisférico com indicações de gomos e calota. Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás

2.3.4 Outros tampos

Existem ainda tampos cônicos, que são pouco utilizados, já que sua resistência é relativamente baixa, ilustrado na Figura 7, assim como tampos planos, forjados ou removíveis, conforme demonstra Figura 8.

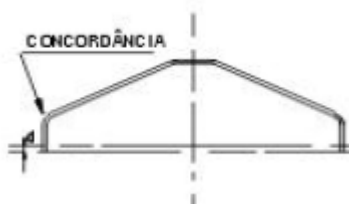


Figura 7 – Tampo cônico. Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás

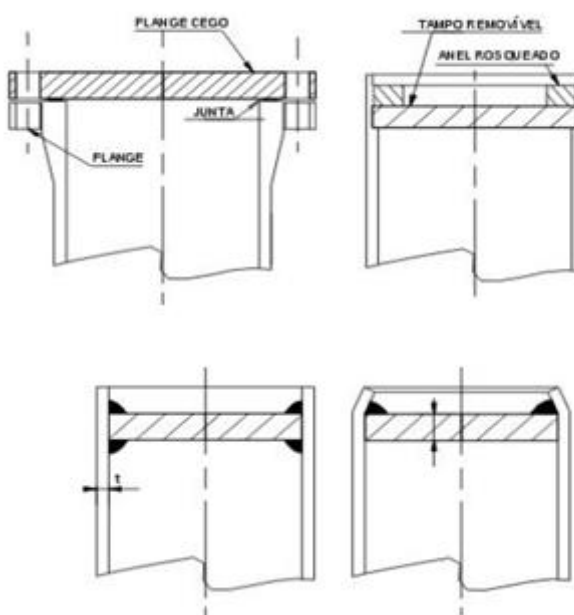


Figura 8 – Exemplos de tampos planos. Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás

2.4 Aberturas

Todos os vasos de pressão possuem várias aberturas, com inúmeras finalidades. São parte vital do vaso em si, já que estas aberturas são responsáveis por realizar ligações com tubulações, entrada e saída de fluídos, drenagem e respiro, bocais de visitas para inspeção e manutenção, dentre outras utilidades.

Em suma, as aberturas são como veias para os vasos, elas que realizam o trabalho de movimentar os fluídos de trabalho, são responsáveis pela locomoção.

Toda e qualquer abertura acaba por causar um enfraquecimento localizado na parede dos vasos, devido a isso, são adotados reforços nestes pontos críticos.

2.4.1 Reforços nas aberturas

Diz Telles (2001) que, por causarem fraqueza local, a pressão interna acaba provocando uma deformação na parede do vaso, além das aberturas em si provocarem uma descontinuidade na geometria, acabando por criar uma concentração de tensões na abertura, em suas bordas, ademais, existem condições que pioram a concentração de tensões, tais como trechos retos e ângulos vivos na abertura, proximidade de aberturas, assimetria e cargas externas.

O recomendado por normas é que se evitem ângulos ou arestas vivas, e chegam até a existir diferenciais para aberturas com certas dimensões.

Com o objetivo de amenizar as tensões, é regra todos os projetos que possuem aberturas com diâmetro maiores que um certo limite, tenham reforços com materiais com a mesma qualidade e mesma resistência do vaso.

De acordo com a ASME, Seção VIII, Divisão 2, é dispensado reforços para aberturas circulares, apenas, caso sejam atendidos os expostos abaixo.

Única abertura: Quando o diâmetro não for maior que $0,2\sqrt{Rm} * e$;

Duas ou mais aberturas: Em um raio de $2,5\sqrt{Rm} * e$, quando a soma dos diâmetros não superarem $0,25\sqrt{Rm} *$;

Duas ou mais aberturas, quando não tiverem reforços: Quando os centros estiverem distantes de pelo menos $1,5 * \sum D$.

Onde, Rm é o raio médio das aberturas, e e a espessura da parede do vaso.

2.4.2 Cálculo do reforço em aberturas

O cálculo para a espessura mínima do bocal pode ser realizado através da Equação 1, tirada da ASME, Seção VIII, Divisão 1:

$$e = \frac{PR}{SE + 0,4P} + C \quad (1)$$

Conforme previamente demonstrado, os bocais são aberturas nos tampos, ou no casco, do tanque, o que acarreta em regiões frágeis, de concentração de tensões. Para evitar problemas nessas regiões, é preciso verificar a necessidade de reforços em cada uma delas, visando segurança na operação do vaso.

Para este fim, são necessárias algumas observações. Tomando como base a Figura 9, abaixo, traçaremos uma relação:

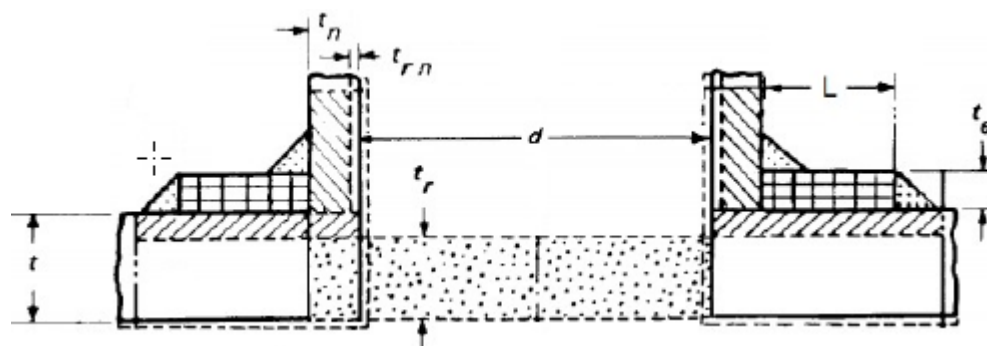


Figura 9 – Reforço de bocal. ASME, 2001

Onde:

t_n : Espessura nominal da parede do tubo;

t_r : Espessura mínima do casco ou tampo;

t_e : Espessura do anel de reforço;

t_{rn} : Espessura mínima da parade do tubo;

t : Espessura nominal do casco ou tampo;

d : Diâmetro do bocal;

L : Largura do anel de reforço.

Pela Figura 9, é possível observar quatro tipos de áreas e a Tabela 1, abaixo, esquematiza:




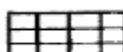
Nomenclatura	Representação ilustrativa	Equação
Área requerida		$A_1 = dt_r + 2t \times t_n$
Área permissível no casco ou tampo		$A_2 = d(t - t_r) - 2t_n(t - t_r)$
Área permissível da projeção externa do bocal		$A_3 = 5t(t_n - t_{rn})$
Área disponível no anel de reforço		$A_4 = 2Lt_e$

Tabela 1 – Esquema de áreas no reforço

Munidos desta informação, podemos adotar uma condição de maneira a verificar se o reforço se faz necessário, será esta:

$$A_2 + A_3 > A_1$$

Satisfeita tal condição, o bocal dispensará o reforço.

Já com a área do reforço em mãos, é possível estabelecer uma nova condição para verificar se o dimensionamento atende as exigências, dada por:

$$A_2 + A_3 + A_4 > A_1$$

Caso a condição seja atendida, o reforço estará satisfatório.

A ASME ainda exige ainda algumas condições, de maneira rigorosa, conforme esquematizado na Figura 10:

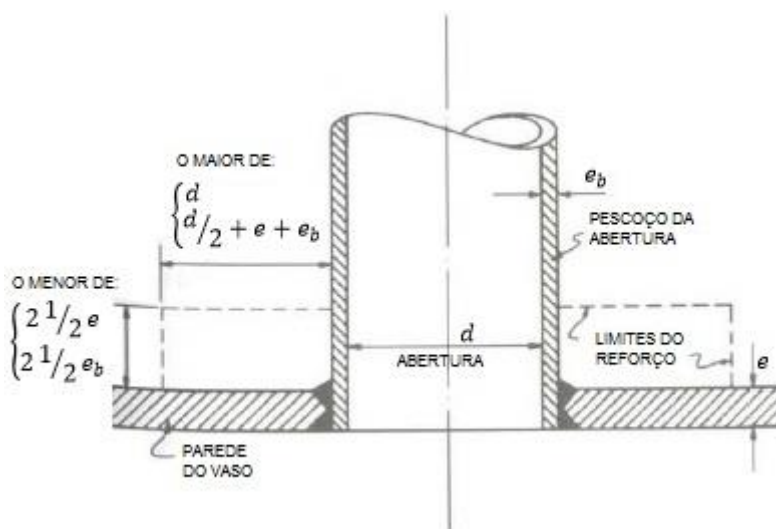


Figura 10 – Demonstração dos limites de reforço em aberturas. Adaptado de Telles (1996).

2.5 Suportes para vasos de pressão

É imprescindível que todo e qualquer vaso de pressão seja munido de suporte, independentemente do seu tamanho ou peso, não sendo permitido que seja suportado por seus acessórios, somente. (TELLES, 2001)

O dimensionamento do suporte fica a cargo do projetista, não sendo necessário atender uma norma específica. O projeto deve levar em conta o carregamento do peso próprio do suporte, além dos carregamentos impostos pelo peso do vaso de pressão e seus acessórios, deve-se, também, levar em conta possíveis forças da natureza que estejam presentes no ambiente de instalação, caso estas sejam aplicáveis.

A Figura 11 traz exemplos de alguns tipos de suporte usado em vasos montados verticalmente, ao passo que a Figura 12 ilustra um berço, assim denominado o suporte para vasos de pressão horizontais.

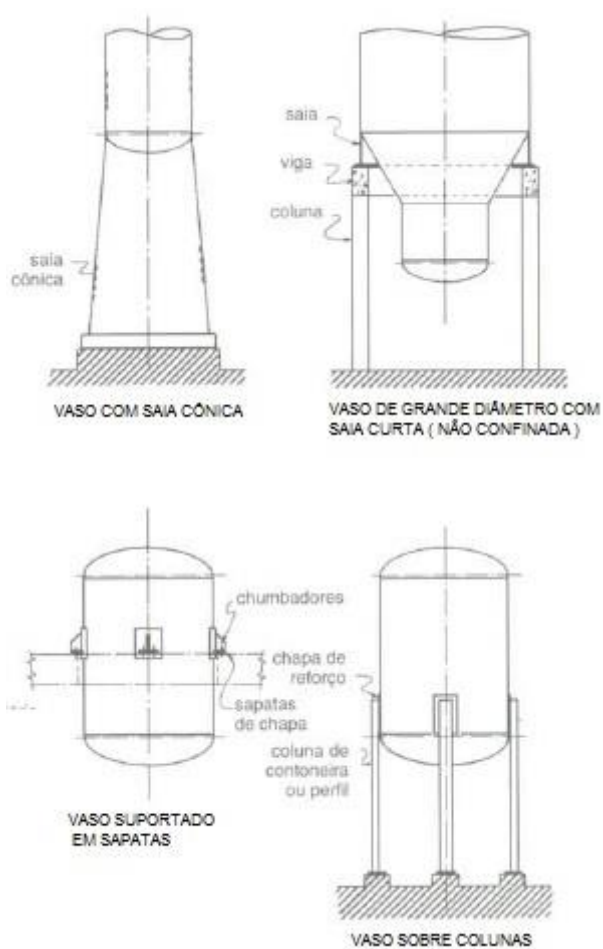


Figura 11 – Suportes verticais para vasos de pressão. Adaptado de Telles (2001).

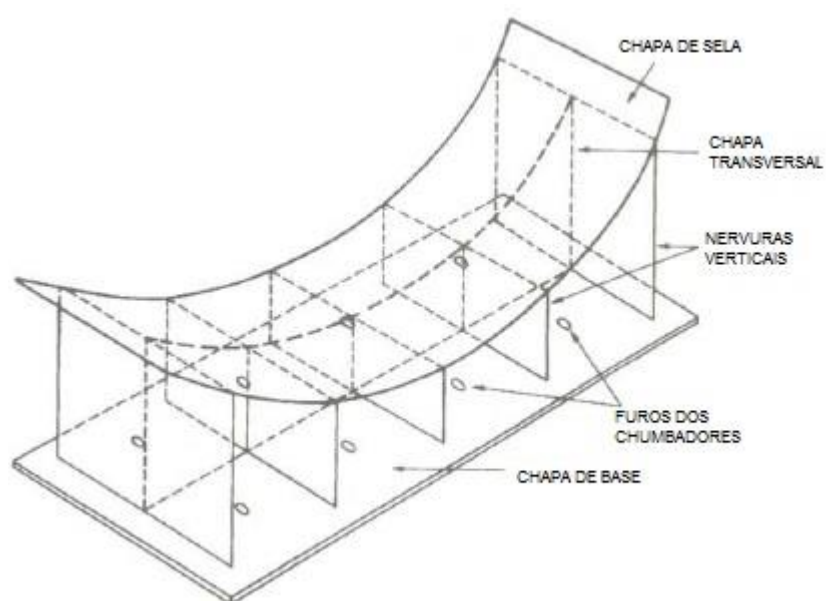


Figura 12 – Berço, suporte para vasos de pressão horizontais. Adaptado de Telles (1996).

2.6 Tensões

Segundo Telles (2001) as tensões admissíveis e máximas são adotadas para cálculo e dimensionamento em variadas seções de um vaso de pressão, onde as tensões admissíveis devem ser obrigatoriamente, abaixo dos limites de resistência LR e de elasticidade LE , a temperatura de trabalho de um determinado material.

É adotado, bem como, um coeficiente de segurança, sendo este a relação entre LR e LE .

Em geral, estas tensões são tabeladas em valores fixos para determinados casos e materiais. Estas normas disponibilizam tabelas com valores de tensões, separados em faixas de temperaturas de trabalho, uma vez que os valores das tensões admissíveis tendem a diminuir quando a temperatura é elevada. Por ventura, estas normas exigem parâmetros de cálculos que devem ser adotados, já que os valores tabelados só podem ser utilizados acompanhados dos métodos de cálculos disponíveis na mesma fonte. (TELLES, 2001)

2.6.1 Cálculos por paredes finas

Podemos olhar para a estrutura do vaso de pressão de uma maneira simplificada, caso este atenda a condição para ser considerada uma estrutura de parede fina. (HIBBELER, 2000).

Esta condição se trata de uma relação entre o raio r e a espessura e do vaso, de maneira que, caso $r/e > 10$, podemos seguir adiante com essa análise.

A figura 13 representa as tensões de tração em um vaso esférico submetido à pressão interna p . Vemos que devido à simetria, a tensão de tração σ é distribuída uniformemente através da circunferência, assim como, devido ao fato da parede ser fina, pode-se considerar uma distribuição uniforme também pela espessura e .

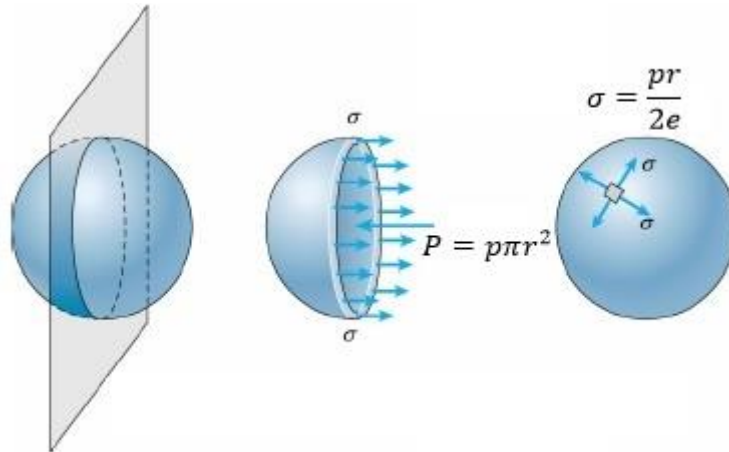


Figura 13 – Distribuição de tensões através de uma esfera. Adaptado de Gene (2000)

Através do equilíbrio das forças no sentido horizontal, podemos chegar a Equação 2, que irá reger as tensões de tração atuantes na parede do vaso esférico:

$$\sigma = \frac{pr}{2e} \quad (2)$$

Para um vaso cilíndrico sujeito a pressão interna, teremos tensões atuantes circunferenciais e longitudinais, conforme ilustrado na Figura 14.

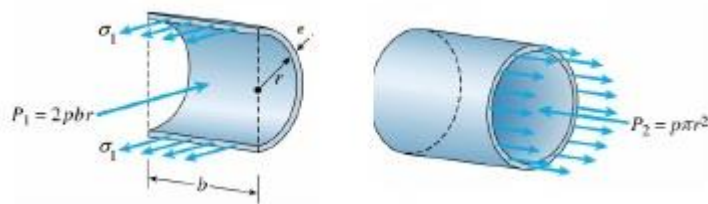


Figura 14 – Distribuições de tensões através de um cilindro. Adaptado de Gene (2000)

Através do equilíbrio das forças obtemos a Equação 3 para a tensão circunferencial σ_1 , representada a esquerda na Figura 14, que é distribuída de maneira uniforme na espessura da parede.

$$\sigma_1 = \frac{pr}{e} \quad (3)$$

Assim como podemos obter a Equação 4 da mesma maneira, representada a direita na Figura 14, para a tensão longitudinal σ_2 .

$$\sigma_2 = \frac{pr}{2e} \quad (4)$$

2.7 ASME, Seção VIII

A Seção VIII do código ASME – American Society Of Mechanical Engineers – faz disposições sobre vasos de pressão, sendo dividida em três Divisões. É o código com maior difusão em grande parte do mundo, assim como no Brasil. (TELLES, 2001)

Divisão 1 traz regras para construção de vasos de pressão com uma pressão interna ou externa menor ou igual a 3000 psi, ou 20MPa, aproximadamente e com diâmetro interno igual ou maior a 152mm, ou 6 in. A divisão em questão recomenda variados passos de um projeto de vaso, indo desde os materiais indicados até as inspeções.

A norma é baseada na teoria da membrana, onde a flexão devido à espessura da parede é desprezada e contém fórmulas simplificadas de cálculo onde é possível obter espessuras recomendadas de cascos e tampos, levando em conta a pressão externa ou interna. Esta norma, porém, não exige análise matemática das tensões, bem como não divulga exigências quanto análise de fadiga. (TELLES, 2001)

Segundo Telles (2001) a Divisão 2, Regras Alternativas de Projeto – tradução livre – contém tecnologias mais avançadas e adota um novo critério de projeto. Esta, diferentemente da Divisão 1, inclui todos os vasos de pressão, independentemente

de pressão máxima, também como vasos sujeitos a chama e aqueles instalados em embarcações e permite a criação de paredes mais finas, devido a tensões admissíveis maiores.

Esta Divisão é de uso obrigatório para vasos que necessitam de análise de fadiga e traz consigo uma série adicional de exigências, para existir uma garantia de uma segurança maior, devido a diferença de tensões em relação à Divisão 1. Isso acarreta em um custo maior, devendo-se analisar o projeto em geral, com vistas a avaliar se o emprego da Divisão 2 é realmente mais vantajosa, uma vez que a economia em material e em solda, nem sempre é recompensada.

Análise matemática de todas as condições de carregamento assim como tensões, levando em conta a teoria da elasticidade, usando o critério da ruptura por cisalhamento máximo. Avaliação de tensões por extensômetros; maior rigor quanto aos materiais; limitações maiores e necessidade de detalhes de projetos mais rigorosos, se tratando de soldas, são algumas das exigências adicionais da Divisão 2. (TELLES, 2001)

2.7.1 Espessura mínima para cilindros

Para vasos cilíndricos com pequena espessura, é calculada a tensão máxima circunferencial em um cilindro, pois conforme demonstrado anteriormente, esta tensão é a maior atuante no cilindro.

Com a Equação 5, tirada do Código ASME, Seção VIII, Divisão 1 (parágrafo UG-27), adicionando-se a margem para corrosão C , podemos calcular a espessura mínima necessária para um casco cilíndrico. Esta equação deriva da teórica, apresentada no citado Código, para tensão máxima circunferencial.

$$e = \frac{PR}{SE - 0,6P} + C \quad (5)$$

Onde:

e = Espessura mínima;

R = Raio interno;

P = Pressão interna de projeto;

S = Tensão admissível do material.

De acordo com Teles (2001), a margem para corrosão C trata-se de um adicional na espessura com objetivo de ser corroída ao longo da vida útil, em teoria seria a taxa anual de corrosão pelos anos de vida útil considerado, não sendo normal utilizar margem superior a 6 mm.

Usualmente são adotados os respectivos valores quando os vasos são fabricados em aços de baixa liga ou aço-carbono:

C(mm)	MEIO
1,5	Pouco corrosivo
3,0	Mediamente corrosivo
4,0 a 6,0	Muito corrosivo

Tabela 2 – Valores para margem de corrosão C em função das espécies de meios corrosivos.

Já o coeficiente de eficiência de solda E , é destinado a contrabalancear menores resistências existentes nas regiões de solda, causados por defeitos na solda. Para cilindros sem costura é adotado $E = 1,0$, outros valores podem ser encontrados no Anexo A.

Para vasos cilíndricos de grande espessura, isso é, onde $e > 0,5R$, tem-se para cálculo da espessura mínima e , a Equação 6, também adicionando-se a margem para corrosão, de acordo com Telles(2001).

$$e = R \left[\sqrt{\frac{SE + P}{SE - P}} - 1 \right] + C \quad (6)$$

A norma também traz a possibilidade cálculo em função das tensões longitudinais, quando esta for necessária, através da Equação 7:

$$e = R \left[\sqrt{\frac{P}{SE} + 1} - 1 \right] + C \quad (7)$$

2.7.2 Espessura mínima para esferas

O Código ASME, Seção VIII, Divisão 1 estabelece, também, para os vasos de pressão esféricos sujeitos a pressão interna uma distinção entre pequena e grande espessura, porém neste caso, para ser considerado grande espessura é necessária que $e > 0,356R$.

Desta maneira, a Equação 8, deve ser utilizada para cálculo de espessura e em esferas de pequena espessura, enquanto a Equação 9 para esferas de grande espessura.

$$e = \frac{PR}{2SE - 0,2P} + C \quad (8)$$

$$e = R \left[\sqrt[3]{\frac{2(SE + P)}{(2SE - P)}} - 1 \right] + C \quad (9)$$

Ambas as equações são aplicadas a tampos hemisféricos completos.

2.7.3 Espessura mínima para tampos elípticos

O Código ASME, Seção VIII, Divisão 1 provê algumas fórmulas para os cálculos de espessuras mínimas para os tampos elípticos.

A Equação 10 é utilizada para tampos com relação de semieixo 2:1, porém se deve observar o acréscimo de uma sobre espessura, de maneira a compensar o adelgaçamento do material no processo de conformação.

$$e = \frac{PR}{SE - 0,1P} + C \quad (10)$$

Por outro lado, a Equação 11 é utilizada para cálculos de tampos elípticos com relações de semieixo diferentes de 2:1.

$$e = \frac{PRK}{SE - 0,1P} + C \quad (11)$$

2.8 Condições de Operação

2.8.1 Pressão máxima de trabalho admissível

A PMTA – pressão máxima de trabalho admissível – pode se referir tanto para o vaso como um todo ou a cada parte individual do vaso. Definida, para o vaso como um todo, como “o maior valor permissível para pressão, medida no topo do vaso, na

sua posição normal de trabalho, na temperatura correspondente à pressão considerada, tomando-se o vaso com a espessura corroída” (ASME VIII, 2010). Sendo assim, essa pressão será a responsável por causar uma tensão igual à tensão admissível do material nas partes mais fracas do vaso, portanto é geralmente usada como o valor para abertura de válvulas de segurança.

A PMTA do vaso é calculada com diferentes valores de tensão admissível, uma vez que estas variam de acordo com a temperatura do material.

2.8.2 Pressão e temperatura de operação

Segundo Telles (2001) a pressão de operação é um valor que unida à temperatura, gera valores simultâneos que o vaso trabalhará em condições normais. É definida pela pressão medida ao topo de um vaso, na posição de operação normal com uma determinada temperatura.

É virtualmente impossível à operação de um vaso em uma única condição de pressão e temperatura, ocorrem picos de menores e maiores amplitudes, daí a necessidade da distinção entre valores máximos de pressão e temperatura e valores normais. Aqueles podem ser atingidos durante a operação normal ou em situações anormais, enquanto estes são os valores de regime. Pode-se, até mesmo, adotar mais de uma condição de regime para os vasos, onde poderão ocorrer diferentes condições de trabalho, até mesmo com fluídos diferentes. Esta pressão deverá ser notada sempre que puder atingir um valor abaixo da pressão atmosférica, levando em conta o tipo de material e sua espessura e deve ser medidas no topo do vaso e quando necessário, se deve acrescentar à coluna hidrostática de líquido, a pressão correspondente. (TELLES, 2001)

2.8.3 Pressão e temperatura de projeto

Telles (2001) diz que a temperatura e pressão de projeto são as “Condições de Projeto” de um vaso, são aquelas consideradas para uso dos cálculos normatizados.

Caso o vaso esteja submetido à pressão externa e interna, para estas devem ser estabelecidos valores de pressão correspondentes e devem ser realizados cálculos para ambas, como se agissem isoladamente.

Para os vasos sujeitos a pressão interna, deve-se adotar o maior dos seguintes:

Pressão máxima de operação, mais 5% da mesma, se o sistema de alívio de pressão conter válvula piloto, e 10% nos outros casos, ou;

$$1,5 \text{ kg/cm}^2, \text{ manométricos.}$$

Segundo o Código ASME, Seção VIII, Divisão 2, formalmente se considera a pressão de projeto igualada à pressão de abertura da válvula de segurança.

Diz Telles (2001) que a temperatura de projeto é aquela medida no casco do vaso, quando sujeito a pressão de projeto e de acordo com o Código ASME, esta temperatura não pode ser menor que a temperatura média na superfície metálica, quando em condições de operação normais.

2.9 Confiabilidade nos vasos de pressão

Segundo Telles (2001), as indústrias de processo exigem um grau de confiabilidade maior dos equipamentos a serem utilizados, fato que sobrepõe o que é normalmente requerido nas indústrias em geral.

São três fatores que definem essa exigência:

O regime contínuo de trabalho, não munido de pausa, o que acarreta na falta de manutenção e inspeção diária. Costumando, ainda, não ter parada durante meses ou até mesmo anos;

A continuidade de processos serem dependente de equipamentos instalados em linha, onde a falha existente em apenas um desses, pode causar a parada geral da planta, naturalmente um fato indesejável a qualquer tipo de indústria;

Por fim, a periculosidade exposta pelos equipamentos. Muitas das vezes os equipamentos trabalham sobre regimes de grande risco, utilizando de produtos tóxicos ou explosivos. Qualquer falha que possa vir a ocorrer em um equipamento destes é passível de acidentes graves.

Os vasos de pressão são exemplos perfeitos de equipamentos necessários de uma confiabilidade redobrada. Usualmente trabalhando sob pressão, representam um risco em potencial alarmante até mesmo quando não utilizados fluídos nocivos à saúde humana ou inflamáveis.

São, em sua maioria, equipamentos de grandes proporções e, como tal, seu projeto deve levar em conta influências exteriores e até mesmo aspectos indiretamente ligados, mesmo que levemente. Deve-se considerar a segurança de fabricação, bem como a de instalação do equipamento, levando em consideração possíveis riscos a qualquer entorno de sua instalação, prejuízo a terceiros, impactos ambientais, principalmente os que possam vir a decorrer de acidentes.

2.10 Gás Liquefeito de Petróleo

Vulgo G.L.P, o gás liquefeito de petróleo é costumeiramente utilizado de maneira residencial ou até mesmo industrial, sendo sua principal aplicação na cozinha, daí conhecido como “Gás de Cozinha”.

É um gás altamente inflamável, de Categoria 1 – Para dada classificação de perigo conforme Norma ABNT-NBR 14725-2:2009 –, composto por uma mistura de hidrocarbonetos predominando em proporções variantes de propano e/ou butanos, butenos e propeno.

A Liquigás, empresa responsável pela venda e armazenamento deste gás, pertencente ao quadro da Petrobrás, em sua Ficha de Informações de Segurança de Produtos Químicos – FISPQ, que trata do G.L.P, disponibiliza as propriedades físicas e químicas do gás, reproduzido aqui, conforme disposto na Tabela 3.

Calor latente de vaporização (20°C)	86 kcal/kg
Inflamabilidade (sólido, gás)	Inflamável
Limite inferior/superior de inflamabilidade ou explosividade	Superior (LES): 9,5% Inferior (LEI): 1,8%
Pressão de vapor	1430kPa a 37,8°C
Massa específica de GLP	508kg/m ³
Densidade	0,493 a 0,58
Temperatura de autoignição	405-466°C

Tabela 3 – Propriedades Físicas e Químicas do GLP. Adaptado de Liquigás (2015).

2.11 Aço A516-GR.70

ASTM é a sigla para American Society for Testing and Materials que significa Sociedade Americana para Testes e Materiais. A ASTM é um órgão que padroniza normas em vários setores industriais. O aço ASTM A516 Gr. 70 é um aço padronizado pela ASTM segundo a norma A516 "Especificações padrão para vasos de pressão, aço carbono, e serviços moderados em baixas temperaturas", o grau 70 é o aço destinado a vasos de pressão e caldeiras de média e alta pressão, nos quais não é primordial o baixo custo com peso. Sendo assim, esse aço é mundialmente o mais utilizado na construção de vasos de pressão, tendo seu equivalente também na norma ASME, sendo o ASME SA516 Gr. 70, que vem da norma ASME SA516 que especifica o Código de Caldeiras e Vasos de Pressão.

Esse aço é o mais indicado para vasos de pressão e caldeiras devido a seu bom armazenamento para produtos oleosos, gasosos e petroquímicos e também devido a sua boa soldabilidade. Esse material resiste bem a temperaturas e pressões dentro do indicado, altas pressões, sendo o ideal para esses equipamentos.

Suas propriedades mecânicas serão demonstradas em tabelas ao decorrer do trabalho, conforme forem utilizadas.

3 METODOLOGIA

Para melhor exemplificar a metodologia adota, foi elaborado um fluxograma conforme Figura 15, abaixo:

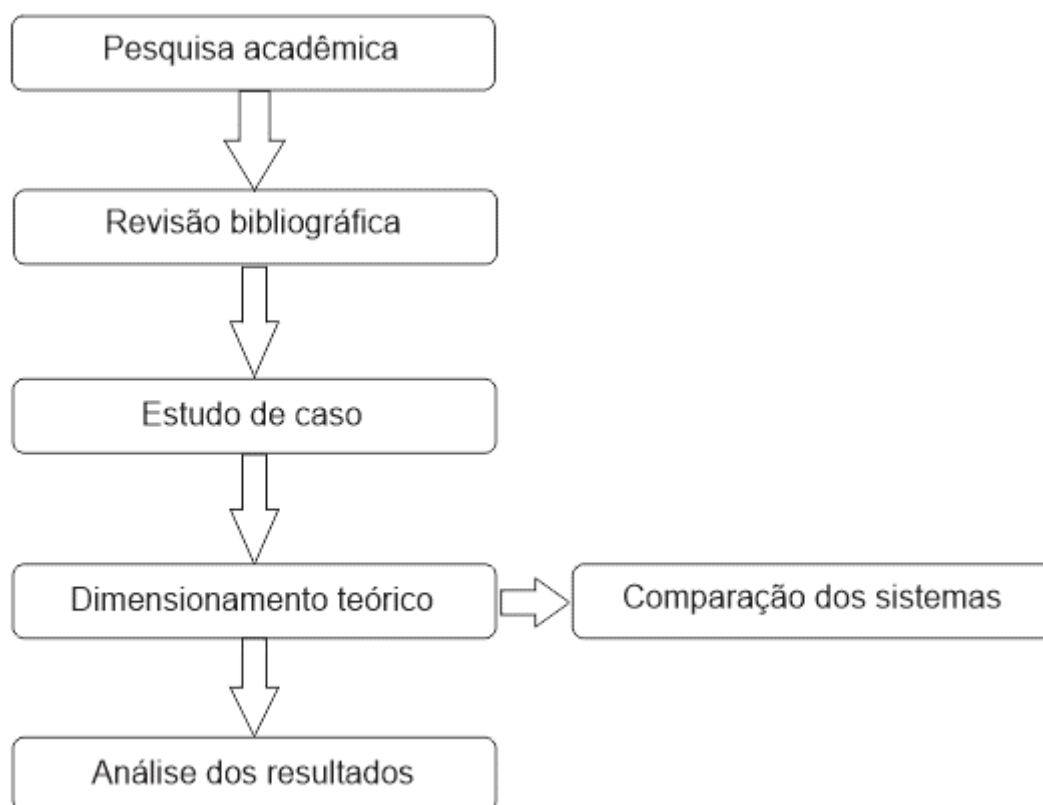


Figura 15 – Fluxograma referente a metodologia adotada no projeto.

- **Pesquisa acadêmica** – A coleta de informações esparsas se faz necessário para qualquer projeto, nesta fase se procedeu a juntada dessas informações pertinentes aos desenvolvimento do tema escolhido, aqui se levantou as possibilidades e abrangências do daquele, suas limitações e destinações.

- **Revisão bibliográfica** – Nada mais que uma filtragem de todas as informações obtidas, elencando textos preexistentes sobre o assunto, para ser tomado como base na desenvoltura do projeto.

- **Estudo de caso** – Por se tratar de um projeto meramente teórico, nesta fase serão definidas as condições iniciais nas quais seriam trabalhadas as informações

obtidas na revisão bibliográfica. Os valores, ambientes e condições de trabalho foram adotados para satisfazer um estudo de caso pertinente.

- **Dimensionamento teórico** – A fase na qual efetivamente o estudo de caso é posto em prática, utilizando-se de informações pré coletadas, embasando um efetivo dimensionamento teórico do projeto, propondo o desenvolvimento matemático da teoria previamente apresentada, exemplificando-a.

- **Comparação dos sistemas** – Para o projeto, sendo adotado o objetivo de realizar dimensionamentos diferentes, utilizando-se de dois sistemas desiguais com a mesma finalidade, nesta fase é proposta a confrontação dos resultados, pondo lado a lado os dados obtidos com os dimensionamentos, assim como realizando uma comparação financeira entre os sistemas estudados.

- **Análise dos resultados** – Por fim, a fase que reunirá os dados obtidos ao longo do estudo de caso, em busca de distinguir os resultados encontrados nas fases anteriores, promovendo uma efetiva conclusão sobre vantagens e desvantagens dos sistemas, um em relação ao outro.

Para projeto e construção de vasos de pressão, são necessários vários passos para serem seguidos. A metodologia envolve a análise dos dados no estudo de caso, bem como a análise dos materiais e dos fluidos que serão utilizados. É necessário a utilização de diversas normas, livros e documentos técnicos que ajudem no projeto dos dois vasos que serão aqui projetados e utilizando todo esse material, entram as equações e as tabelas imensamente necessárias para que tudo saia como o planejado. Também é necessário o uso de catálogos e consultas a fabricantes para análise.

4 DESENVOLVIMENTO

4.1 Estudo de Caso

Para o estudo de caso serão calculados dois vasos de pressão com diferentes formatos, sendo um cilíndrico e um esférico, para assim saber qual destes formatos é mais viável economicamente e qual é o mais seguro.

Para fins de projeto, serão adotados alguns valores exemplificativos, pois a finalidade deste estudo é a demonstração e comparação do desenvolvimento teórico, de projetar dois vasos de pressão diferentes sendo utilizados para a mesma finalidade. Por não se tratar de um caso real, o critério adotado ficará a cargo demonstrativo.

4.1.1 Dados de projeto

A Tabela 4, abaixo, tem por finalidade proporcionar uma visualização simplificada dos dados de projeto adotados:

Referência	Adotado
Produto	G.L.P
Aço	ASTM A516 Gr.70
Pressão de Trabalho	1,8MPA
Tipo Geral do Vaso	Armazenamento
Vida útil esperada	15 anos
Volume	1000m ³

Tabela 4 – Dados de Projeto.

O produto adotado para ser armazenado neste estudo será o Gás Liquefeito de Petróleo, uma vez que se podem utilizar tanto vasos cilíndricos e esféricos para tanto.

A Norma N-253 da Petrobrás apresenta uma tabela com classes de equipamentos (Anexo D), considerando sua utilização, e vida útil atrelada, conforme tal norma, a vida útil esperada para este projeto é de 15 anos.

Não tendo limitações de espaço ou condições adversas a serem consideradas, objetivando armazenar 1000 metros cúbicos de G.L.P, para tal serão calculadas medidas para ambos os tipos de vasos, aproveitando-se da falta de limitação, para o vaso cilíndrico será adotado a posição horizontal, uma vez que tal posição elimina o efeito da incidência de ventos na estrutura.

A pressão de 1,8MPa adotada no projeto, visa a diminuição do espaço ocupado pelo gás, uma vez que a pressão aproximada a esta e a temperatura ambiente, seu volume é reduzido em torno de 280 vezes, obtendo um ganho de espaço considerável. Geralmente, o vaso, no armazenamento, é preenchido até 85% de sua capacidade, deixando o espaço restante para ser preenchido por vapor.

4.2 Projeto do vaso esférico

4.2.1 Diâmetro do vaso

O diâmetro do vaso de pressão pode ser obtido através da equação 12, que nada mais é que o volume da esfera:

$$V = \frac{4\pi r^3}{3} \quad (12)$$

$$r = \sqrt[3]{\frac{1000 \times 3}{4 \times \pi}} =$$

$$r = 6,2035m$$

Encontramos um raio de 6203,5mm e conseqüentemente um diâmetro de 12407mm.

4.2.2 Espessura da chapa

Fazendo uso da Equação 8, conforme demonstrada no tópico 2.7.2, é possível obter a espessura mínima da chapa desejada, embora seja necessário levar em conta a margem de corrosão, assim como a Eficiência de Solda.

Temos neste caso, se tratando de uma esfera de capacidade comum, embora o gás não seja corrosivo, será adotado um valor para o coeficiente de corrosão de 1,5 mm, conforme indicado na Norma 235, Petrobrás.

A Eficiência de solda inicialmente será adotada como 1, embora geralmente este valor possa variar a depender do controle de qualidade de solda. Uma vez adotado o valor como máxima eficiência, será necessária a realização de um ensaio completo da solda, através de testes de ultrassom ou raio x, conforme Anexo A.

O Aço ASTM A516 Gr. 70, por sua vez, possui as seguintes características, para espessuras entre 12,70 e 50,80mm conforme demonstrado a Tabela 5, abaixo:

Composição Química (% em massa)					Propriedades Mecânicas	
C	Mn	Si	P	S	LE(MPA)	LR(MPA)
0,28	1,20	0,15 – 0,40	0,035	0,035	260 min.	485 - 620

Tabela 5 – Características do aço ASTM A516 Gr. 70. Adaptado de Usiminas.

Usufruindo desses dados, podemos a Tabela 6, qual trará em síntese os dados utilizados:

Raio (mm)	Eficiência da solda	Pressão de projeto (mPA)	Tensão admissível do material (mPA)	Coefficiente de Corrosão
6203,5	1	1,8	260	1,5

Tabela 6 – Dados utilizados no cálculo da espessura do vaso cilíndrico

Realizando as devidas substituições na Equação 8, iremos obter a espessura desejada:

$$e = \frac{1,8 \times 6203,5}{2 \times 260 \times 1 - 0,2 \times 1,8} + 1,5$$

$$e = 22,98mm$$

Com isso encontramos uma espessura mínima de 21,48mm e, acrescentando a margem para corrosão, teremos um valor de 22,98mm para a espessura. As chapas possuem valores de fabricação previamente definidos e embora isso não signifique uma limitação, esses valores caso adotados irão acarretar em diminuição de custos.

Para o projeto, será adotada uma espessura de 25,40mm levando em conta as espessuras no Anexo B. Com isso, iremos utilizar da Equação 13, para determinar a nova tensão e verificar o fator de segurança, se é adequado ao caso.

$$S = \frac{(R + 0,2e)P}{2Ee} \quad (13)$$

$$S = \frac{(6203,5 + 0,2 \times 25,4)1,8}{2 \times 1 \times 25,4}$$

$$S = 219,98 \text{ MPA}$$

Obtemos com isso um fator de segurança de 1,18.

Enquanto a Pressão Máxima de Trabalho admissível, *PMTA*, será dada pela Equação 14, conforme demonstrado abaixo:

$$PMTA = \frac{2SEe}{R + 0,2e} \quad (14)$$

$$PMTA = \frac{2 \times 260 \times 1 \times 25,4}{6203 + 0,2 \times 25,4}$$

$$PMTA = 2,1275MPA$$

Como o gás trabalha a uma pressão de 1,78 MPA, o fator de segurança será de 1,2.

4.2.3 Bocais

O vaso irá possuir 2 bocais para transporte do fluído, 1 boca para alívio de pressão, utilizada como segurança. Se tratando de um vaso com conteúdo sujeito a chamas, é prudente adotar um bocal com dispositivo contra incêndio e outro para instrumentação, objetivando controle e verificação. Somando um total de 5 bocas com diâmetro de 6 polegadas, ou 152,4mm. Para essas conexões serão utilizados tubos fabricados em aço A106-B, e suas tensões podem ser obtidas no Anexo C, que atende as especificações exigidas pela ASME.

A espessura dos bocais será dada através da Equação 1, e iremos calcular da seguinte maneira, com os dados previamente expostos:

$$e = \frac{1,8 \times 76,2}{325 \times 1 + 0,4 \times 1,8} + 1,5 =$$

$$e = 1,9212mm$$

Porém, conforme catálogo da Cemil Tubos, Anexo E, a menor espessura disponível para tubos de 6 polegadas é de 6,35mm. Logo, para o projeto, será adotado um tubo de 6", com espessura de 6,35mm STD, com isso iremos calcular a necessidade de reforços.

$$A_1 = 152,4 \times 22,98 + 2 \times 25,40 \times 6,35 =$$

$$A_1 = 3824,73mm^2$$

$$A_2 = 152,4(25,4 - 22,98) - 2 \times 6,35(25,4 - 22,98) =$$

$$A_2 = 338,074mm^2$$

$$A_3 = 5 \times 25,4(6,35 - 1,9212)$$

$$A_3 = 562,457mm^2$$

Com esses valores em mãos, é possível verificar o não atendimento da condição previamente estabelecida por $A_2 + A_3 > A_1$, com isso, se faz necessário um reforço. Para o cálculo da largura mínima o reforço, podemos usar a Equação 15, ademais, utilizaremos de informações contidas no Anexo B e realizaremos duas iterações, verificando assim o melhor caminho a ser adotado.

Para a primeira iteração, adotaremos uma espessura t_e de 15mm:

$$L = \frac{dt_r + 2t \times t_n - d(t - t_r) + 2t_n(t - t_r) - 5t(t_n - t_{rn})}{2t_e} \quad (15)$$

$$L = \frac{152,4 \times 22,98 + 2 \times 25,4 \times 6,35 - 152,4(2,42) + 2 \times 6,35(2,42) - 5 \times 25,4(4,4288)}{2 \times 15} =$$

$$L = 97,47mm$$

Para a segunda iteração, a espessura será de 19mm:

$$L = \frac{152,4 \times 22,98 + 2 \times 25,4 \times 6,35 - 152,4(2,42) + 2 \times 6,35(2,42) - 5 \times 25,4(4,4288)}{2 \times 19} =$$

$$L = 76,95mm$$

Para os *man-holes*, assim chamados os bocais utilizados para a inspeção, será adotado um tamanho de 30", ou 762mm. Para esse tipo de aplicação, é comum a utilização de flanges cegos.

A Norma 253 da Petrobrás disponibiliza alguns valores mínimos a serem adotados para bocas de visitas, e o valor adotado aqui satisfaz com folga os requerimentos, com isso iremos dar continuidade com esses valores.

Faremos uso novamente da Equação 1 para o início do dimensionamento:

$$e = \frac{1,8 \times 381}{325 \times 1 + 0,4 \times 1,8} + 1,5 =$$

$$e = 3,6055mm$$

Buscando o catálogo Cemil Tubos (Anexo E), temos disponível uma espessura de 7,92 que atenderia o caso. Logo, será adotado um diâmetro nominal de 30", com uma espessura 7,92mm Sch. 10.

Se tratando de um bocal de grande dimensão, é dispensável a verificação da necessidade do reforço, sendo assim calcularemos diretamente a largura do reforço necessária, utilizando a Equação 15, desta vez utilizaremos uma espessura de 19mm.

$$L = \frac{762 \times 22,98 + 2 \times 25,4 \times 7,92 - 762(2,42) + 2 \times 7,92(2,42) - 5 \times 25,4(4,31)}{2 \times 19} =$$

$$L = 409,47mm$$

Vemos que para ambos os reforços, as condições impostas pelas ASME são atendidas, sendo assim possível utilizar de ambos.

4.2.4 Fabricação das chapas

Antes de definir o processo de fabricação, soldagem e conformação das chapas a serem utilizadas, primeiramente deve-se definir a geometria do aço a ser utilizado. Para este projeto, será adotado o dimensionamento através de gomos contínuos, conforme Figura 16:



Figura 16 – Esfera com gomos. Adaptado de CaldNazza.

Para realizar os dimensionamentos dos gomos, iremos calcular individualmente, conforme Figura 17:

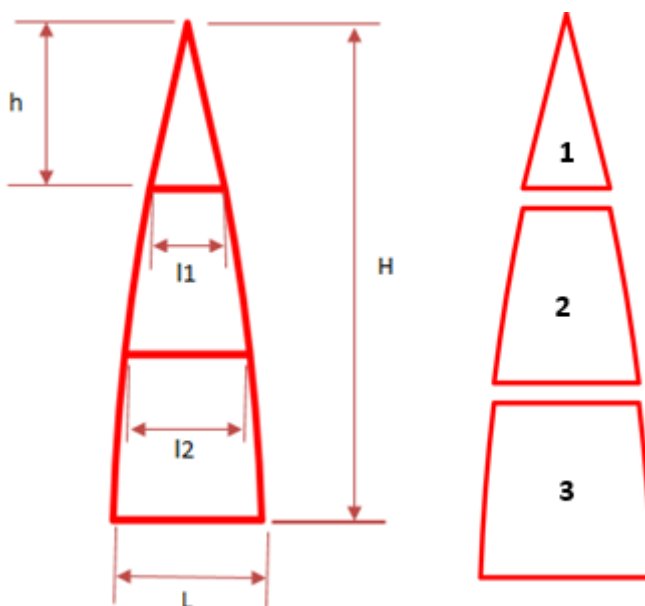


Figura 17 – Gomos para esferas. Adaptado de CaldNazza.

Utilizaremos a Equação 16, adaptada de CaldNazza, para definir a dimensão dos gomos:

$$\frac{\cos x \times r \times \pi}{6} \quad (16)$$

Na Equação 16, usaremos x como 0, 60 e 30, para dimensionamento da altura h , $l1$ e $l2$, respectivamente. O valor de L é igual ao valor de h .

$$h = \frac{\cos 0 \times 6023,5 \times \pi}{6} =$$

$$h = 3153,89mm$$

$$l1 = \frac{\cos 60 \times 6023,5 \times \pi}{6} =$$

$$l1 = 1576,94mm$$

$$l2 = \frac{\cos 30 \times 6023,5 \times \pi}{6} =$$

$$l2 = 2731,35mm$$

Como os gomos possuem alturas simétricas, basta multiplicar por 3 e obteremos o valor de H, que será 9461,7mm. É necessário, entretanto, realizar cortes na chapa para deixá-la no formato de montagem ideal. Tal corte irá depender do fornecedor, caso ele esteja disposto a realizar tal serviço, ou até mesmo na montagem, caso a empresa montadora possua mão de obra capacitada. Pode-se, visando a diminuição da solda utilizada, e do serviço de corte, utilizar os gomos como uma chapa inteiraça, ou pode-se adotar uma calota superior e inferior única, embora para isso seja necessário um processo de conformação específica ao caso. Tem que se pôr na balança a questão econômica de ambos os processos e verificar o mais viável. Deve-se levar em conta, também, que o processo de conformação de uma calota inteiraça pode acarretar em perda de espessura do material, logo seria necessário à aquisição de um aço com espessura maior.

Para este projeto, visando uma melhor força estrutural, considerando que o processo de soldagem adotado não se mostra absurdamente custoso, será adotado o sistema de gomos da esfera, conforme figura 17. Os gomos serão de relativo pequeno tamanho, facilitando assim o transporte das chapas e montagem da esfera, que irá descartar maquinários extremamente pesados e proporcionará um manuseio mais seguro para a montagem.

Tal dimensionamento é realizado para serem utilizados 24 gomos de cada tipo, conforme numeração da Figura 17. Com esses dados já é possível adotar um processo de conformação para as chapas.

Para a conformação da chapa, será aplicado o processo de prensagem a frio, que exerce esforço através de prensas hidráulicas para conformar as chapas de metal. Como os gomos possuem larguras diferentes, deverão ser usados ferramentais diferentes no procedimento, onde a matriz da mesma deve ser de largura relativamente próxima, ou preferencialmente igual a larguras das peças.

As prensas hidráulicas, embora mais lentas, possuem um funcionamento de mais robustez, forçando a peça a tomar a forma através da força. Além de possuir um controle de velocidade mais eficaz dispõe de sua máxima força em qualquer local de seu curso. Tais prensas, ainda, são favoráveis pela obtenção de boa precisão na conformação. A Figura 18 demonstra um exemplo placas conformadas através de prensa hidráulica.



Figura 18 – Chapas conformadas. Dillinger.

Já a Figura 19, demonstra uma ilustração do processo de conformação a frio através de prensagem.

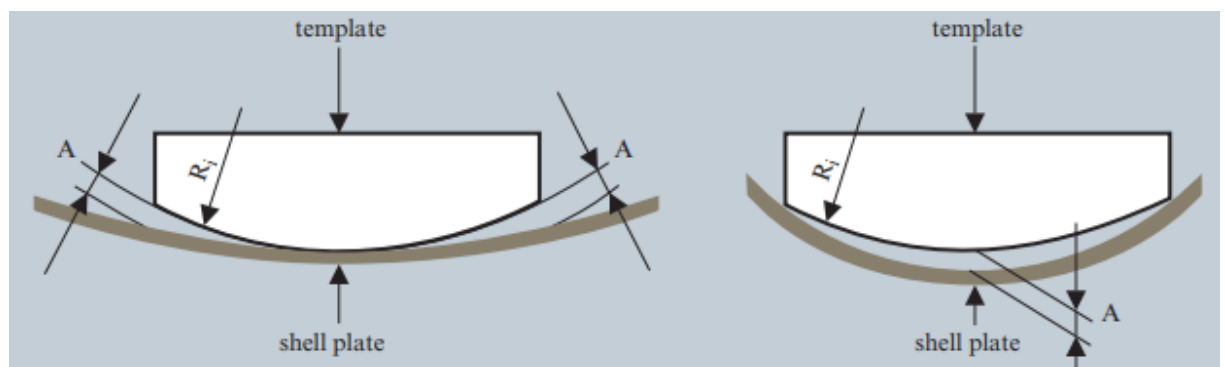


Figura 19 – Ilustração da conformação de uma chapa. Adaptado de Dillinger.

Alguns fabricantes, como Dillinger, já provem as chapas prontas para a montagem do vaso, além de preparem também as bordas para futuras soldagens, assim como oferece um maquinário capaz de aparar o excesso de material, transformando-o em pequenas partes. No processo, o calor utilizado para o corte é praticamente absorvido pelas pequenas partes, e a chapa em si continua fria, assim evitando transformações na microestrutura do metal, podendo evitar trincas ou o endurecimento não desejado, para isso é suficiente fornecer o tamanho final das chapas, o raio interno e o desenho da borda para solda.

4.2.5 Soldagem

Em geral para vasos esféricos, é utilizado a solda de topo, embora também seja possível junções rebitadas ou até mesma parafusadas, embora esses sejam mais comuns em seus acessórios.

Podem ser adotados diversos processos de soldagem para o Aço A516 GR.70, como pode ser visto no Anexo F. Geralmente é adotado o uso de eletrodos revestidos, por meio de arco elétrico. Além de ser um procedimento adequado para qualquer posição, não sofre influência de fatores externos como os climáticos. Esse tipo de soldagem ainda é de relativo baixo custo para operação, seus equipamentos são simples e possibilita realizar a solda em aços carbonos de grande espessuras.

Segundo Usiminas, ainda, os vasos de pressão naturalmente necessitam de tratamento térmico após a soldagem, assim como as chapas de um pré-aquecimento para a realização daquela. Essa temperatura de pré solda varia de acordo com a composição química do material a ser tratada e da espessura da chapa, principalmente. Para sabermos a temperatura a ser utilizada, usamos a Equação 17 para encontrar o carbono equivalente no metal

$$C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + Mo + V}{5} + \frac{Ni + Cu}{15} \quad (17)$$

Como o aço em questão não possui quantidades significativas de Cromo, Molibidênio, Vanádio, Níquel ou Cobre, esses valores serão descartados da equação e pegaremos os valores relativos ao Carbono e Manganês na Tabela 5.

$$0,28 + \frac{1,2}{6} =$$

$$0,48$$

Obtido o valor do carbono equivalente, podemos ir a Figura 20 e obter a temperatura de pré-aquecimento do aço para pós soldagem.

Espessura da chapa (mm)	Temperatura de pré-aquecimento para a soldagem (°C) (b)										
	CE (a)	0,35	0,38	0,41	0,43	0,45	0,47	0,50	0,53	0,55	0,57
10,0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
12,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	50	75
15,0	-	-	-	-	-	-	-	40	70	90	100
20,0	-	-	-	-	-	-	-	100	120	130	140
25,0	-	-	-	-	-	70	90	120	140	150	160
30,0	-	-	-	-	50	90	110	140	160	165	175
37,5	-	-	-	50	90	110	130	160	175	180	185
50,0 ~ 100,0	-	50	75	90	115	125	140	170	190	200	200

Figura 20 – Temperaturas para pré-soldagem. Adaptado de USIMINAS.

Obtemos uma temperatura de pré-aquecimento de 90° celcius.

A Figura 20 considera um aporte de calor de 1,4 kJ/mm e o uso de consumíveis capazes de produção de metal depositado, onde o teor de hidrogênio difusível é da ordem de 5 a 10ml/100g de solda, sendo essa uma faixa típica para processos de soldagem a arco com eletrodos possuindo revestimento básico. Ademais, tal temperatura é fruto do procedimento contido na norma BS5135:1984. (USIMINAS)

Já para o tratamento térmico pós-soldagem, o método de melhor resultado é o de alívio de tensões. Caso a estrutura possua grandes dimensões, o ideal é a aplicação de um pós-aquecimento na região da solda, na faixa de 150°C a 200°C, com encharque de 30 minutos cada para 25mm de espessura na chapa. Há também o encharque de 60 minutos para cada 25mm, em geral variando de 590°C a 680°C.

Este tratamento visa melhorar a resistência em regiões soldadas, visando evitar as fraturas frágeis, além de aumentar a resiliência do metal na ZTA.

Em geral, o tratamento é realizado, a altas temperaturas, por combustão de gases, usualmente é empregado o GLP, internamente na esfera de maneira controlada visando atingir a temperatura do tratamento térmico, com resfriamento natural a temperatura ambiente.

Como os aços utilizados neste projeto suportam altas temperaturas, será empregado este método, aquecendo o metal a 590°C através da combustão controlado do GLP.

Ademais, no processo de fabricação das chapas, é necessário o dimensionamento do chanfro para aplicar a solda. Neste projeto será adotado o chanfro em X, ou Duplo V, conforme Figura 21.

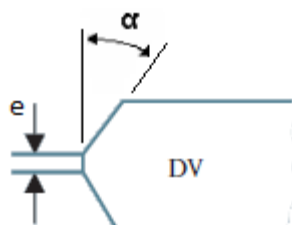


Figura 21 – Ilustração de chanfro em V. Dillinger.

O chanfro é realizado pelo equipamento de corte das chapas, depois da operação de corte, preferencialmente com um ângulo de Bisele, α , de 30° e em geral para a espessura e adota-se 1,5mm. O espaçamento entre as chapas a serem soldadas varia de 1,5 a 3mm. As dimensões e forma das pontas do chanfro devem permitir uma completa penetração da junta, conforme código ASME.

A ASME, Sec VIII, Div 1, diz ainda, que em chanfros dessa espécie, a soldagem precisa ser realizada em sequência, alternando-se os lados ou feita de maneira simultânea em ambos os lados.

O referido código, ainda, exige que sejam realizados ensaios radiográficos completos, por meio de raio x ou ultrassonografia para espessuras maiores que 38mm de costado.

O chanfro em questão fora adotado pela utilização da Eficiência de Soldagem com valor 1 no cálculo da espessura da chapa, da mesma maneira, será necessário a realização de um ensaio radiográfico completo.

O processo de soldagem em geral é realizado por uma empresa especializada, uma vez que é exigido soldadores com qualificações soberbas, pois se trata de uma área crítica do vaso, podendo introduzir tensões localizadas, promover mudanças na microestrutura do metal.

4.2.6 Ensaio radiográfico

Conforme visto previamente, a inspeção por raio x ou ultrassonografia se faz necessário para uma verificação da soldagem. A ASME exige, pelo menos radiografia parcial, ou seja, por amostragem, em todas soldas principais, vide aquelas que irão sofrer pressão ou esforços principais.

A Figura 22 demonstra soldas de fácil inspeção, quando no ensaio radiográfico.

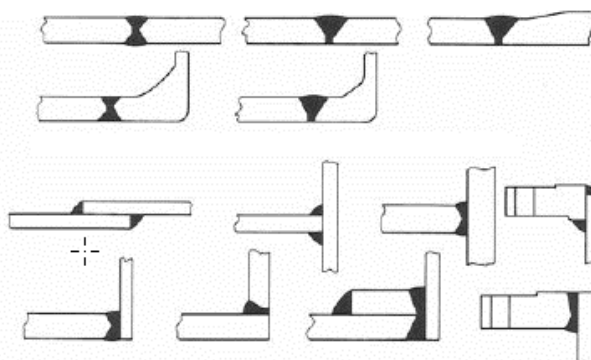


Figura 22 – Soldas de inspeção fácil por radiografia. TELLES, 2001.

Se tratando de chapas com espessura menores que 80mm e maiores que 6mm, sendo de penetração total, com chapas sem diferenças de espessura e ainda, adotado o chanfro em duplo V, o exame radiográfico se mostra ideal no caso do projeto. Com o mesmo é possível encontrar defeitos internos, como dupla laminação, trincas, falta de penetração, entre outros, além de prover os resultados em um documento permanente, podendo ficar arquivado para exames posteriores.

Tal exame deve ser realizado a pelo menos 48 horas pós findo o processo de soldagem, uma vez que este tempo possibilitará o escape natural do hidrogênio, possivelmente retido.

4.2.7 Teste Hidrostático

Conforme ASME, os vasos esféricos precisam ser submetidos a um teste hidrostático, onde a pressão mínima, P_r , que o fluido deve estar submetida é dada pela Equação 18, abaixo:

$$P_r = 1,43PMTA \quad (18)$$

Embora tenhamos calculado a pressão máxima de trabalho como 2,1275MPA para a chapa de espessura a ser utilizada, por margem de segurança, será realizado um teste a pressão nominal de projeto, seja aquela que o GLP irá exercer nas paredes do vaso, portanto, tem-se que:

$$P_r = 1,43 \times 1,78 =$$

$$P_r = 2,5454MPA$$

Este ensaio visa à busca visual, após o mesmo, de vazamentos em juntas, conexões, basicamente nas regiões que atuam altas tensões, como bocais e tampas.

4.3 Projeto do vaso cilíndrico

4.3.1 Dimensões do casco

Diferentemente do vaso esférico, o cilíndrico possui uma relação direta entre diâmetro e comprimento total do casco, por tanto, faremos uso da Equação 19,

volume do cilindro, para realizar um gráfico relacionando ambas as grandezas, conforme Figura 23.

$$V = \pi \times r^2 \times h \quad (19)$$

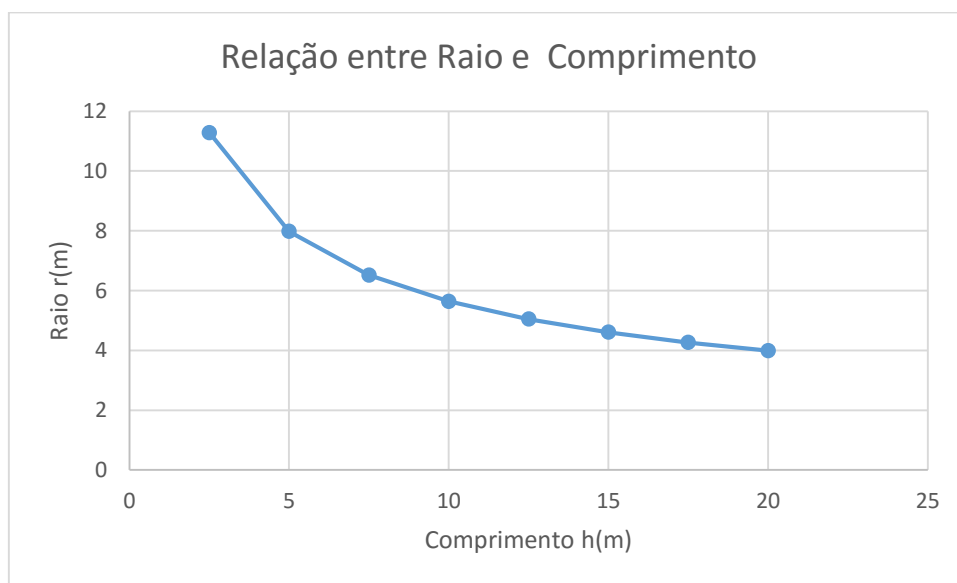


Figura 23 – Relação entre raio e comprimento.

Conforme os dados de projeto, não há limitações físicas de espaço para o local do vaso, o que permite uma flexibilidade maior em relação ao tamanho do mesmo, observamos que maiores diâmetros, irão exigir chapas mais longas e ferramental maior para futura conformação, enquanto maior largura exigirá maior número de chapas e mais soldas.

Inicialmente, para este projeto, será adotado um comprimento de 15000mm, conseqüentemente um raio de 4606mm. A largura, porém, sofrerá um ajuste após o cálculo do tampo, conforme veremos mais a frente.

4.3.2 Espessura da chapa

Fazemos uso da Equação 5 para determinar a espessura das chapas a serem utilizadas no projeto. Novamente, usaremos os dados de projeto contidos na Tabela

4 e a margem de corrosão da Tabela 2. O gás e o material a serem utilizados serão os mesmos do vaso esférico.

$$e = \frac{1,8 \times 4606}{260 \times 1 - 0,6 \times 1,8} + 1,5$$

$$e = 33,52mm$$

A espessura mínima da chapa a ser utilizada, em função da resistência mecânica do material é de 32,02mm e, adicionada a margem para corrosão, de 33,52mm. Consultando o Anexo B, temos uma espessura de 35,00mm que atende o requerido.

Seguindo mesmo processo para o dimensionamento do vaso esférico, iremos recalcular a tensão no material, dado pela Equação 20.

$$S = \frac{(R + 0,6e)P}{Ee} \quad (20)$$

$$S = \frac{(4606 + 0,6 \times 35,00)1,8}{1 \times 35,00}$$

$$S = 237,96MPA$$

Neste caso, teremos um fator de segurança de 1,1.

Ademais, será realizado o cálculo de PMTA, usando a Equação 21.

$$PMTA = \frac{SEe}{R + 0,6e} \quad (21)$$

$$PMTA = \frac{260 \times 1 \times 35,00}{4606 + 0,6 \times 35,00}$$

$$PMTA = 1,966MPA$$

O que nos dá um fator de segurança de 1,11.

4.3.3 Cálculo do tampo elíptico

Para o projeto em tela, serão utilizados tampos elípticos com relação semieixos de 2:1 (raio: altura), conforme Figura 24.

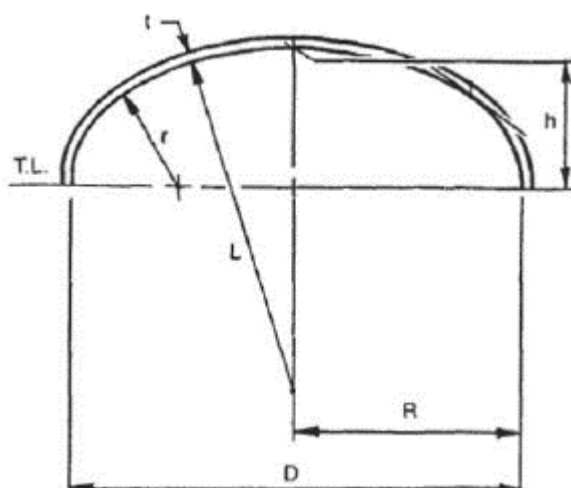


Figura 24 – Tampo elíptico. MOSS, 2004.

Para o dimensionamento deste tampo, o raio da coroa L , possui um valor de 90% do raio do vaso, enquanto o raio de junta, r , é em torno de 18%. A partir disto, podemos obter as dimensões para ambos.

$$\text{Raio da Coroa } L = 0,9 \times 4606 = 4145,4\text{mm.}$$

$$\text{Raio de Junta } r = 0,18 \times 4606 = 829,08\text{mm.}$$

Já a espessura pode ser calculada através da Equação 10. O tampo será confeccionado utilizando os mesmos dados no dimensionamento do casco esférico.

$$e = \frac{1,8 \times 4606}{260 \times 1 - 0,1 \times 1,8} + 1,5$$

$$e = 33,40$$

Como era de se esperar, a espessura deu próxima ao valor do casco, sendo 31,09mm sem a margem de corrosão e 33,40 considerando a mesma.

Porém, para a conformação da chapa, transformando o tampo até seu formato desejado o metal sofre algumas mudanças. Chapas de até 50mm de espessura, o processo pode ser a frio, para espessuras maiores, é indicado o processo a quente. A espessura no projeto cai na primeira hipótese, portanto será submetido a um processo de conformação a frio. Há de se atentar, entretanto, que nesse tipo de processo ocorre uma perda de espessura da chapa, em torno de 18 a 21%. Se tratando de um equipamento com alta confiabilidade, será melhor adotar uma margem maior, por vias de segurança será usado 21% de perda de material. Teremos, então:

$$e = 33,40 \times 1,21$$

$$e = 40,414mm$$

Consultando o Anexo B, vemos a disponibilidade de chapas com espessura 44,50mm. Logo será adquirido chapas de 44,50mm de espessura. Levamos em conta uma deformação de 21% na espessura da chapa, logo teremos uma chapa pronta para instalação com cerca de 35,155mm. Como de praxe, iremos calcular as tensões atuantes com tal espessura, através da Equação 22, e a PMTA, com a Equação 23:

$$S = \frac{(R + 0,1e)P}{Ee} \quad (22)$$

$$S = \frac{(4606 + 0,1 \times 35,15)1,8}{1 \times 35,15}$$

$$S = 236,04MPA$$

$$PMTA = \frac{SEe}{R + 0,1e} \quad (23)$$

$$PMTA = \frac{260 \times 1 \times 35,15}{4606 + 0,1 \times 35,15}$$

$$PMTA = 1,97MPA$$

Podemos observar fatores de segurança, respectivamente, para a tensão atuante e a PMTA de 1,1 ambos.

Com a espessura em mãos, podemos agora calcular o volume da elipse.

A Equação 24 pode ser utilizada para tal cálculo, conforme Neutrium.

$$V_p = D^3 C \times \frac{\pi}{12} \left[3 \left(\frac{h}{D} \right)^2 - 2 \left(\frac{h}{D} \right)^3 \right] \quad (24)$$

Onde:

D : Diâmetro interno;

C : Para ASME 2:1, o valor de C é igual $1/2$;

h : Altura no fluido no vaso.

Como desejamos saber a capacidade do tampo, a altura h será considerada máxima, ou seja igual a D , e teremos o diâmetro interno diminuindo o valor do diâmetro do vaso pela espessura da elipse. Teremos:

$$V_p = 4,565^3 \frac{1}{2} \times \frac{\pi}{12} [3(1)^2 - 2(1)^3]$$

$$V_p = 12,45m^3$$

Esse valor é para um tampo, logo multiplicaremos por 2 para obter a capacidade de volume de ambos os tampos.

$$V_{p2} = 24,09m^3$$

Munidos desta informação, retornaremos a Equação 19, para adequar o comprimento do tanque, afim de obter um volume de $1000m^3$, já contando os volumes dos tampos.

$$975,91 = \pi \times 4.606^2 \times h$$

$$h = 14,64m$$

Uma redução de comprimento relativamente baixa, mas assim teremos um dimensionamento exato, para podermos, assim, verificar as dimensões necessárias das chapas para o vaso.

4.3.4 Bocais

Os bocais a serem utilizados do vaso cilíndrico, serão os mesmo do vaso esférico, sendo pertinente, apenas, recalculer a necessidade de esforço nos mesmos e para isso, utilizaremos os dados previamente fornecidos no item 4.2.3. Os bocais serão instalados no casco do vaso. Portanto, para os bocais de 6”:

$$A_1 = 152,4 \times 33,52 + 2 \times 35,00 \times 6,35 =$$

$$A_1 = 5552,94mm^2$$

$$A_2 = 152,4(35,00 - 33,52) - 2 \times 6,35(35,00 - 33,52) =$$

$$A_2 = 206,75mm^2$$

$$A_3 = 5 \times 35,00(6,35 - 1,9212)$$

$$A_3 = 775,04mm^2$$

É possível verificar o não atendimento da condição $A_2 + A_3 > A_1$, sendo necessário o dimensionamento de um reforço, que se dará pela Equação 15, será adotado uma espessura de 19mm.

$$L = \frac{152,4 \times 33,52 + 2 \times 35,00 \times 6,35 - 152,4(1,48) + 2 \times 6,35(1,48) - 5 \times 35,00(4,4288)}{2 \times 19} =$$

$$L = 120,29mm$$

Agora realizaremos a mesma verificação para o bocal de *man-hole*, com 30”. Novamente fazendo uso das informações contidas no item 4.2.3, se tratando de tubo de grande dimensão, não será realizado a verificação da necessidade, indo diretamente para o dimensionamento do reforço, pela Equação 15.

$$L = \frac{762 \times 33,52 + 2 \times 35,00 \times 7,92 - 762(1,48) + 2 \times 7,92(1,48) - 5 \times 35,00(4,31)}{2 \times 19} =$$

$$L = 637,84mm$$

Ambos os reforços atendem as condições propostas pela ASME.

4.3.5 Fabricação das chapas

É usual, na montagem do vaso utilizar as chapas em formato de anel, conforme Figura 25.



Figura 25 – Chapa de aço Calandrada. Dillinger.

Para diâmetros muito grandes, costuma-se realizar a junção, através de solda, de 2 chapas ou mais para obter esse formato.

Tendo como exemplo a Usiminas, as chapas podem variar em largura de 900 a 3900mm, e em comprimento de 2400 a 18000mm. Podemos traçar um gráfico

para ambas as dimensões, buscando assim um meio termo para uma escolha sensata.

A Figura 26 nos trás uma correlação entre o número de chapas a serem usadas e a largura das mesmas.

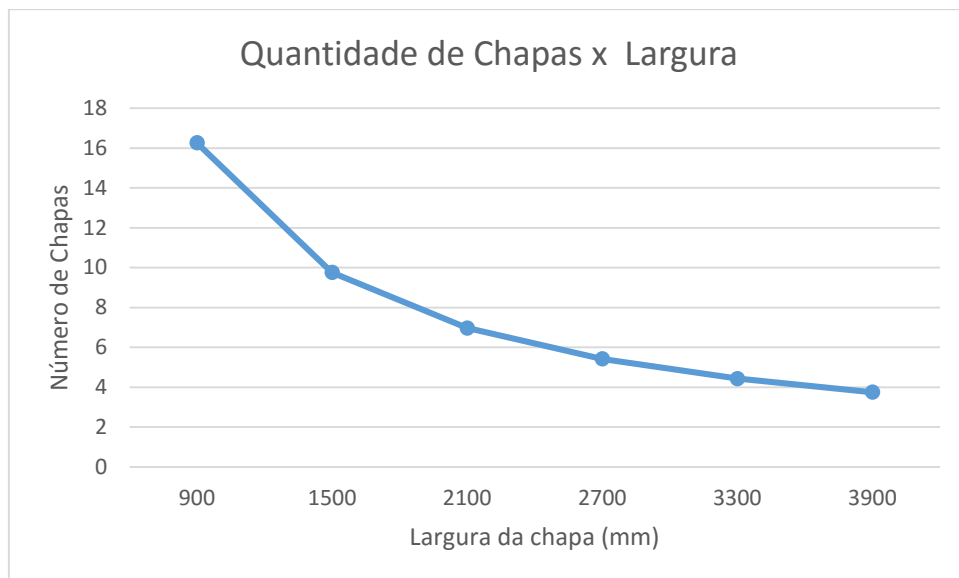


Figura 26 – Quantidade de Chapas x Largura

Para obtermos o comprimento da chapa, primeiro é necessário saber o comprimento equivalente do vaso em questão, para isso, podemos usar a fórmula do cilindro, obtendo um retângulo de comprimento $2\pi r$.

$$2\pi \times 4606 = 28940,35mm$$

Um comprimento equivalente de 28,94m, muito além do máximo padrão do mercado. Novamente, traçaremos um gráfico, demonstrado na Figura 27, relacionando o número de chapas e seu comprimento.

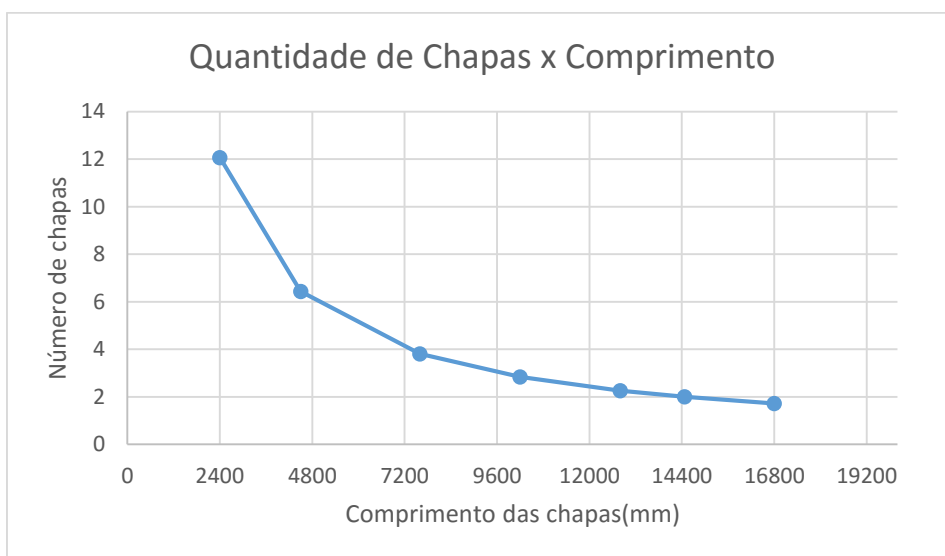


Figura 27 – Quantidade de Chapas x Comprimento

Como podemos ver, se usarmos o valor de 14470mm para o comprimento da chapa, serão necessárias apenas 2 para completar a circunferência, enquanto para fechar largura de 14640mm do vaso, seria necessário 4 chapas com 3660mm.

Para conformar as chapas planas e retas de aço no corpo cilíndrico do vaso, será adotado o processo de calandragem. Este processo trabalha com rolos, onde os inferiores realizam o movimento e o superior é livre, conforme Figura 28.

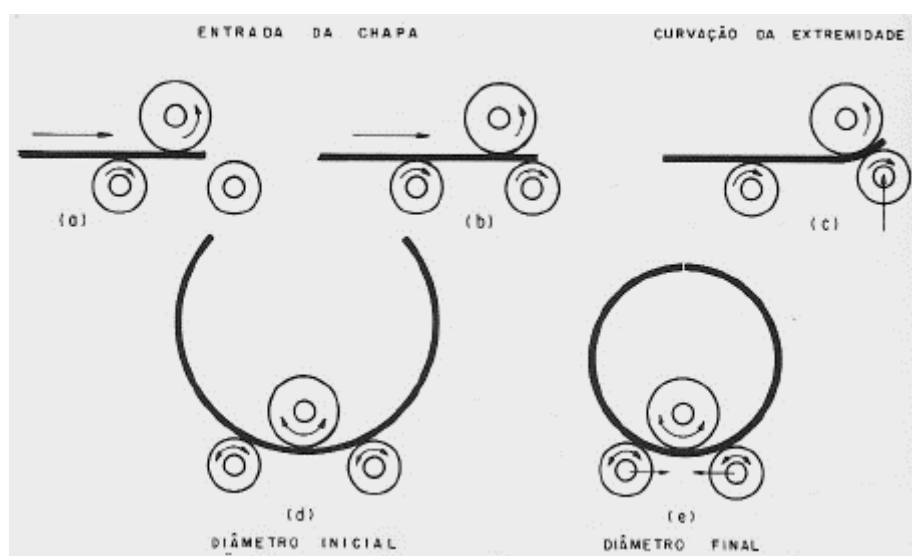


Figura 28 – Exemplificação de processo de Calandragem. TELLES, 2001.

Este procedimento é ideal para o projeto em questão, tendo em vista que é possível obter qualquer ângulo central, sendo sua circunferência completa ou não.

Como serão utilizadas duas chapas para a montagem do vaso, o processo de calandramento das mesmas será realizado apenas “parcialmente”, conformando a chapa a um formato de semi-círculo, demonstrado na Figura 29.



Figura 29 – Chapa para vaso cilíndrico. Dillinger.

Já para o processo de conformação do tampo elíptico, será utilizado o chamado rebordeamento. Tal processo não é necessário um prévio molde do tampo. A máquina permite que o tampo gire sobre seu eixo, enquanto um rolo interno e outro externo o conforma. Na operação, o rolo externo curva a chapa contra o rolo interno, deslocando-se radialmente. A Figura 30 exemplifica um desses processos.



Figura 30 – Processo de rebordeamento. Codismo.

4.3.6 Soldagem

O processo de soldagem a ser utilizado no vaso cilíndrico, será o mesmo do esférico, visto que não há limitações em relação a espessura da chama naquele, uma vez a que mesma não ultrapassa valores que iriam requerer algum processo especial. A diferença será na adoção do aquecimento pré-soldagem. O Aço ASME A516 Gr.70 possui um carbono equivalente de 0,48, portanto, para uma espessura de 35,00mm, teremos que aquecer a chapa a 130°C para o tratamento anterior a soldagem. O tratamento térmico pós-soldagem, assim como chanfro adotado, o método de soldagem, bem como a inspeção através de ensaio radiográfico, será igual ao adotado para o vaso esférico.

4.3.7 Teste Hidrostático

Previamente calculado a pressão do fluido qual será realizado o teste através do item 4.2.7, será adotado 2,5454 MPA para o teste no vaso cilíndrico.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Serão agora alinhados lado a lado as informações obtidas no tópico 4, realizando uma comparação objetiva entre ambos os tipos de vasos.

5.1 Tensões

Através dos cálculos, sendo adotada a espessura nominal para ambos os vasos, podemos realizar uma comparação rápida conforme Tabela 7:

ESFÉRICO (MPA)	CILINDRICO (MPA)	TAMPO
219,98	237,96	236,04

Tabela 7 – Comparação entre tensões atuantes

Podemos ver que a atuação da tensão no casco esférico é relativamente menor que atuante no cilíndrico, existe, ainda, o fato do tampo neste vaso o que irá acarretar em uma descontinuidade, gerando algumas tensões atuantes maiores.

Ademais, o formato esférico é responsável por uma melhor distribuição de tensões a redor de seu corpo, enquanto no vaso esférico, a mudança de geometria causada pelo tampo irá influenciar negativamente nessa distribuição.

Neste quesito, vemos que o vaso esférico é o mais adequado ao caso.

5.2 Pressão Máxima de Trabalho Admissível

A Tabela 8 realiza um comparativo entre as PMTA encontradas através do desenvolvimento no projeto.

ESFÉRICO (MPA)	CILINDRICO (MPA)	TAMPO
2,1275	1,966	1,97

Tabela 8 – Comparativo entre PMTA

As PMTA encontradas no esférico e cilíndrico possuem uma diferença sensível entre si, enquanto o tampo não difere de maneira significativa ao casco cilíndrico.

Novamente, embora seja pouca a diferença, vemos que o vaso esférico também se sai melhor.

5.3 Bocal

Em ambos os casos foram utilizados os mesmos bocais, a diferença ficou a respeito do reforço, conforme vemos na Tabela 9, para uma espessura de 19mm.

Diâmetro nominal do bocal	Espessura ESFÉRICO (mm)	Espessura CILINDRICO (mm)
6"	76,95	120,29
30"	409,47	637,84

Tabela 9 – Largura mínima para reforço

A diferença é palpável, o reforço no esférico requer uma largura bem menor em relação ao cilíndrico.

5.4 Chapas

O dimensionamento das chapas para o vaso esférico requer um pouco mais de trabalho, tendo em vista o procedimento adotado, ainda as chapas requerem um acabamento a mais, devido a seu formato o que acarreta em custo maior e um pouco mais de mão de obra. A Tabela 10 coloca as dimensões adotadas para o projeto.

	ESFÉRICO	CILINDRICO
Espessura (mm)	25,4	35,00
Largura (mm)	3160	3660
Comprimento (mm)	9500	14470

Tabela 10 – Dimensões das chapas de projeto.

Em geral, as dimensões das chapas utilizadas na esfera são menores, porém, a quantidade de chapas são maiores que as do cilindro. São 24 chapas para o esférico e 8 para o cilíndrico, mas ainda precisa-se levar em conta a chapa utilizada para o tampo.

5.5 Soldagem

Se falando de soldagem, devemos obrigatoriamente falar da montagem do costado dos vasos.

No caso do vaso esférico, é usual adotar a montagem já no local destinado ao vaso, por isso torna-se a utilização de soldagem automática difícil, devendo-se adotar soldagem manual, o que inevitavelmente irá acarretar em uma maior despesa com mão de obra e até mesmo materiais consumíveis.

Já no caso do vaso cilíndrico, o transporte é relativamente mais simples, podendo ser totalmente fabricado em galpões especializados, podendo ser adotado soldagem automatizada, diminuindo assim os custos com mão de obra.

6 CONCLUSÃO

Ao decorrer deste Trabalho de Conclusão de Curso, foram abordados métodos de dimensionamento e teoria por trás dos vasos de pressão, através de um estudo de caso proposto para finalidades didáticas.

No término do desenvolvimento teórico de ambos os vasos, podemos reparar que o vaso esférico leva vantagem estrutural em relação ao cilíndrico. Foi exposto que a distribuição de tensões no esférico é uniforme além de possuir uma atuação mais baixa, enquanto no cilíndrico, as tensões sofrem mudanças devido a mudança na geometria, além de ser relativamente mais alta em suas atuações.

Porém, foram constatadas algumas desvantagens do esférico em relação ao cilíndrico: Sua montagem em geral é realizada no local de operação, o que torna a mão de obra mais custosa, tanto em transportes quanto em soldagem.

Em relação aos cálculos de dimensionamento, ambos possuem as mesmas metodologias, o que acaba tornando mais uma questão de montagem e custo para a produção dos vasos.

Por fim, é possível observar que ambos os vasos possuem vantagens e desvantagens, devendo estas serem consideradas a cada caso a ser aplicado, a depender das prioridades e capacidade de investimento da empresa, pois embora o vaso esférico possua a maioria das vantagens, pelos dados é possível deduzir que possua um custo mais elevado de produção e montagem.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

LIQUIGÁS. Propriedades do GLP. 2015. Disponível em:
<<http://www.liquigas.com.br>>. Acesso em: 15 mar. 2018.

MATWEB. Material Property Data for ASTM A516 Carbon Steel, Grade 70. Disponível em:
<<http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?matguid=9ccee2d0841a404ca504620085056e14&ckck=1>>. Acesso em: 01 abr. 2018.

MOSS, D. R. **Pressure Vessel Design Manual: illustrated procedures for solving major pressure vessel design problems**. 3rd ed. Elsevier. USA, 2004.

ASME. **Boiler and Pressure Vessel Code - Section VIII - Division 1: Rules for construction of Pressure Vessels**. New York, 2010.

ASME. **Boiler and Pressure Vessel Code - Section VIII - Division 2: Rules for construction of Pressure Vessels (Alternative Rules)**. New York, 2010.

USIMINAS. Catálogo de chapas grossas. Disponível em:
<<http://www.usiminas.com/irj/portal?NavigationTarget=navurl://b9550c6a5ba15c7c7e5ff882496a52b2&>>. Acesso em: 10 abr. 2018.

TELLES, P. C. **Vasos de Pressão**. 2ª ed. Rio de Janeiro, LTC, 2001.

INBEP. Classificação das caldeiras vasos de pressão e tubulações. Disponível em:
<<http://blog.inbep.com.br/classificacao-das-caldeiras-vasos-de-pressao-tubulacoes/>>
Acesso em: 10 set. 2017.

DILLINGER. Dillinger plates for Morokko. Disponível em:
<<https://www.dillinger.de/d/en/products/applications/boilers/references/dillinger-plates-for-morokko-68524.shtml>> Acesso em: 10/10/2017.

GERE, J. M. **Mecânica dos Materiais**. 3ª ed. Editora Cengage Learning.

CALDNAZZA. Esferas e cúpulas de gomo. Disponível em:
<<https://www.caldnazza.com/2013/02/esferas-e-cupulas-de-gomos.html#.WuUADYjwYdV>>. Acesso em: 15 abr. 2018.

CEMIL TUBOS. Catalogo de Tubos e Conexões. Disponível em:
<<http://www.cemiltubos.com.br/tubos/index.php>>. Acesso em: 15 abr. 2018.

PETROBRÁS. Normas e especificações Técnicas. Disponível em:
<http://sites.petrobras.com.br/CanalFornecedor/portugues/requisitocontratacao/requisito_normastecnicas.asp>. Acesso em 14 abr. 2018.

NEUTRIUM. Volume and wetted area of partially filled horizontal vessels. Disponível em: <<https://neutrium.net/equipment/volume-and-wetted-area-of-partially-filled-vessels/>>. Acesso em: 01 abr. 2018.

ANEXO A – Valores para Eficiência de solda

Tipo de solda	Limitações	Grau de inspeção		
		Radiografia total	Radiografia parcial	Não radiografada
Solda de topo feita por ambos os lados ou por procedimento equivalente, de forma a obter penetração e fusão totais	Nenhuma	1,00	0,85	0,70
Solda de topo feita por apenas um lado, com mata-junta permanente	Nenhuma	0,90	0,80	0,65
Solda de topo feita por apenas um lado, sem mata-junta	Uso permitido somente para soldas circunferenciais, para espessuras inferiores a 15 mm e diâmetro do vaso inferior a 610 mm	-	-	0,60
Solda sobreposta com filete duplo de altura total	Uso permitido para soldas longitudinais em espessuras inferiores a 10 mm, e para soldas circunferenciais em espessuras inferiores a 15	-	-	0,55

Figura 31 – Valores para eficiência de solda. ASME, Seção VII, Div 1.

ANEXO B – Espessuras Padrão de Chapas Grossas

ESPESSURAS PADRÃO (mm)
6,30
8,00
9,50
12,50
16,00
19,00
22,40
25,40
28,50
32,50
35,00
37,50
44,50
50,00
57,00
70,00
75,00
89,00
100,00

Figura 32 – Espessuras padrão de chapas grossas. Usiminas

ANEXO C – Tensões Admissíveis

Classe de material	Formas de Apresentação	Especificação ASTM	Tensões admissíveis [Mpa] @ temperatura [°C]													
			-30 a 93	150	205	260	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525
Aço-carbono	Chapas	A-285-C	108,0	108,0	108,0	108,0	106,0	104,0	101,0	97,2	88,9	74,4	62,2	45,6		
	Tubos	A-53-A	80,6	80,6	80,6	80,6	80,6	80,6	78,8	71,6	62,3	54,4	47,5	40,0		
	Tubos	A-53-B	101,0	101,0	101,0	101,0	101,0	101,0	98,4	89,5	75,9	63,4	52,9	38,7		
	Tubos	A-179	92,3	92,3	92,3	92,3	91,8	90,4	87,5	83,8	73,3	63,4	55,8	47,3		
	Forjados	A-181-50	92,3	92,3	92,3	92,3	91,8	90,4	87,5	83,8	73,3	63,4	55,8	47,3	33,7	21,0
Aço-carbono para altas temperaturas	Chapas	A-515-60	117,8	117,8	117,8	117,8	114,3	111,5	108,0	103,2	88,9	74,4	62,2	45,6	32,3	22,0
	Chapas	A-515-55	128,1	128,1	128,1	128,6	124,6	121,9	118,2	112,3	95,0	78,5	62,2	45,6	32,3	22,0
	Chapas	A-516-70	137,7	137,7	137,7	137,7	134,8	132,2	128,3	121,5	101,2	82,6	67,0	50,8	34,2	21,0
	Tubos	A-106-A	94,4	94,4	94,4	94,4	94,4	94,4	92,4	84,4	73,3	64,0	56,0	47,3	36,0	23,6
	Tubos	A-106-B	117,8	117,8	117,8	117,8	117,8	117,8	115,3	104,9	88,9	74,4	62,2	47,3	36,0	23,6
Aço-carbono para baixas temperaturas	Tubos	A-210-A1	117,8	117,8	117,8	117,8	117,8	117,8	115,3	104,9	88,9	74,4	62,2	45,6	32,3	22,0
	Forjados	A-105	137,7	137,7	137,7	137,7	129,0	125,3	121,6	116,1	101,2	82,6	67,0	50,2	34,2	22,0
	Forjados	A-216-WC1	137,7	137,7	137,7	137,7	129,0	125,3	121,6	116,1	101,2	82,6	67,0	50,2	34,2	22,0
	Chapas	A-516-50	117,8	117,8	117,8	117,8	114,3	111,5	108,0	103,2	88,9	74,4	62,2	45,6	32,3	22,0
	Chapas	A-516-55	128,1	128,1	128,1	128,1	124,6	121,9	118,2	112,3	95,0	78,5	62,2	45,6	32,3	22,0
Aço-carbono para baixa temperatura	Chapas	A-516-70	137,7	137,7	137,7	137,7	134,8	132,2	128,3	121,5	101,2	82,6	67,0	50,8	34,2	22,0
	Tubos	A-333-6	117,8	117,8	117,8	117,8	117,8	117,8	115,3	104,9	88,9	74,4	62,2	45,6	32,3	22,0
	Tubos	A-334-6	117,8	117,8	117,8	117,8	117,8	117,8	117,8	117,8	117,8	117,8	117,8	117,8	117,8	117,8
	Forjados	A-350-LF1	117,8	117,8	117,8	117,8	107,3	104,2	101,1	97,2	88,9	74,4	62,2	45,6	32,3	22,0
	Forjados	A-350-LF2	137,7	137,7	135,5	135,0	129,0	125,3	121,6	116,1	101,2	82,6	67,0	50,8	34,2	22,0
Aço-lega 1/2 Mo	Chapas	A-204-A	128,1	128,1	128,1	128,1	124,6	121,9	118,2	112,3	95,0	78,5	62,2	45,6	32,3	22,0
	Chapas	A-204-B	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7
	Tubos	A-335-P1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1
	Tubos	A-209-T1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1
	Forjados	A-182F1	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7
Forjados	A-217-WC1	128,1	128,1	128,1	128,1	128,1	128,1	128,1	128,1	128,1	128,1	128,1	128,1	128,1	128,1	

Figura 33 – Tensões admissíveis. ASME, Seção VII, Div 1.

ANEXO D – Durabilidade de Vasos de Pressão

Classes de Equipamentos	Refinarias, Terminais e outras Instalações Não Petroquímicas	Unidades Petroquímicas
Equipamentos de grande porte, grande custo ou essenciais ao funcionamento da unidade industrial (reatores, torres, permutadores ou vasos importantes).	20 anos	15 anos
Outros equipamentos não incluídos na classe acima.	15 anos	10 anos
Peças desmontáveis ou de reposição (feixes tubulares, internos de torres, e outros).	8 anos	5 anos

Figura 34 – Anos para vasos de pressão. N-253, Petrobrás.

ANEXO E – Catálogo de Tubos

Tubo de aço com e sem costura					
DN	Externo m/m	Interno m/m	Parede m/m	Kg/m	Schedule
1/4"	13,72	9,24	2,24	0,63	STD 40
		7,68	3,02	0,80	XS 80
		7,12	3,30	0,82	160
3/8"	17,15	12,53	2,31	0,85	STD 40
		10,75	3,20	1,10	XS 80
		7,65	4,75	1,56	160
1/2"	21,34	15,80	2,77	1,26	STD 40
		14,16	3,73	1,62	XS 80
		11,78	4,78	1,95	160
3/4"	26,67	6,40	7,47	2,54	XXS
		20,93	2,87	1,68	STD 40
		18,85	3,91	2,19	XS 80
1"	33,40	15,55	5,56	2,89	160
		11,03	7,82	3,63	XXS
		2,64	3,38	2,50	STD 40
1 1/4"	42,16	24,30	4,55	3,23	XS 80
		20,68	6,36	4,23	160
		15,22	9,09	5,54	XXS
1 1/2"	48,26	3,50	3,56	3,38	40
		32,46	4,85	4,46	XS 80
		29,46	6,35	5,60	160
2"	60,32	22,76	9,70	7,75	XXS
		40,90	3,68	4,05	STD 40
		38,10	5,08	5,40	XS 80
2 1/2"	73,03	33,98	7,14	7,23	XXS
		27,94	10,16	9,54	160
		52,50	3,91	5,43	STD 40
3"	88,90	4,92	5,54	7,47	XS 80
		42,84	8,74	11,10	160
		38,16	11,07	13,41	XXS
3 1/2"	101,60	62,71	5,16	8,62	STD 40
		59,01	7,01	11,40	XS 80
		53,99	9,52	14,90	160
4"	114,30	44,99	14,02	20,37	XXS
		77,92	5,49	11,28	STD 40
		73,66	7,62	15,25	XS 80
5"	141,30	66,64	11,13	21,31	160
		58,42	15,24	27,65	XXS
		90,12	5,74	13,56	STD 40
6"	168,30	85,44	8,08	18,60	XS 80
		102,26	6,02	16,06	STD 40
		97,18	8,56	22,29	XS 80
8"	219,07	92,04	11,13	26,27	120
		87,32	13,49	33,49	160
		80,06	17,12	40,98	XXS
10"	273,00	128,30	6,56	21,75	STD 40
		122,26	9,52	30,92	XS 80
		115,90	12,70	40,25	120
12"	324,00	109,54	15,88	49,01	160
		103,20	19,05	57,36	XXS
		155,60	6,35	25,33	STD 40
14"	381,00	154,08	7,11	28,23	40
		146,36	10,97	42,51	XS 80
		139,76	14,27	54,15	120
16"	437,00	131,78	18,26	67,48	160
		124,40	21,95	79,10	XXS
		206,37	6,35	33,27	20
18"	493,00	204,99	7,04	36,75	30
		202,71	8,18	42,48	STD 40
		198,45	10,31	53,03	60
20"	549,00	193,67	12,70	64,56	XS 80
		188,89	15,09	75,81	100
		182,55	18,26	90,47	120
24"	661,00	177,83	20,62	100,83	140
		533,40	12,70	171,04	XS 30
		527,04	15,88	212,31	40
26"	717,00	514,38	22,22	293,75	60
		501,68	28,57	373,21	80
		488,98	34,92	450,69	100
28"	773,00	476,26	41,27	526,17	120
		463,56	47,62	599,68	140
		450,86	53,97	671,15	160
30"	829,00	596,90	6,35	94,35	10
		590,58	9,52	140,80	STD 20
		584,20	12,70	186,73	XS
32"	885,00	581,08	14,27	209,33	30
		574,64	17,48	254,88	40
		560,38	24,61	354,68	60
34"	941,00	547,68	30,96	441,31	80
		531,82	38,89	546,68	100
		517,66	46,02	638,93	120
36"	997,00	504,86	52,37	718,88	140
		644,56	7,92	127,50	10
		641,38	9,52	152,87	STD
38"	1053,00	635,00	12,70	202,88	XS 20
		695,38	7,92	137,42	10
		692,16	9,52	164,80	STD
40"	1109,00	685,80	12,70	218,78	XS 20
		679,44	15,88	272,18	30
		746,16	7,92	147,38	10
42"	1165,00	742,98	9,52	176,78	STD
		736,60	12,70	234,64	XS 20
		730,24	16,88	292,08	30
44"	1221,00	796,98	7,92	157,28	10
		793,76	9,52	188,66	STD
		787,40	12,70	250,55	XS 20
46"	1277,00	781,04	15,88	311,95	30
		777,04	17,48	342,70	40
		850,90	6,35	134,23	STD
48"	1333,00	844,56	9,52	200,51	XS 20
		838,20	12,70	266,46	30
		831,84	15,88	331,83	40
50"	1389,00	901,70	6,35	142,17	STD
		895,36	9,52	212,52	XS 20
		889,00	12,70	282,36	30
52"	1445,00	882,72	15,88	351,72	40
		952,50	6,35	150,16	STD
		946,16	9,52	224,45	XS
54"	1501,00	939,80	12,70	298,27	STD
		933,44	15,88	371,60	XS
		1003,30	6,35	158,11	STD
56"	1557,00	996,98	9,52	236,38	XS
		990,60	12,70	314,18	STD
		984,24	15,88	391,49	XS

Figura 35 – Catálogo de tubos de 1/4" a 40". Comil Tubos.

ANEXO F – Elementos consumíveis e processos de soldagem

Processo de soldagem	Consumíveis (Classe AWS)	ASTM A 285 A, B e C, ASTM A 299	DIN 17155-15Mo3	ASTM A515-60, 65 e 70	ASTM A516-55, 60, 65 e 70
Eléttodos revestidos	Eléttrodo	E7016, E7018	E7018-A1, E70018-G	E7018-A1, E7018-G	E7018-M, E8018-D3 e E8018-C1
MIG/MAG	Arame	ER 70S-3 e ER 70S-6	ER70S-G e ER80S-D2	ER70S-3 e ER70S-6	ER 70S-G , ER80S-Ni1 e ER80S-G
	Gás (a)	CO ₂ ou misturas Ar+CO ₂ ou Ar+O ₂	CO ₂	CO ₂ ou misturas Ar+CO ₂ ou Ar+O ₂	Ar +1 ~ 5%O ₂
Arame tubular	Arame	E71T-1, E71T-4 e E71T-5	E70T5-A1, E71T1-G e E81T1-B1	E71T1-G e E81T1-B1	E80T5-Ni1 e E80T5-N
	Gás (a) (b)	CO ₂	CO ₂ ou misturas Ar+CO ₂	CO ₂ ou misturas Ar+CO ₂	CO ₂ ou misturas Ar + CO ₂
Arco submerso	Combinação arame/fluxo	F7xxEL12 F7xx-EM12k	F7x0-EA1-A1 F7x0-EG-G	F7xx-EA1-A1 F7xx-EG-G	F7P6-EA3-A3 F7P6-ENi1-Ni1 F7P6-EG-G

Figura 36 – Tabela de materiais e soldagem. Usiminas