



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE
CENTRO DE TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE DOIS VASOS DE PRESSÃO CILÍNDRICOS:
AÇO X PRFV

FERNANDO DA SILVA OLIVEIRA
NATAL-RN
2022



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE
CENTRO DE TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE DOIS VASOS DE PRESSÃO CILÍNDRICOS:
AÇO X PRFV

FERNANDO DA SILVA OLIVEIRA

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Norte como parte dos requisitos para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico, orientado pelo Prof. Dr. Evans Paiva da Costa Ferreira.

NATAL-RN

2022

Universidade Federal do Rio Grande do Norte - UFRN
Sistema de Bibliotecas - SISBI
Catalogação de Publicação na Fonte. UFRN - Biblioteca Central Zila Mamede

Oliveira, Fernando da Silva.

Análise comparativa entre dois vasos de pressão cilíndricos:
Aço x PRFV / Fernando da Silva Oliveira. - 2022.
51 f.: il.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) - Universidade
Federal do Rio Grande do Norte, Centro de Tecnologia, Graduação
em Engenharia Mecânica, Natal, RN, 2022.

Orientador: Prof. Dr. Evans Paiva da Costa Ferreira.

1. Engenharia mecânica - TCC. 2. Vaso de pressão - TCC. 3.
Comparação - TCC. 4. Resistência - TCC. 5. Peso - TCC. I.
Ferreira, Evans Paiva da Costa. II. Título.

RN/UF/BCZM

CDU 621.772



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE
CENTRO DE TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE DOIS VASOS DE PRESSÃO CILÍNDRICOS:
AÇO X PRFV

FERNANDO DA SILVA OLIVEIRA

Banca Examinadora do Trabalho de Conclusão de Curso

Prof. Dr. Evans Paiva da Costa Ferreira

Universidade Federal do Rio Grande do Norte - Orientador

Prof. Dr. João Carlos Arantes Costa Júnior

Universidade Federal do Rio Grande do Norte - Avaliador Externo

Prof. Dr. Raimundo Carlos Silverio Freire Junior

Universidade Federal do Rio Grande do Norte - Avaliador Externo

NATAL, 24 de junho de 2022

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. Evans Paiva da Costa Ferreira pela contribuição, confiança, orientação e compromisso durante a orientação.

Aos Professores Dr. João Carlos Arantes Costa Júnior e Dr. Raimundo Carlos Silverio Freire Junior, por aceitarem participar da banca examinadora.

Ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Norte por promover o conhecimento necessário para esta formação.

À minha família, pelo apoio incondicional e motivação constante.

À todos os amigos que apoiaram e contribuíram de uma forma ou de outra para a realização deste trabalho.

OLIVEIRA, FERNANDO DA SILVA. ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE DOIS VASOS DE PRESSÃO CILÍNDRICOS: AÇO X PRFV. 2022. 51 P. TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO (GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA) - UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE, NATAL-RN, 2022.

Resumo

Os vasos de pressão são equipamentos que contêm fluidos pressurizados em baixa ou alta pressão. Esses vasos são espaços de armazenamento para as mais variadas aplicações em processos industriais. São equipamentos que demandam responsabilidade técnica especializada para projeto, fabricação, manutenção e inspeção, e seu projeto deve considerar segurança e confiabilidade em suas operações. O objetivo deste trabalho consiste em uma análise comparativa de alguns parâmetros de um vaso de pressão hipotético feito de aço e outro vaso feito de compósito plástico reforçado com fibra de vidro (PRFV) para ter um diferencial de peso e comparação de custos em condições idênticas impostas aos vasos. Para tanto, foram realizados alguns cálculos inerentes ao vaso de pressão com geometria e dimensões pré-definidas, de acordo com normas literárias possibilitando a obtenção e comparação dos parâmetros desejados entre os dois materiais constituintes.

Palavras-chave: Vasos de pressão, comparação, resistência, peso.

OLIVEIRA, FERNANDO DA SILVA. **COMPARATIVE ANALYSIS BETWEEN TWO CYLINDRICAL PRESSURE VESSELS: STEEL X GRP**. 2021. 51 P. CONCLUSION WORK PROJECT (GRADUATE IN MECHANICAL ENGINEERING) – FEDERAL UNIVERSITY OF RIO GRANDE DO NORTE, NATAL-RN, 2022.

Abstract

Pressure Vessels are equipment that contains pressurized fluids at low or high pressure. These vessels are storage space for the most varied applications in industrial processes. They are equipment that demands specialized technical responsibility for design, manufacture, maintenance, and inspection, and their project must consider safety and reliability in their operations. The goal of this work consists of a comparative analysis of some parameters of a hypothetical pressure vessel made of steel and another vessel made of glass reinforced plastic composite (GRP) to have a differential weight and cost comparison under identical conditions imposed on the vessels. In order, some calculations were carried out inherent to the pressure vessel with predefined geometry and dimensions, according to literary standards enabling the achievement and comparison of the desired parameters between the two constituent materials.

Keywords: Pressure vessels, comparison, strength, weight.

Lista de Figuras

Figura 1. Conjunto de vasos de pressão horizontais e verticais.	14
Figura 2. Formatos de vasos de pressão.	15
Figura 3. Tipos de tampos.	15
Figura 4. Tensões σ_1 e σ_2 atuantes na parede de um cilindro.	19
Figura 5. Destaque de uma parte de um vaso de pressão.	19
Figura 6. Corte de um vaso de pressão perpendicular ao eixo x.	20
Figura 7. Ciclo de Mohr representativo das tensões na parede de um vaso cilíndrico...	21
Figura 8. Tensões σ_1 e σ_2 atuantes na parede de um vaso esférico.	22
Figura 9. Corte de um vaso de pressão esférico.	22
Figura 10. Ciclo de Mohr representativo das tensões na parede de um vaso esférico. ...	23
Figura 11. Diagrama tensão-deformação convencional de um típico aço dúctil.....	24
Figura 12. Classificação dos compósitos segundo Callister.....	28
Figura 13. Disposições usuais de fibras na fabricação de materiais compósitos.	32

Lista de Tabelas

Tabela 1. Coeficiente de Eficiência de Solda - Código ASME, Seção VIII, Divisão 1.	18
Tabela 2. Tensões Admissíveis do Código ASME, Seção VIII, Divisão 1.....	25
Tabela 3. Propriedades mecânicas da matriz de poliéster..	29
Tabela 4. Condições de Projeto.	35
Tabela 5. Propriedades mecânicas do aço ASTM A-516 Gr. 70.....	35
Tabela 6. Dados considerados para cálculos do vaso em aço.	36
Tabela 7. Dados considerados no cálculo do tampo hemisférico.	38
Tabela 8. Dados considerados no cálculo do casco cilíndrico.	39
Tabela 9. Dados obtidos para o vaso em aço conforme suposição.....	42

Lista de Abreviaturas e Siglas

ASME	American Society of Mechanical Engineers
ASTM	American Society for Testing Materials
PRFV	Compósito Polimérico Reforçado por Fibras de Vidro
UFRN	Universidade Federal do Rio Grande do Norte
UW	University of Washington
PMTA	Pressão Máxima de Trabalho Admissível

Lista de Símbolos

R_c	raio da calota central esférica
R_k	raio da seção toroidal de concordância
d_i	diâmetro interno do vaso de pressão
p	pressão
t	espessura da parede do vaso de pressão
C	margem para corrosão
t_s	espessura mínima de resistência estrutural
e	espessura mínima do casco para pressão interna
r	raio interno
S	tensão admissível do material
E	coeficiente de eficiência da solda
ϵ	alongamento extremo de fibra
t_o	espessura original da chapa antes da conformação
R_f	raio médio final
R_o	raio médio original
σ_1	tensão circunferencial (ou tangencial)
σ_2	tensão longitudinal
Σ	somatório
Δ	delta
ϵ	deformação específica
E	módulo de elasticidade
P_H	pressão mínima de teste hidrostático
$^{\circ}\text{C}$	Grau Celsius
kPa	Kilopascal
MPa	Megapascal
mm	milímetro
σ_{adm}	tensão admissível de projeto
kg	quilograma

Sumário

Agradecimentos	i
Resumo	ii
Abstract	iii
Lista de Abreviaturas e Siglas	vi
Lista de Símbolos	vii
Sumário	viii
1 Introdução	12
1.1 Objetivo	13
1.1.1 Objetivo Geral	13
1.1.2 Objetivos Específicos	13
2 Revisão Bibliográfica	14
2.1 Vasos de Pressão	14
2.1.1 Definição	14
2.1.2 Composição e Tipos	15
2.1.3 Cilindro de paredes finas	16
2.1.4 Espessuras de Cascos e Tampos	16
2.1.5 Tensões em Vasos de Pressão	19
2.2 Aços	26
2.2.1 Aços Estruturais	27
2.3 Compósitos	28
2.3.1 Matrizes Poliméricas	29
2.3.2 Matriz Termorrígida	29
2.3.3 Resina Poliéster	29
2.3.4 Resinas Éster Vinílicas	30
2.3.5 Resinas Epóxi	30
2.3.6 Reforços Fibrosos	31
2.3.7 Fibra de Vidro	31
2.3.8 Materiais Compósitos Fibrosos	31
2.3.9 Tecidos	32
2.3.10 Manta	32
2.3.11 Plásticos Reforçados com Fibras de Vidro	33
2.3.12 Hand Lay-up	33
3 Metodologia e Resultados	34
3.1 Considerações	34

3.2	Condições de Operação	35
3.3	Definição dos materiais	35
3.3.1	Propriedades do Aço	35
3.3.1.1	Cálculo do casco	36
3.3.1.2	Cálculo dos tampos	36
3.3.1.3	Cálculo da área do casco e dos tampos	37
3.3.1.4	Cálculo do peso do casco e dos tampos	37
3.3.2	Compósito	37
3.3.2.1	Tampo Hemisférico	37
3.3.2.2	Cálculo da área e peso dos tampos	39
3.3.2.3	Casco cilíndrico	39
3.3.2.4	Cálculo da área e peso do casco	40
3.3.2.5	Peso total do vaso	41
4	Discussões	41
4.1	Levantamento de Custos	43
4.1.1	Compósito	43
4.1.2	Aço	43
5	Conclusão	45
6	Sugestões de Trabalhos Futuros	46
7	Referências	47

1 Introdução

Os vasos de pressão são utilizados para armazenar fluidos gasosos, líquidos ou combinações entre os mesmos. Pelo fato das condições de trabalho apresentarem variações de temperatura, pressão e fluido, os vasos de pressão devem ser muito bem projetados, pois qualquer erro de projeto poderá acarretar acidentes graves, colocando em risco a vida dos colaboradores envolvidos e causando danos ao meio ambiente (SANCOVICEI, 2012).

Falcão (2008) afirma que os vasos de pressão são equipamentos amplamente utilizados em indústrias de processo, refinarias de petróleo, petroquímicas, farmacêuticas e alimentícias. O equipamento deve ser projetado para evitar grandes falhas diretamente relacionadas ao conteúdo da disciplina de resistência dos materiais, tais como: deformação elástica excessiva, incluindo instabilidade elástica; deformação plástica excessiva, incluindo instabilidade plástica; altas tensões localizadas; fluência a alta temperatura; fratura frágil a baixa temperatura; fadiga e corrosão.

Grande parte das indústrias trabalha ininterruptamente por meses a fio, fazendo com que os equipamentos estejam sujeitos a rígidos regimes de operação, sem manutenções e inspeções periódicas. Devido ao manuseio de líquidos inflamáveis, tóxicos, corrosivos, explosivos ou sob alta pressão e temperatura, essas indústrias estão frequentemente expostas a condições de alto risco, e qualquer falha pode resultar em um acidente ou até mesmo um desastre de grande proporção (TELLES, 2007).

Devido aos muitos incidentes relacionados a vasos de pressão no século XIX, um grupo de trabalho foi formado para começar a desenvolver padrões para a fabricação e inspeção desses equipamentos. Desta forma, surgiram os primeiros códigos de projeto, sendo o primeiro, americano, o código ASME (American Society of Mechanical Engineers) (FALCÃO, 2008).

Os códigos ASME têm como objetivo criar regras seguras para projetos e fabricação apresentando metodologia e critérios para dimensionamento, fabricação, realização de exames não destrutivos, além de materiais aplicáveis com respectivas tensões admissíveis (FALCÃO, 2008).

A escolha de materiais para a fabricação de tanques varia de indústria para indústria, e, dentre os mais diversos materiais possíveis, destacam-se o aço e o plástico reforçado com fibra de vidro. Na indústria aeroespacial, o baixo peso e alta rigidez dos compósitos são fatores decisivos; na indústria automotiva, os pontos chave são os custos de ferramental reduzidos e a possibilidade de alcançar acabamentos de excelente qualidade. A indústria marinha se beneficia da resistência a corrosão, enquanto que a indústria eólica depende da habilidade de moldar partes grandes e complexas como pás, que atingem dezenas de metros de comprimento e são difíceis de tornar financeiramente viáveis com outros materiais (RED, 2009).

Recentemente, as aplicações de vasos de pressão em compósitos foram ampliadas para tanques de combustíveis gasosos (metano e hidrogênio). Para garantir autonomia

entre abastecimentos, carros, caminhões e ônibus devem carregar um conjunto de tanques de alta pressão, que, sendo tradicionalmente fabricados em aço, aumentam drasticamente o peso da estrutura (VASILIEV, 2018).

1.1 Objetivo

1.1.1 Objetivo Geral

Este trabalho tem como objetivo a comparação de peso e custo entre dois vasos de pressão (somente cilindro e tampos), sendo um em aço e outro em compósito, sob as mesmas condições de projeto, realizando os cálculos necessários de acordo com algumas normas técnicas adotadas para condições de operações predefinidas.

1.1.2 Objetivos Específicos

- ❖ Realização de cálculos inerentes ao costado e tampo de um vaso de pressão, contemplando as tensões admissíveis, espessuras das chapas, peso e custo;
- ❖ Determinação de parâmetros, tais como: resistência e espessura para condições equivalentes entre os vasos em mesmo nível de pressão interna;
- ❖ Suposição de equidade entre os vasos;
- ❖ Análise comparativa dos resultados.

2 Revisão Bibliográfica

2.1 Vasos de Pressão

2.1.1 Definição

Segundo Telles (2007), todo e qualquer recipiente estanque, independente de tipo, dimensão, formato ou finalidade, que seja capaz de conter um fluido pressurizado, caracterizam, genericamente, um vaso de pressão.

Para Chattopadhyay (2005), vasos de pressão são aqueles reservatórios, tanques de armazenamento ou vasos que tem por finalidade armazenar fluidos, seja à pressão atmosférica ou superiores a esta. Estes vasos podem apresentar grande variedade de dimensões, desde poucos centímetros até cerca de 50 m de diâmetro.

De acordo com Campos (2011), pode-se definir vaso de pressão como sendo qualquer dispositivo de variados tamanhos e forma ou utilizações, capazes de armazenar fluidos pressurizados e projetados para aguentar com segurança as pressões internas distintas da pressão atmosférica, ou que sejam submetidos a pressões externas.

Estes vasos são encontrados em diversas áreas da indústria, com destaque a indústria química e petroquímica, refinarias de petróleo, indústria alimentícia e farmacêutica, centrais termoeletricas, etc.

Um vaso de pressão é definido pela ASME como "um vaso no qual a pressão é obtida de uma fonte indireta ou pela aplicação de calor de uma fonte direta ou indireta". Os vasos de pressão incluem, mas não estão limitados à tanques de armazenamento de gás comprimido (tanques de ar, oxigênio, nitrogênio, etc.), tanques de amônia anidra, tanques hidropneumáticos, autoclaves, tanques de armazenamento de água quente, reatores químicos e tanques de refrigerante, projetados para um pressão superior a 15 psi (103,421 kPa) em um volume superior à 5 ft³ (141.584 cm³), ou 1,5 ft³ em um volume com uma pressão superior a 600 psi (4,13685 MPa).

Figura 1. Conjunto de vasos de pressão horizontais e verticais.

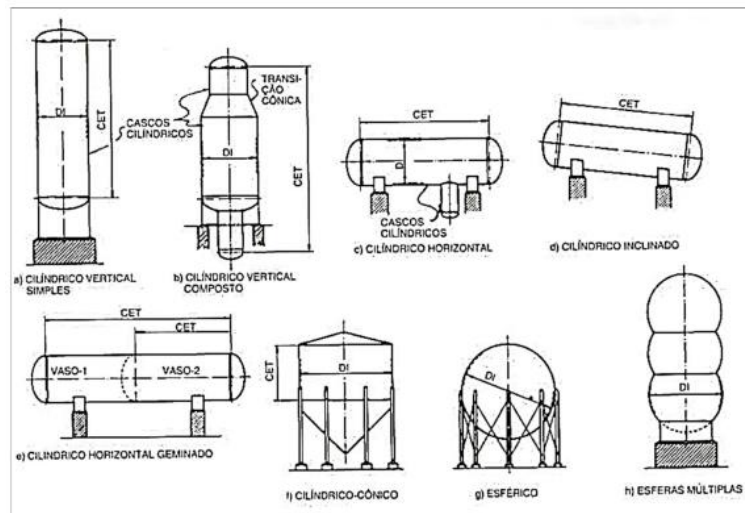


Fonte: (FERRAZ, 2009).

2.1.2 Composição e Tipos

Telles (2007) afirma que a parede de um vaso de pressão é composto do casco do vaso e dos tampos. Os cascos sempre têm o formato de uma superfície de revolução, e possuem, com raras exceções, uma das três formas básicas: cilíndrica, cônica ou esférica (ou uma combinação dessas). Quanto à posição de instalação, os vasos podem ser verticais, horizontais ou inclinados.

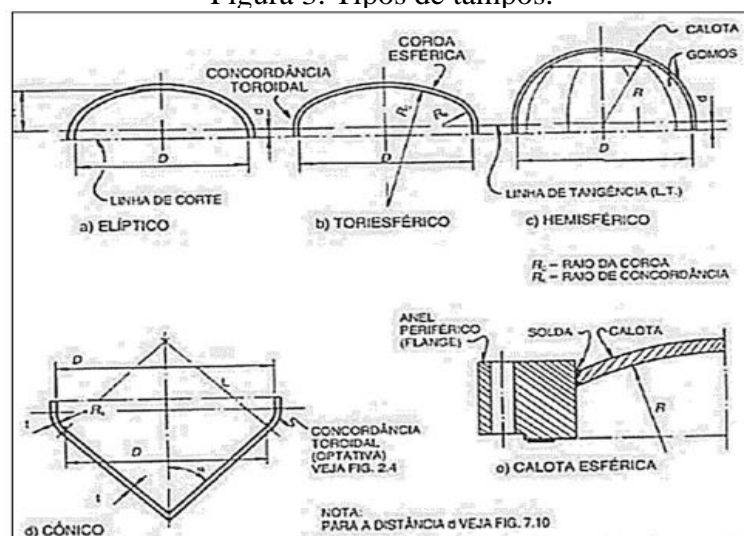
Figura 2. Formatos de vasos de pressão.



Fonte: (TELLES, 2007)

As peças de fechamento do casco do vaso de pressão são denominados de tampos, cujos formatos mais usuais são: tipo elíptico, hemisférico, cônico, toriesférico ou plano.

Figura 3. Tipos de tampos.



Fonte: (TELLES, 2007).

Para tampos elípticos, a relação de semieixos geralmente usada é de 2:1, ou seja, o diâmetro do tampo é quatro vezes sua altura.

Já os tampos toriesféricos são constituídos por uma calota central esférica de raio R_c , e por uma seção toroidal de concordância de raio R_k . O código ASME, Seção VIII, Divisão 1 e Divisão 2, exige que o raio R_k seja 6% do diâmetro ou 3 vezes a espessura da chapa (o que for maior), e que o raio R_c seja no máximo igual ao diâmetro externo do tampo. Com esses valores limites, os tampos toriesféricos são os menos resistentes de todos ao efeito da pressão interna.

O tampo hemisférico é, em proporção, o mais resistente de todos, podendo ter metade da espessura de um casco cilíndrico de mesmo diâmetro (Telles 2007).

2.1.3 Cilindro de paredes finas

Norton (2013) aponta que, quando a espessura da parede é menor que 1/10 do raio, cilindros podem ser considerados de paredes finas, logo a tensão ao longo da espessura das paredes são consideradas uniformes.

Portanto, sabendo-se o valor da tensão do material, a pressão e raio do vaso de pressão, é possível obter o valor da espessura t da parede do vaso.

2.1.4 Espessuras de Cascos e Tampos

Telles (2007) afirma que a espessura da parede (casco) de um vaso de pressão deve ser, no mínimo, o maior dos dois casos:

$$t_c + C \tag{1}$$

$$t_s \tag{2}$$

onde t_c é a espessura mínima para resistir às pressões e carregamentos atuantes, C a margem de corrosão (produto da taxa anual de corrosão (mm/ano) pelo número de anos de vida útil estimado. Para meios poucos corrosivos, $C = 1,5\text{mm}$), e t_s a espessura mínima de resistência estrutural, que garante a estabilidade estrutural do vaso, evitando colapso pelo próprio peso ou ações externas. Ainda segundo Telles (2007), recomenda-se obter o valor dessa espessura através do resultado da seguinte fórmula:

$$t_s = 2,5 + 0,001d_i + C \tag{3}$$

sendo d_i diâmetro interno, em milímetros, do vaso de pressão.

O código ASME Seção VIII divisão 1 mostra uma maneira, diferente da apresentada por Telles, de obtenção dessa espessura para cascos cilíndricos de pequena espessura, sugerindo o cálculo através da seguinte fórmula:

$$t = \frac{pr}{SE-0,6p} + C \quad (4)$$

sendo:

- t = espessura mínima do casco para pressão interna;
- r = raio interno do cilindro;
- p = pressão interna de projeto;
- S = tensão admissível do material;
- E = coeficiente de eficiência da solda;
- C = margem de corrosão.

Adota-se, então, aquela que retorna um maior valor para a espessura de parede. Isso garante uma espessura mínima quando se trabalha com pressões muito baixas.

A seguir, são mostradas sugestões de espessuras mínimas para as paredes do vaso sujeito à pressão exigidas pelo código ASME, Seção VIII:

ASME, Seção VIII, Divisão 1:

- Vasos de aços de alta resistência: 6,4mm;
- Vasos para água, vapor ou ar comprimido: 2,4mm;
- Vasos em geral, não incluídos nos casos acima: 1,6mm.

ASME, Seção VIII, Divisão 2:

- Partes em aço-carbono ou aços baixa liga: 6,4mm;
- Partes em aços inoxidáveis ou em metais não ferrosos: 3,2mm.

Sendo adicionadas, sempre que necessário, as margens de corrosão.

O código também fornece diferentes fórmulas para obtenção da espessura mínima dos tampos elípticos tanto com relação de semi eixos 2:1 como para diferentes relações. Então, a espessura mínima para tampos elípticos com relação de semi eixos de 2:1 pode ser obtida através da seguinte equação:

$$t = \frac{pr}{SE-0,2p} + C \quad (5)$$

O coeficiente de eficiência de solda (E) citado anteriormente visa compensar possíveis defeitos no processo de soldagem. E, assim como a tensão admissível básica do material, também é fornecido pela ASME. Este pode ser encontrado conforme parágrafo e tabela UW-12 do código de acordo com o tipo de solda e o grau de inspeção adotados.

Todavia, neste trabalho, as soldas não serão discutidas, haja vista que se tem como foco a comparação entre os costados e tampos de materiais distintos. Entretanto elenca-se a vital necessidade, criteriosa, dessa análise (solda) quando da fabricação de um vaso de pressão fabricado em metal.

Tabela 1. Coeficiente de Eficiência de Solda - Código ASME, Seção VIII, Divisão 1.

Tipo de solda	Limitações	Grau de inspeção		
		Radiografia total	Radiografia parcial (por amostragem)	Não radiografada
Solda de topo, feita por ambos os lados, ou por procedimento equivalente, de forma a obter penetração e fusão totais. (excluem-se as soldas com mata-junta permanente)	Nenhuma	1,00	0,85	0,70
Solda de topo, feita por um só lado, com mata-junta permanente.	Nenhuma	0,90	0,80	0,65
Solda de topo, feita por um só 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 mm	—	—	0,55

Fonte: (TELLES, 2007).

Em complemento ao dimensionamento supracitado, devido a conformação do material, faz-se necessária uma verificação do alongamento extremo das fibras (ε), cuja metodologia de cálculo é definida no item “d” da parte UCS-79, tabela UCS-79-1 (equações para cálculo de tensão devido a conformação) da norma, que define ainda o valor crítico de alongamento em 5%, acima do qual é requerido que a peça conformada seja submetida ao processo de tratamento térmico para alívio de tensões.

$$\varepsilon = \left(\frac{75t_0}{R_f} \right) * \left(1 - \frac{R_f}{R_0} \right) \quad (6)$$

Onde:

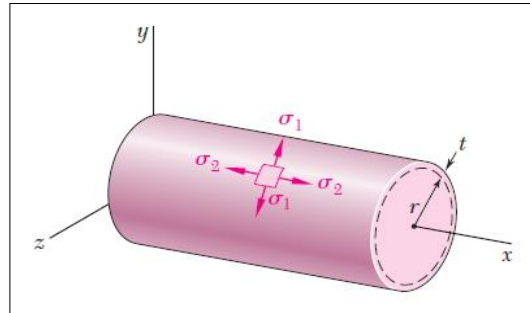
- ε = Alongamento extremo de fibra (%)
- t_0 = Espessura original da chapa antes da conformação [mm]
- $R_f = 0,17 * D + t/2$ = Raio médio final [mm]
- R_0 = Raio médio original (considerado infinito para chapas planas) [mm]

Devido a perda de espessura do material após conformação mecânica para fabricação do tampo, a espessura original da chapa será obtida a partir do acréscimo de 25% sobre a espessura mínima requerida para a construção do tampo.

2.1.5 Tensões em Vasos de Pressão

Para estudo do casco, na figura 4 a seguir, as tensões normais σ_1 e σ_2 são respectivamente as tensões circunferencial e longitudinal, que constituem as principais tensões atuantes na parede de um vaso cilíndrico, e que se pode entender como um estado plano de tensão.

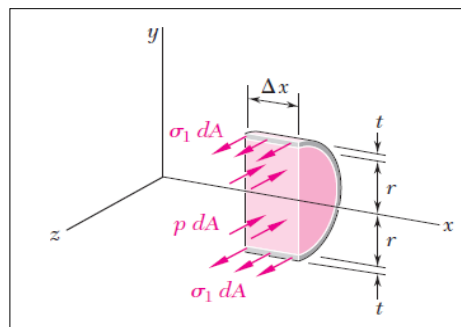
Figura 4. Tensões σ_1 e σ_2 atuantes na parede de um cilindro.



Fonte: (BEER, 2011).

Destacando-se uma parte elementar do vaso e seu conteúdo, pode-se determinar a tensão circunferencial σ_1 :

Figura 5. Destaque de uma parte de um vaso de pressão.



Fonte: (BEER, 2011).

Beer (2011), observa-se que p representa a pressão manométrica do fluido, ou seja, é a diferença entre a pressão interna que o fluido exerce sobre o vaso de dentro para fora contra a pressão atmosférica que é exercida de fora para dentro do vaso. A força resultante das forças internas, $\sigma_1 dA$, que é o produto de σ_1 e a área da seção transversal da parede, $2t\Delta x$, enquanto a força resultante da pressão, $p dA$, é igual ao produto de p e a área de $2r\Delta x$.

Para a equação de equilíbrio $\Sigma F_z = 0$, tem-se:

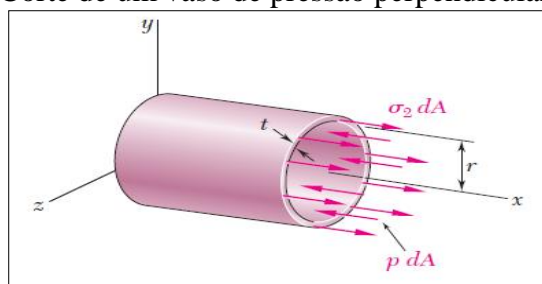
$$\Sigma F_z = 0: \quad \sigma_1 (2t\Delta x) - p(2r\Delta x) = 0$$

conclui-se então que a tensão circunferencial σ_1 pode ser encontrada por:

$$\sigma_1 = \frac{pr}{t} \quad (7)$$

Beer (2011) diz ainda que a tensão longitudinal σ_2 pode ser determinada cortando o vaso perpendicularmente ao eixo x e considerando o corpo livre como parte do vaso e de seu conteúdo localizado à esquerda da seção (Figura 6). As forças que atuam nesse corpo livre são as forças internas elementares $\sigma_2 dA$ na seção da parede e as forças elementares de pressão $p dA$ que atuam na parte do fluido do corpo livre.

Figura 6. Corte de um vaso de pressão perpendicular ao eixo x.



Fonte: (BEER, 2011).

Analisando, a área da seção de fluido é πr^2 , a área da seção de parede pode ser obtida multiplicando-se o comprimento da circunferência $2\pi r$ do cilindro pela espessura de parede t , tem-se a equação de equilíbrio:

$$\Sigma F_x = 0: \quad \sigma_2(2\pi r t) - p(\pi r^2) = 0$$

a tensão longitudinal pode ser definida como:

$$\sigma_2 = \frac{pr}{2t} \quad (8)$$

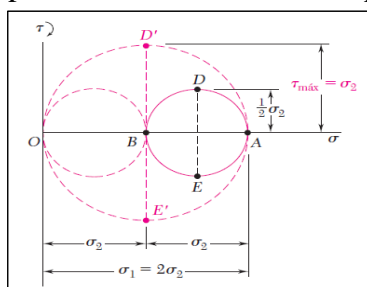
Pelas equações (7) e (8), pode-se concluir que:

$$\sigma_1 = 2\sigma_2 \quad (9)$$

Note que a tensão circunferencial é duas vezes maior que a tensão axial ou longitudinal do vaso de pressão. Budynas (2011) recomenda que ligações no sentido longitudinal do vaso sejam evitadas ao elaborar projetos de vasos de pressão de paredes finas, uma vez que trata-se de um ponto crítico da resistência do material correspondente àquele ponto, e assim evita-se uma falha do material.

Para encontrar a tensão de cisalhamento máxima, é necessário traçar um círculo de Mohr (Figura 7), um método gráfico para transformação e determinação das principais tensões presentes.

Figura 7. Ciclo de Mohr representativo das tensões na parede de um vaso cilíndrico.



Fonte: (BEER, 2011).

Com o círculo de Mohr entre os pontos A e B correspondentes às tensões principais σ_1 e σ_2 respectivamente e, sabendo que a tensão de cisalhamento máxima no plano de tensão é igual ao raio desse círculo, tem-se:

$$\tau_{máx} \text{ (no plano)} = \frac{1}{2} \sigma_2 = \frac{pr}{4t} \quad (10)$$

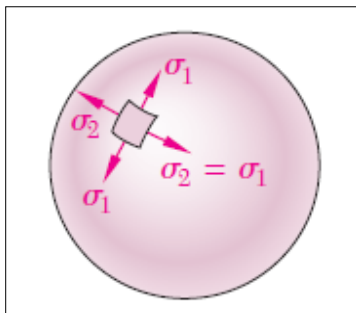
Essa tensão corresponde aos pontos D e E, e atua em um elemento obtido pela rotação do elemento original da Figura 4 em 45° dentro do plano tangente à superfície do vaso. Todavia, a tensão de cisalhamento máxima ocorre na parede do vaso, igual ao raio do círculo de diâmetro AO (figura 7), corresponde a uma rotação de 45° em torno do eixo longitudinal e fora do plano das tensões (Beer, 2011). Logo:

$$\tau_{máx} = \sigma_2 = \frac{pr}{2t} \quad (11)$$

Com isso, é possível encontrar as tensões de cisalhamento máximas atuantes, que serão utilizadas na modelagem do vaso de pressão.

Para o estudo dos tampos hemisféricos, segundo Beer (2011), considera-se um vaso esférico de raio interno r com espessura de parede t , e devido a simetria, as tensões atuantes nas quatro faces de um elemento de parede infinitesimal devem ser iguais (Figura 8).

Figura 8. Tensões σ_1 e σ_2 atuantes na parede de um vaso esférico.



Fonte: Fonte: (BEER, 2011).

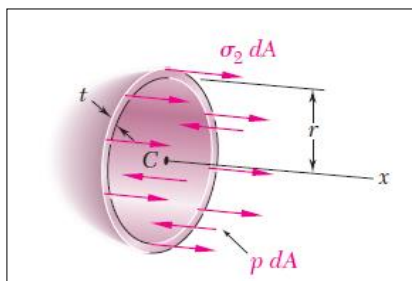
Então:

$$\sigma_1 = \sigma_2 \quad (12)$$

Ainda segundo Beer (2011), a determinação da tensão pode ser realizada seccionando o vaso através do seu centro C , e considerando um corpo livre na parte do vaso e o conteúdo à esquerda da seção (Figura 9), cuja equação de equilíbrio é equivalente a da figura 6. Logo, para um vaso esférico:

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \frac{pr}{2t} \quad (13)$$

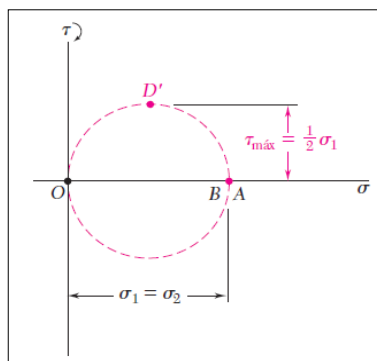
Figura 9. Corte de um vaso de pressão esférico.



Fonte (BEER, 2011).

Uma vez que as tensões σ_1 e σ_2 são iguais, o círculo de Mohr para as transformações de tensão dentro do plano tangente à superfície do vaso se reduz a um ponto (Figura 10). Conclui-se que a tensão normal ao plano das tensões é constante e a tensão de cisalhamento máxima no plano é nula. Na parede do vaso, ocorre a tensão de cisalhamento máxima, que é igual ao raio do círculo de diâmetro OA e corresponde a uma rotação de 45° fora do plano das tensões (Beer, 2011).

Figura 10. Ciclo de Mohr representativo das tensões na parede de um vaso esférico.



Fonte (BEER, 2011).

Por essa razão, conclui-se:

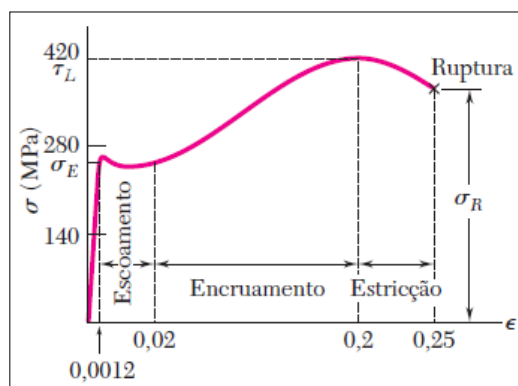
$$\tau_{\text{máx}} = \frac{1}{2}\sigma_1 = \frac{pr}{4t} \quad (14)$$

Norton (2013) afirma ainda que estas equações são válidas apenas na ausência de qualquer tipo de concentração de tensões ou mudanças de seção. E recomenda que para cálculos mais próximos do real, deve-se consultar o Código ASME, para mais detalhes.

Um outro aspecto importante quanto à análise e projeto de estruturas são as deformações geradas devido as cargas aplicadas na estrutura. Para se analisar a real distribuição de tensões em um componente, é preciso analisar tais deformações (Beer, 2011).

Para tanto, se faz necessário o uso do gráfico da tensão em função da deformação específica, e neste, a medida que aumentarmos a carga aplicada ao componente, obteremos um diagrama tensão-deformação específica para o material utilizado. Por meio desse diagrama podemos determinar algumas propriedades importantes do material, como seu módulo de elasticidade, se o material é dúctil ou frágil, a ocorrência de deformação plástica e/ou elástica, e também a obtenção de vários outros parâmetros como tenacidade, coeficiente de Poisson, módulo de elasticidade, relações tensão – deformação, etc.

Figura 11. Diagrama tensão-deformação convencional de um típico aço dúctil.



Fonte: (BEER, 2011).

Lei de Hooke e Módulo de Elasticidade

Define-se deformação específica (ϵ) por:

$$\epsilon = \frac{\delta}{L} \quad (15)$$

Em engenharia, muitas estruturas são projetadas para sofrer deformações relativamente pequenas, que envolvem apenas deformações elásticas, ou seja, a parte reta do diagrama tensão-deformação correspondente. Para esta, a tensão σ é diretamente proporcional à deformação específica ϵ , logo:

$$\sigma = E\epsilon \quad (16)$$

onde E é chamado de módulo de elasticidade do material, expresso nas mesmas unidades dimensionais da tensão σ , uma vez que é uma unidade adimensional.

Beer (2011) diz que o maior valor de tensão no qual a lei de Hooke pode ser aplicada a um determinado material é chamado de limite de proporcionalidade. Para um material dúctil com um limite de escoamento bem definido, conforme mostrado na figura 8, o limite proporcional quase coincide com o limite de escoamento.

Tensões Admissíveis Em Um Vaso De Pressão

Tensão admissível é aquela adotada para efeito de cálculo do dimensionamento do vaso de pressão, sendo esta menor que a tensão de escoamento do material selecionado para o projeto, para condições de temperatura e pressão de trabalho previstas. O fator de segurança a ser adotado no projeto é a relação entre as tensões admissível e de escoamento do material, sendo levados em consideração alguns fatores de risco, procedimentos de cálculo, tipo de carregamento, grau de segurança requerido para operação, etc.

Segundo BEDNAR (1986), para elaboração de um projeto seguro é necessário um estudo analítico, combinando os diversos carregamentos listados na seção UG-22 da norma ASME, cargas de vento, carregamentos sísmicos, efeitos do gradiente de temperatura, carregamentos de impacto, pressão de operação, dentre outras.

As tensões admissíveis básicas dos materiais, em função da temperatura de projeto, podem ser obtidas através da Tabela 1 (UCS-23 do código ASME), para materiais aceitos pelo mesmo:

Tabela 2. Tensões Admissíveis do Código ASME, Seção VIII, Divisão 1.

Classe de Material	Forma 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	550	575	600
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 cond.	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 cond.	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 t.c.	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-181-60	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	22,0			
Aço-carbono Si 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-515-65	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-515-70	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 cond.	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 cond.	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			
	Tubos t.c.	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 Fundidos	A105 A-216-WC1	137,7 137,7	137,7 137,7	137,7 137,7	137,7 137,7	129,0 125,3	121,6 116,1	101,2 82,6	67,0 50,8	34,2 22,0								
Aço-carbono Si para baixas temperaturas	Chapas	A-516-60	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-516-65	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-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 cond.	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 t.c.	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	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 Fundidos	A-350-LF2 A-352-LCB	137,7 128,1	137,7 128,1	135,5 128,1	135,0 128,1	129,0 124,6	125,3 121,9	121,6 116,1	101,2 82,6	67,0 50,8	34,2 22,0							
Aço-liga 1/2 Mo	Chapas	A-204-A	128,1	128,1	128,1	128,1	128,1	128,1	128,1	128,1	128,0	126,7	123,8	101,9	70,1	43,8			
	Chapas	A-204-B	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	133,6	104,4	70,1	43,8			
	Tubos cond.	A-335-P1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	107,8	105,9	102,6	100,3	95,8	70,1	43,8			
	Tubos t.c.	A-209-T1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	107,8	105,9	102,6	100,3	95,8	70,1	43,8			
	Forjados	A-182-F1	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,1	133,6	104,4	70,1	43,8		
	Forjados Fundidos	A-217-WC1	128,1	128,1	128,1	128,1	128,1	128,1	128,1	127,8	126,2	123,1	119,8	116,9	100,1	70,1	43,8		

Fonte: (TELLES, 2007).

O aço A-516 70 Gr. será adotado para o estudo proposto nesse trabalho, e será detalhado mais à frente.

PMTA do Casco Cilíndrico para Pequena Espessura

A Pressão Máxima de Trabalho Admissível (PMTA) dos cascos cilíndricos de pequena espessura pode ser encontrada segundo a ASME por:

$$PMTA = \frac{SEe}{r+0,6e} \quad (17)$$

Nessa expressão, a espessura e e a tensão admissível S terão valores correspondentes para qual a PMTA estiver sendo calculada. Ou seja, a espessura pode ou não incluir uma margem para a corrosão, e a tensão admissível pode ser relativo à temperatura do projeto ou à temperatura ambiente.

Pressão de Teste Hidrostático

Estabelecido pelas normas do projeto, o valor da pressão do teste hidrostático pode ser tanto maior quanto o coeficiente de segurança adotado pela norma para a fixação da tensão admissível.

De acordo com a norma ASME, Seção VIII, Divisão 2, a pressão mínima do teste hidrostático (P_H) deve ser maior que 1,3 vezes a PMTA (pressão máxima de trabalho admissível) do vaso.

$$P_H = 1,3 * PMTA \quad (18)$$

onde P_H = Pressão mínima de Teste Hidrostático e PMTA = pressão máxima de Trabalho Admissível.

2.2 Aços

Segundo Chiaverini (1986) — Dada a grande variedade de tipos de aços, foram criados sistemas para sua classificação, os quais periodicamente são submetidos a revisões.

Os aços podem ser classificados em grupos, em base de propriedades comuns:

- a. Composição; como aços-carbono e aços-liga;
- b. Processo de acabamento, como aços laminados a quente ou aços laminados a frio;
- c. Forma do produto acabado, como barras, chapas grossas, chapas finas, tiras, tubos ou perfis estruturais.

Os aços liga são frequentemente classificados de acordo com o(s) principal(is) elemento(s) de liga presente(s).

Para a construção de vasos de pressão, os aços-carbono possuem maior aplicabilidade e empregabilidade na indústria, devido à uma boa relação de custo x benefício. Dentre as variáveis que influenciam suas propriedades mecânicas, destaca-se o teor de carbono, que quanto maior for, melhora diretamente seus limites de resistência e escoamento, prejudicando na mesma proporção sua ductilidade e soldabilidade. Por esta razão, para a maioria de aplicações em vasos de pressão, seleciona-se aços com baixo teor de carbono, com teores abaixo de 0,3% da composição química do aço.

Aços-carbono apresentam resistência mecânica na ordem de 310 a 370 MPa, podendo ter essas propriedades aumentadas até cerca de 550 MPa, com a adição de elementos de liga em quantidades controladas, tais como o Silício e o Manganês.

Os aços-carbono começam a sofrer significativa redução na sua resistência quando submetidos a serviços com temperaturas acima de 400°C, podendo-se observar o fenômeno de deformação plástica por fluência já a partir dos 370°C.

Segundo TELLES (1996), pode-se considerar os seguintes limites de temperatura para as aplicações em projetos de vasos de pressão:

- 450°C – Partes sujeitas a esforços principais;
- 480°C – Partes secundárias em serviço contínuo;
- 520°C – Máximos de temperatura de curta duração e não coincidentes com grandes esforços mecânicos.

Então, para quaisquer aplicações no campo da engenharia, a seleção do material deve considerar uma série de fatores. “O material deve alcançar as propriedades físicas e mecânicas desejadas, deve permitir o processamento ou a fabricação em um formato específico e deve oferecer uma solução econômica aos problemas do projeto” (ASKELAND, PHULÉ, 2008).

Segundo BROWNELL e YOUNG (1959), para projetos de vasos de pressão, os custos diretos de fabricação dividem-se basicamente entre mão-de-obra e materiais de fabricação.

2.2.1 Aços Estruturais

Segundo MEI *et al* (2006), especificações corretas são de suma importância, uma vez que conduzem a economia, melhores prazos e maior segurança. Geralmente, faz-se um levantamento das condições e requisitos de trabalho do componente em questão, para traduzi-los em propriedades e níveis de qualidade controláveis.

MEI *et al* (2006) afirma ainda que os aços ditos estruturais são aqueles nos quais está um maior consumo e a relação resistência / preço é, normalmente, fator decisivo na seleção. Vergalhões para reforço de concreto, barras, chapas e perfis, podem ser citados como exemplos. Para estruturas de maior responsabilidade (plataformas off-shore e vasos de pressão, por exemplo), os aços de alta resistência e baixa liga vêm sendo desenvolvidos com o passar dos anos.

Os principais requisitos para aços destinados à estas aplicações são:

- Elevada tensão de escoamento (evita deformações plásticas);
- Elevada tenacidade (previne a fratura rápida);
- Boa soldabilidade (permite montagens confiáveis);
- Boa formabilidade (garante a conformação mecânica);
- Custo mínimo.

Para os produtos de aço, as especificações mais utilizadas são da "American Society for Testing Materials — ASTM" e muitas dessas especificações da ASTM são adotadas pela "American Society of Mechanical Engineers — ASME", com pequena ou nenhuma modificação.

Para a proposta deste trabalho, será utilizada o aço-carbono em ASTM A-516 Gr. 70 (Tabela 1), um material amplamente utilizado na fabricação de vasos de pressão, e historicamente utilizado em diversos projetos existentes no mercado, cujas propriedades são conhecidas, por exemplo, pela norma ASMT a tensão mínima de escoamento de 485Mpa.

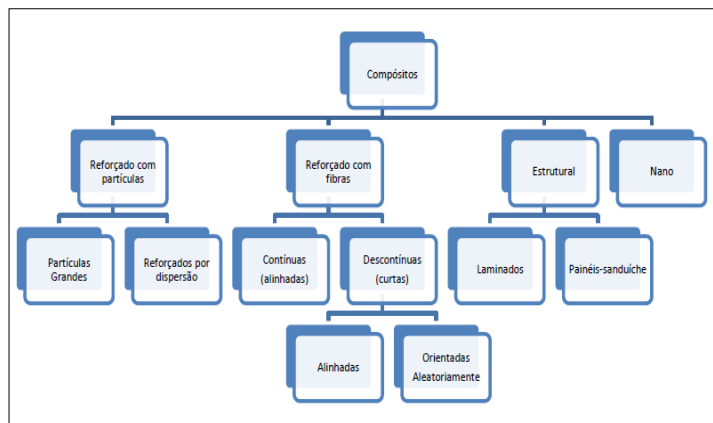
2.3 Compósitos

Conforme afirma Callister (2014), compósito consiste em um material multifásico feito artificialmente, em contraste com um material que ocorre ou se forma naturalmente. Além disso, as fases constituintes devem ser quimicamente diferentes e devem estar separadas por uma interface distinta. Muitos materiais compósitos são constituídos por apenas duas fases; uma é denominada matriz, a qual é contínua e envolve a outra fase, frequentemente chamada de fase dispersa. As propriedades dos compósitos são função das propriedades das fases constituintes, de sua quantidade relativa e da geometria da fase dispersa.

Já para a norma ASTM D3878 (2018), os materiais compósitos são definidos como aqueles nos quais a formação dá-se pela combinação de dois ou mais materiais, insolúveis entre si, cuja combinação dá origem a um outro material útil de propriedades diferentes das encontradas nos componentes isolados.

A classificação dos compósitos, segundo Callister (2014), ocorre em quatro divisões principais: os compósitos reforçados por partículas, os compósitos reforçados com fibras, os compósitos estruturais e os nanocompósitos.

Figura 12. Classificação dos compósitos segundo Callister.



Fonte: (CALLISTER, 2014).

Apesar dessa ampla classificação dos materiais compósitos considerada por diversos autores, o que de fato se considera como materiais compósitos são os materiais microcompósitos (CHIAVERINI, 1986; ANTEQUERA *et al.*, 1991).

2.3.1 Matrizes Poliméricas

As matrizes poliméricas são componentes orgânicos de elevados pesos moleculares, produto de reações de polimerização por adição ou condensação de diferentes componentes básicos (CALLISTER, 2014).

Vasconcelos (2018) afirma que, geralmente, as matrizes poliméricas são classificadas de acordo com o método de preparação, estrutura química e comportamento mecânico. As reações de polimerização podem produzir diferentes tipos de cadeias poliméricas, que são classificadas como: cadeias lineares sem ramificações; cadeias lineares com ramificações e cadeias com ligações cruzadas, tridimensionais ou em rede. Essas variações estruturais implicam diretamente nas propriedades físico-químicas dos polímeros, principalmente no que se refere à solubilidade e à fusão.

As matrizes de poliéster são amplamente utilizadas na indústria em geral, devido ao seu baixo custo e flexibilidade na formulação proveniente de suas características físicas e mecânicas (Tabela 3).

Tabela 3. Propriedades mecânicas da matriz de poliéster.

Propriedade	Valores
Resistência à tração (MPa)	55
Alongamento (%)	2,10
Resistência à flexão (MPa)	100
Módulo de flexão (GPa)	4
Temperatura de distorção térmica (°C)	90
Massa específica (g/cm ³)	1,2

Fonte: (Adptado de MENEGHETTI *et al.*,2010).

2.3.2 Matriz Termorrígida

A formação de materiais termorrígidos se dá pela reação química na qual a mistura entre resina e catalisador resulta em um material rígido de reação química irreversível. Na cura, são formadas ligações moleculares tridimensionais, chamadas de ligações cruzadas. Devido a essas ligações cruzadas, as moléculas não podem ser derretidas e remoldadas. Quanto maior o número de ligações cruzadas, mais rígido e mais termicamente estável será o material (MAZUMDAR, 2002).

2.3.3 Resina Poliéster

Resinas de poliéster são de baixo custo e oferecem excelente resistência à corrosão (MAZUMDAR, 2002), e por isso é o tipo de resina mais amplamente utilizado na indústria.

As resinas de poliéster são uma família de polímeros formados da reação de ácidos orgânicos dicarboxílicos e glicóis, que, quando reagidos, dão origem a moléculas de cadeias longas lineares, formando um éster e água (LEVY; PARDINI, 2012).

Resinas poliésteres têm sua principal utilização na fabricação de compósitos reforçados com fibras de vidro. Estudos de Wiebeck e Harada (2005) indicam que desde o início dos anos 60 esses materiais são utilizados na fabricação de barcos.

2.3.4 Resinas Éster Vinílicas

É denominada resina éster vinílica uma mistura de oligômeros éster vinílicos com monômeros de estireno, que atua como diluente reativo. Esta resina tem grande interesse comercial devido à sua resistência em ambientes corrosivos, sendo amplamente empregada na confecção de piscinas, tanques para dessulfurilação de gás combustível e para estocagem de solventes, tubulações, entre outros.

Apresenta algumas vantagens operacionais perante à resina epóxi, como os processos de fabricação de lâminas, os quais podem ser feitos a cura em temperatura ambiente, reduzindo os custos de fabricação, e mantém uma das melhores propriedades do processo de cura das resinas epoxídicas, que de acordo com Dias (2009), é acompanhado por uma baixa variância dimensional e que as superfícies de contato entre a resina líquida e os aderentes não sofrem perturbações, apresentando assim boa capacidade de impregnação.

A resina éster vinílica é projetada para atender diferentes processos de fabricação de compósitos disponíveis, seja laminação manual, laminação por pistola, enrolamento filamentar (filament winding), técnicas que usam moldagem por compressão e RTM, e aplicações em pultrusão e grades injetadas. Possui excelente resistência a ambientes corrosivos, o que possibilita prolongar a vida útil de equipamentos, adiando a necessidade de reparos e substituição. Permite também trabalhos submetidos a grandes esforços de tensão sem apresentar riscos ao projeto, tornando possível sua aplicação em equipamentos de grande porte (Boletim Derakane, 2007).

2.3.5 Resinas Epóxi

A resina epóxi é a matriz termofixa mais utilizada, e existe vários tipos de endurecedores para o processo de cura, (OSAMU HARA, 1990) que faz com que as mesmas consigam curar em diversos cenários – cura ambiente, temperaturas medianas, altas temperaturas.

Shahbaz (2016) define como epóxi as resinas poliméricas termofixas que contém um ou mais grupos epóxidos. A química pode ser personalizada pelo peso molecular ou

viscosidade, conforme exigida pela finalidade, para torná-la a opção mais adequada. Estão disponíveis dois tipos principais de epóxis, glicidil epóxi e não glicidil.

As resinas epóxi requerem um agente de cura, usualmente chamado de endurecedor. Geralmente, o agente de cura mais comum é à base de amina. Nas resinas de poliéster ou éster de vinil, a resina é catalisada com uma pequena adição (até 3%) de um catalisador, enquanto as resinas epóxi geralmente requerem a adição do agente de cura em uma proporção muito maior de resina para o endurecedor (SHAHBAZ, 2016).

2.3.6 Reforços Fibrosos

Para Hage (1989), as fibras são os elementos constituintes que conferem aos compósitos propriedades mecânicas: rigidez, resistência mecânica, etc. O tipo de reforço mais comum utilizado na fabricação de plásticos reforçados é o fibroso, que pode vir na forma de fibras contínuas ou fibras curtas e, na maioria dos casos, podem ser tecidas.

As principais vantagens oferecidas pelas fibras como materiais de reforço são: a resistência do material produzido por fibras de pequeno diâmetro é sempre mais elevada quando comparadas a outras com maiores diâmetros. Isso ocorre devido à exclusão natural de grandes defeitos; outra vantagem é o direcionamento das propriedades em direções específicas. Conforme as propriedades requeridas e desejadas no produto, o material de reforço é selecionado. Várias configurações de fibras, tais como fios, rovings, fios picados, tecidos e esteiras são usadas no composto avançado. Cada um deles tem sua própria aplicação especial. (KAR, 2017).

2.3.7 Fibra de Vidro

Variando os componentes minerais do vidro, diferentes tipos de fibras com composição química específica podem ser produzidas. Cada tipo tem associado propriedades e custos peculiares. O tipo de fibra de vidro mais utilizado na indústria é o Vidro E (E-glass, electrical glass). O Vidro E apresenta baixo teor de álcalis e é mais resistente que o vidro tipo-A (o vidro alcalino utilizado em janelas e garrafas). O vidro E tem boas propriedades dielétricas e sua grande popularidade nos materiais compósitos decorre do seu custo baixo aliado às excelentes propriedades mecânicas que proporciona (ABMACO,2009).

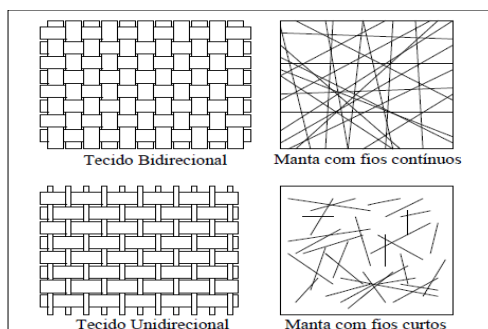
2.3.8 Materiais Compósitos Fibrosos

Segundo Vasconcelos (2018), os compósitos fibrosos consistem em fibras com alto módulo de elasticidade e alta resistência mecânica, aderidas a uma matriz, onde essa adesão ocorre através da interface entre elas. Desta forma, tanto a fibra quanto a matriz

mantêm suas propriedades, resultando em um conjunto de propriedades não disponíveis individualmente (MATTHEWS; RAWLINGS, 1994).

As fibras podem ou não ser distribuídas aleatoriamente na utilização dos compósitos, podendo ter comprimentos longos ou curtos, dependendo da peça desejada. Estes também podem ser apresentados na forma de tecidos cujos tipos mais comuns são os uniaxiais e biaxiais, conforme mostrado na figura 10 (VASCONCELOS, 2018).

Figura 13. Disposições usuais de fibras na fabricação de materiais compósitos.



Fonte: (FREIRE JUNIOR, 2001).

Vasconcelos (2018) ainda afirma que em relação aos tipos de fibras atualmente produzidas, destacam-se as fibras de vidro, fibra de carbono, de Kevlar e de boro. A fibra de vidro é mais utilizada devido à seus baixos custos e diversidade de suas propriedades físicas e mecânicas, que a tornam adequada para a maioria dos sistemas de fibra/matriz.

2.3.9 Tecidos

Os tecidos mais comuns na indústria têm duas direções principais: urdume e trama. O urdume refere-se à direção do comprimento do tecido, e a trama por sua vez tem direção transversal ao urdume. Com exceção dos essencialmente triaxiais, os tecidos podem ser definidos como um conjunto de cabos interlaçados à ângulos retos em uma determinada sequência, padrão ou tela (LEVY e PARDINI, 2012). Uma das características exclusivas de compósitos reforçados com fibras é a de que suas propriedades podem ser adaptadas para satisfazer diferentes tipos de carregamentos. Fibras longas e contínuas podem ser dispostas em várias direções dentro da matriz em arranjos ortogonais e sua resistência mecânica elevada é obtida em duas direções perpendiculares. (ASKELAND; PHULÉ, 2008).

2.3.10 Manta

Nas mantas, as fibras são picotadas e unidas quimicamente com ligantes solúveis. Existem dois tipos de mantas, as mantas de fibras picadas e as mantas de filamentos contínuos. As mantas de fibras picadas são produzidas a partir de várias bobinas de fios

de fibra, que são picotados e distribuídos sobre uma esteira. Os ligantes são então pulverizados na superfície superior da manta e distribuídos pela sua espessura por meio de água e vibradores. A manta vai então para uma estufa para secagem e na etapa posterior, amolecer e curar o ligante. Rolos compactadores aplicam pressão para promover o contato do ligante com as fibras e então a manta é enrolada (ABMACO, 2009). Ainda segundo ABMACO, as mantas de filamentos contínuos se diferem das mantas de fibras picadas em alguns pontos essenciais: a geometria da fibra e seus ligantes à base de resina poliéster em pó, que são curados e, portanto, insolúveis no estireno. Também apresentam espessura e porosidade maiores do que as mantas de fibras picadas.

2.3.11 Plásticos Reforçados com Fibras de Vidro

Os Plásticos Reforçados com Fibras de Vidro (PRFV), que são compósitos à base de matriz polimérica reforçada com fibras de vidro, destacam-se entre os compósitos mais utilizados. Sua excelente relação desempenho/peso lhes confere ampla utilização em diversas áreas como indústria marítima, aeronáutica, etc. Liao *et al.* (1998) já enfatizavam a utilização dos compósitos na fabricação de tubulações e reservatórios de grande e médio porte.

2.3.12 Hand Lay-up

O processo de laminação denominado hand lay-up (laminação manual) é um sistema simples de conformação de peças em materiais compósitos. Com baixo investimento inicial, foi desenvolvido no início da indústria de plásticos reforçados com fibra de vidro (PRFV). Originalmente, foram desenvolvidos para aplicações militares na década de 1940, e no pós-guerra, grandes avanços foram alcançados com o advento de novas resinas e reforços (ABMACO, 2009).

Esta técnica é a forma mais antiga e fácil de obter produtos moldados com resina e fibras de reforço. O processo não requer investimento em equipamentos (ABMACO, 2009). De acordo com Al-Qureshi (2010), primeiro é aplicado um agente desmoldante (como álcool polivinílico ou minerais) e, em seguida, a primeira camada pode ser feita usando ‘rovings’ (cordão formado por várias mechas de microfibras de vidro), tecido ou manta, com a aplicação manual na superfície do molde. Os plásticos termoestáveis são aplicados com o auxílio de um pincel e, em seguida, um rolo é usado para remover o ar do reforço e garantir a impregnação das fibras à resina utilizada. As demais camadas são aplicadas da mesma forma até obter a espessura desejada.

O processo de hand lay-up é amplamente utilizado na produção de protótipos, gabaritos de controle, modelos e moldes. Também é muito utilizado em revestimentos e reparos, onde são obtidas peças com superfícies lisas e excelente acabamento superficial.

Possui acabamento rugoso na parte interna, embora existam algumas variantes de processo que proporcionam excelente acabamento em ambas as faces (ABMACO, 2009).

Comparado com outros processos de laminação, a maior vantagem do processo de laminação manual é o baixo investimento inicial. Uma desvantagem em relação a outros processos mais complexos, como a laminação a vácuo, é a menor relação reforço/substrato e, portanto, o laminado mais pesado.

3 Metodologia e Resultados

O desenvolvimento deste trabalho baseou-se na comparação das espessuras, conseqüentemente os pesos, utilizando as fórmulas analíticas e a solução numérica conforme código ASME, para dois vasos de pressão (um em aço e outro em PRFV), em condições semelhantes de operação. Tal análise foi realizada considerando a hipótese de isotropia, homogeneidade e linearidade do material.

Para que os vasos de pressão sejam ditos semelhantes, devem operar sob as mesmas condições de pressão. Então, foi calculada a massa e espessura de parede do vaso de compósito na mesma pressão de projeto suportada pelo vaso de aço, para comparação dos parâmetros supostos no trabalho.

3.1 Considerações

O projeto mecânico de vasos de pressão inclui a definição de alguns parâmetros, com base em cálculos orientados pelos critérios normativos selecionados. Dentre esses parâmetros, destacam-se:

- Definição e especificação dos materiais constituintes do costado e tampo;
- Condições de operação;
- Dimensionamento do equipamento;
- Definição da eficiência de solda;
- Cálculo mecânico da estrutura;

Com a finalidade da simplificação dos cálculos e maior objetividade no trabalho, algumas considerações foram feitas:

- Materiais isotrópicos para os tampos e o cilindro em aço (os mesmos valores de propriedades mecânicas em todas as direções);
- Material ortotrópico para os tampos e o cilindro do vaso em compósito;
- Materiais homogêneos (não apresentam descontinuidades ou falhas internas);
- Linearidade do material (nível de tensão não ultrapassa o limite de escoamento do material);

- Coeficiente de eficiência de solda = 1;
- Grau de inspeção (Radiografia Total) = 1;
- Desprezados os efeitos de pressão gerada pela coluna de fluido;

Outra consideração que deve ser ressaltada é que nos cálculos comparativos e nas suposições propostas no trabalho, considerou-se a maior espessura calculada tanto para o vaso em aço como em compósito. Visto que há uma significativa simplificação nos cálculos e a influência nos resultados é ínfima, essa consideração contribuiu para a objetividade do trabalho.

3.2 Condições de Operação

A Tabela 4 a seguir mostra algumas das informações necessárias para que seja efetuado o cálculo do equipamento, definindo os seguintes parâmetros a serem considerados.

Tabela 4. Condições de Projeto.

Norma	ASME Seção VIII Div. 1, Ed. 2015
Pressão de Projeto (P)	1,2 [MPa]
Diâmetro interno (2R)	750 mm
Altura do cilindro	1800 mm
Volume do Vaso	1 m ³
Tipo de Tampo	Hemisférico
Tipo de Casco	Cilíndrico

Fonte: Autor (2022).

3.3 Definição dos materiais

3.3.1 Propriedades do Aço

Como já citado anteriormente, o aço adotado será o ASTM A-516 Gr. 70, em temperatura ambiente, cujas propriedades e especificações são conhecidas e mostradas na Tabela 5.

Tabela 5. Propriedades mecânicas do aço ASTM A-516 Gr. 70.

MATERIAL	Densidade [g/cm ³]	Tensão ksi [MPa]		C _{max} %	Alongamento % [200mm]	Tensão Admissível (S) [MPa]
		Escoamento	Ruptura			
ASTM A-516 Gr. 70	7,8	38 [260]	70 - 90 [485 - 620]	0,28	17	137,7

Fonte: Autor (2022).

O coeficiente de solda e margem de corrosão considerados foram 1 e 1,5 mm respectivamente.

A tabela 6 a seguir mostra de forma sucinta os dados considerados.

Tabela 6. Dados considerados para cálculos do vaso em aço.

Diâmetro [mm]	750
Raio [mm]	375
Altura Cilindro [m]	1,8
σ_{adm} do aço (S) [MPa]	137,7
Densidade [g/cm ³]	7,8

Fonte: Autor (2022).

3.3.1.1 Cálculo do casco

Espessura

De acordo com a equação 4, a espessura de parede do costado (t_c) fica:

$$t_c = \frac{pr}{SE - 0,6p} + C = \frac{1,2 * 375}{137,7 * 1 - 0,6 * 1,2} + 1,5 \therefore t_c = \mathbf{4,785\ mm}$$

Alongamento

$$\varepsilon = \left(\frac{75t_0}{R_f} \right) * \left(1 - \frac{R_f}{R_0} \right) = \left(\frac{75 * 4,785}{315} \right) * \left(1 - \frac{315}{\infty} \right) = 1,14\%$$

De acordo com UCS-79, não será requerido tratamento térmico para alívio de tensões após conformação deste tanque.

3.3.1.2 Cálculo dos tampos

Espessura

$$t = \frac{pr}{SE - 0,2p} + C = \frac{1,2 * 375}{137,7 * 1 - 0,2 * 1,2} + 1,5 \therefore t_t = \mathbf{4,774\ mm}$$

Alongamento

$$\varepsilon = \left(\frac{75t_0}{R_f} \right) * \left(1 - \frac{R_f}{R_0} \right) = \left(\frac{75 * 4,774}{(315)} \right) * \left(1 - \frac{315}{\infty} \right) = 1,14\%$$

De acordo com UCS-79, não será requerido tratamento térmico para alívio de tensões após conformação deste tampo.

Uma vez que a pressão proveniente da coluna de fluido foi desconsiderada, o cálculo do tampo supracitado atende ao tampo superior e ao tampo inferior do vaso de pressão.

3.3.1.3 Cálculo da área do casco e dos tampos

A área foi calculada, de forma simplificada para esse estudo, considerando a área do casco cilíndrico e a área de uma casca esférica, referentes aos tampos hemisféricos. Desse modo:

$$A_{\text{total}} = A_c + A_t = 2\pi r h + (4\pi r^2) \quad (19)$$

Logo:

$$A_{\text{total}} = 2\pi * 0,375 * 1,8 + (4\pi * 0,375^2) \therefore A_{\text{total}} = \mathbf{6,01 \text{ m}^2}$$

3.3.1.4 Cálculo do peso do casco e dos tampos

O volume de material para fabricação do vaso (conjunto casco + tampos) pôde ser obtido através do produto entre as espessuras encontradas pelas áreas anteriormente calculadas. O peso, por sua vez, é obtido pela multiplicação do volume pela densidade do material como mostrado nos cálculos seguintes.

Com intuito de simplificar os cálculos e visto que a diferença entre as espessuras calculadas é mínima, foi considerada a espessura de 4,78 mm para todo o conjunto.

$$V = A_{\text{total}} * t = 6,01 \text{ m}^2 * 0,00478 \text{ m} \therefore V = \mathbf{0,0287 \text{ m}^3}$$

$$P[\text{kg}] = V * 7800 \text{ kg} * \text{m}^{-3} = 0,0287 \text{ m}^3 * 7800 \text{ kg} * \text{m}^{-3} \therefore P = \mathbf{223,86 \text{ kg}}$$

3.3.2 Compósito

3.3.2.1 Tampo Hemisférico

As dimensões e parâmetros considerados no cálculo dos tampos são mostrados na Tabela 7.

Tabela 7. Dados considerados no cálculo do tampo hemisférico.

Diâmetro [mm]	750
Altura [mm]	375
Densidade do laminado [kg/m ³]	1513,46
σ_{adm} do laminado(S)	26,01

Fonte: Autor (2022).

Para realização dos cálculos dos tampos em compósitos foram consideradas lâminas sequenciais sobrepostas, nas quais a primeira camada interna é composta por um véu de superfície de poliéster, seguido por duas mantas de fibras picadas e quatro seqüências alternando tecido e manta, totalizando 11 camadas de laminação mais o véu.

As mantas são de 450g/m², os tecidos balanceado são de 600g/m² e o véu de 35g/m² e a matriz considerada foi de resina de poliéster resultando em uma propriedade do compósito em:

$$E_1 = E_2 = 8,67 \text{ GPa.}$$

O alongamento na tração, tem valores de ensaios em máquina de ensaios universais superiores ao considerado neste trabalho por diferença de critério de falha. No ensaio de tração pura leva-se o compósito ao limite até sua completa fratura. Todavia como se trata de um vaso que armazenará fluido, o critério considerado foi o de limite para início da exsudação, quando aparecem as primeiras trincas e o fluido inicia seu vazamento, portanto para esse compósito, tem-se:

$$\varepsilon = 1,35\%$$

E a tensão limite para exsudação considerada foi de:

$$\sigma = E\varepsilon = 8670 \text{ [MPa]} * 0,0135 = 117,05 \text{ MPa}$$

Como mencionado anteriormente, o coeficiente de segurança adotado será de 4,5. Então:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma}{C_s} = \frac{117,05}{4,5} = 26,01 \text{ MPa}$$

Espessura

A espessura do tampo pode ser obtida através da equação 14 supracitada.

$$t = \frac{pDi}{4\sigma_{adm}} = \frac{1,2 * 750}{4 * 26,01} \therefore t_t = \mathbf{8,65\ mm}$$

3.3.2.2 Cálculo da área e peso dos tampos

Área

Como realizado para vaso em aço anteriormente, será aplicada a fórmula de geometria para a realização desse cálculo.

$$A_t = 4\pi r^2 = 4\pi * 0,375^2 \therefore A_t = \mathbf{1,767\ m^2}$$

Peso

$$V = A_t * t = 1,767\ m^2 * 0,00865\ m \therefore V = \mathbf{0,01528\ m^3}$$

$$\text{Peso}_t[\text{kg}] = V * 1513,46\ \text{kg} * \text{m}^{-3} = 0,01528\ \text{m}^3 * 1513,46\ \text{kg} * \text{m}^{-3} \therefore \text{Peso}_t = \mathbf{23,13\ kg}$$

3.3.2.3 Casco cilíndrico

As dimensões e parâmetros considerados no cálculo do casco cilíndrico são mostrados na Tabela 8.

Tabela 8. Dados considerados no cálculo do casco cilíndrico.

Diâmetro [mm]	750
Raio [mm]	375
Altura do Cilindro[m]	1,8
Densidade do laminado [kg/m ³]	1706,65

Fonte: Autor (2022).

Neste, o plano de laminação foi realizado da seguinte forma: a primeira camada interna com um véu de superfície de poliéster, seguido por duas mantas de fibras picadas e sete camadas intercaladas entre os fios contínuos sendo um total de 11 camadas de fios contínuos no sentido circunferencial, totalizando 21 camadas de laminação.

As mantas são de 450 g/m², os tecidos são de 600 g/m² e o véu de 35 g/m² e fios contínuos de 245 g/m² a matriz considera foi de resina de poliéster sendo

$$E_1 = 18,628 \text{ GPa}$$

$$E_2 = 11,128 \text{ GPa.}$$

Para alongamento na tração, tem-se a mesma ressalva considerada anteriormente para o tampo hemisférico. Assim, para o casco cilíndrico, tem-se:

$$\varepsilon = 1,35\%$$

As tensões limite para exsudação consideradas foram:

$$\sigma_1 = E_1 \cdot \varepsilon = 18628 \text{ [MPa]} * 0,0135 = 251,47 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_2 = E_2 \cdot \varepsilon = 11128 \text{ [MPa]} * 0,0135 = 150,22 \text{ MPa}$$

Considerando o coeficiente de segurança 4,5, fica:

$$\sigma_{adm_1} = \frac{\sigma_1}{C_s} = \frac{251,47}{4,5} = 55,88 \text{ MPa} \quad \text{e} \quad \sigma_{adm_2} = \frac{\sigma_2}{C_s} = \frac{150,22}{4,5} = 33,38 \text{ MPa}$$

Espessura

Então foram calculadas as espessuras de ambas as tensões admissíveis, através da equação 11.

$$t_{c_1} = \frac{pD}{2\sigma_{adm_1}} = \frac{1,2 * 750}{2 * 55,88} \therefore t_{c_1} = \mathbf{8,05 \text{ mm}}$$

$$t_{c_2} = \frac{pD}{4\sigma_{adm_2}} = \frac{1,2 * 750}{4 * 33,38} \therefore t_{c_2} = \mathbf{6,74 \text{ mm}}$$

Portanto, nos cálculos seguintes será considerado a maior espessura t_{c_1} para o casco cilíndrico.

3.3.2.4 Cálculo da área e peso do casco

Área

Como realizado para vaso em aço anteriormente, será aplicada a fórmula de geometria para a realização desse cálculo.

$$A_c = 2\pi r h = 2\pi * 0,375 \text{ m} * 1,8 \text{ m} \therefore A_c = \mathbf{4,241 \text{ m}^2}$$

Peso

$$V = A_c * t = 4,241 \text{ m}^2 * 0,00805 \text{ m} \therefore V = \mathbf{0,0341 \text{ m}^3}$$

$$\text{Peso}_c[\text{kg}] = V * 1706,65 \text{ kg} * \text{m}^{-3} = 0,0341 \text{ m}^3 * 1706,65 \text{ kg} * \text{m}^{-3} \therefore \mathbf{\text{Peso}_c = 58,25 \text{ kg}}$$

3.3.2.5 Peso total do vaso

$$\text{Peso}_{\text{total}} = \text{Peso}_t + \text{Peso}_c = 23,13 + 58,25 \therefore \mathbf{\text{Peso}_{\text{total}} = 81,38 \text{ kg}}$$

4 Discussões

Através dos dados e propriedades obtidas na literatura, pôde-se fazer correlações de diversos parâmetros, conforme proposto previamente. Para isso, esses dados foram inseridos em software para obtenção das tabelas e análises, utilizando ferramentas computacionais para organização e tratamento dos mesmos.

No sentido de simplificar as análises e padronizar o estudo, a discussão restringi-se à teoria base de resistência dos materiais, já que o foco principal é um estudo entre os materiais e não um dimensionamento completo do vaso de pressão, conforme código ASME.

É possível notar que para uma mesma pressão de operação ($p = 1,2 \text{ MPa}$) e mesma geometria do casco (costado + tampos), os dois materiais apresentam espessuras distintas.

Uma vez que os dois vasos hipotéticos possuem espessuras divergentes e são compostos por materiais diferentes, pôde-se inferir que possuem pesos finais distintos, fato verificado nos cálculos anteriores.

Pôde-se observar que para mesmas condições de operação e geometria, um vaso de pressão construído em compósito PRFV, deve ter um costado de 8,05 mm de espessura, gerando para o vaso uma massa total de 81,38 kg. Já um vaso construído em aço ASTM A-516 Gr. 70, para essas mesmas condições, deve ter uma espessura de parede de 4,78 mm, resultando uma massa de 223,86 kg.

É notável que a diferença nas massas divergem em proporção maior que a diferença nas espessuras. Isso pode ser explicado devido o aço possuir uma densidade quase 5 vezes maior que a do compósito, ou seja, 7800 kg/m^3 do aço, contra $1706,65 \text{ kg/m}^3$ do compósito. Assim, ainda que as espessuras de parede dos vasos diverjam em menos de 50%, ainda assim há uma diferença de 64% entres suas massas.

Então, mesmo o vaso de pressão em aço apresentando uma parede de espessura 1,7 vezes mais fina, o peso, em quilos, dos tanques com esses diferentes materiais diferem em pouco mais de 142,5 kg.

Um ressalvo importante é que as tensões admissíveis calculadas são diferentes para cada situação. Mas, como dito anteriormente, para que os vasos sejam ditos semelhantes é necessário que estejam sob mesmas pressão e tensões.

É possível fazer algumas suposições no cálculo dessas tensões, afim de analisar a resposta dos parâmetros para um material diferente. Por exemplo, suponha-se considerar a menor das tensões admissíveis do compósito (no projeto do cilindro, $\sigma_{adm,2} = 33,38$ MPa) e realiza-se os cálculos para o vaso em aço. Os resultados podem ser interpretados da seguinte maneira: para a mesma pressão, se for exigido ao tanque em aço a mesma tensão que o tanque em compósito, será necessário uma espessura tal que consequentemente resultará em um tanque com um peso diferente do calculado anteriormente. Essa equivalência pode ser realizada utilizando a equação 11. Os dados obtidos para essa situação, são mostrados na Tabela 9 a seguir:

$$t_{sup} = \frac{pr}{2\sigma_{adm2}} + C = \frac{1,2 * 375}{2 * 33,38} + 1,5 \therefore t_{sup} = \mathbf{8,24 \text{ mm}}$$

E então, repete-se a sequência de cálculos realizada anteriormente.

$$V_{aço,1} = A_{total} * t_{aço,1} = 6,01 * 0,00824 \therefore V_{aço,1} = \mathbf{0,0495 \text{ m}^3}$$

$$\text{Peso}_{aço,1} = V_{aço,1} * \text{Densidade do aço} = 0,0495 * 7800 \therefore \mathbf{\text{Peso}_{aço,1} = 386,1 \text{ kg}}$$

Tabela 9. Dados obtidos para o vaso em aço conforme suposição.

Aço			
Pressão [MPa]	σ_{adm} [MPa]	Espessura [mm]	Peso [kg]
1,2	33,38	8,24	386,1

Fonte: Autor (2022).

Ao assumir uma menor tensão admissível para o material aço, há um aumento compensatório na espessura, que salta de 4,78 mm para 8,24 mm. Essa compensação na espessura confere ao vaso um aumento de 162,24 kg em relação ao vaso em aço calculado anteriormente.

Esse comportamento corrobora com a expectativa. Ao assumir que um determinado material suporta menor ou maior tensão na a mesma pressão, é necessário

que haja um aumento ou diminuição na espessura, para que se mantenha um equilíbrio das forças atuantes, evitando uma falha do material.

4.1 Levantamento de Custos

Os custos dos materiais utilizados nesse trabalho foram calculados de forma estimativa, com cotações realizadas junto a alguns fornecedores pesquisados.

4.1.1 Compósito

Tampo

Para o compósito utilizado no tampo, foi orçado um valor de R\$ 47,06 por quilo de material.

Logo:

$$\text{Custo}_{\text{tampos}} = \text{pesos dos tampos} * \text{preço do quilo} = 23,13 \text{ kg} * 47,06 \text{ R\$/kg}$$

Custo dos tampos: R\$ 1.088,50

Costado

Já para o casco, valor do quilo do compósito é de R\$ 44,38. Então:

$$\text{Custo}_{\text{costado}} = \text{peso do costado} * \text{preço do quilo} = 58,25 \text{ kg} * 44,38 \text{ R\$/kg}$$

Custo do costado: R\$ 2.585,14

Somando o custo do tampo com o custo do costado é possível obter o custo total do vaso de pressão em compósito:

$$\text{Custo Total} = \text{Custo}_{\text{tampo}} + \text{Custo}_{\text{costado}} = 1.088,50 + 2585,14$$

Custo Total: R\$ 3.673,64

4.1.2 Aço

No que diz respeito ao aço, algumas observações devem ser feitas. A espessura comercial mais próxima à primeira espessura calculada (4,78 mm), é de 6,35mm (1/4 de

polegada). Portanto, faz-se necessário que os pesos sejam recalculados e assim o levantamento de custos esteja coerente com a quantidade de material utilizada.

Então:

$$A_{\text{total}} = 6,01 \text{ m}^2$$

$$\mathbf{t = 6,35 \text{ mm}}$$

$$V = 6,01 \text{ m}^2 * 0,00635 \text{ m} \therefore \mathbf{V = 0,0381 \text{ m}^3}$$

$$\text{Peso} = 0,0381 \text{ m}^3 * 7800 \text{ kg} * \text{m}^{-3} \therefore \mathbf{\text{Peso} = 297,18 \text{ kg}}$$

É possível perceber um aumento de 73,32 kg no peso do vaso, apenas ajustando a espessura da chapa para uma espessura comercial. E agora, o levantamento do custo pode ser realizado.

O valor comercial encontrado para o aço ASTM A-516 70 Gr foi de R\$ 20,00 / kg. Então, o custo total de material utilizado fica:

$$\text{Custo Total} = \text{Peso} * \text{R}\$20,00 / \text{kg} = 297,18 * 20,00 \therefore \mathbf{\text{Custo Total: R}\$ 5.943,60}$$

Para a suposição realizada, na qual a espessura da parede foi de 8,24 mm, ocorre o mesmo. A espessura comercial correspondente é de 9,5 mm (3/8 polegada). Então repete-se o procedimento anterior.

$$A_{\text{total}} = 6,01 \text{ m}^2$$

$$\mathbf{t = 9,5 \text{ mm}}$$

$$V = 6,01 \text{ m}^2 * 0,0095 \text{ m} \therefore \mathbf{V = 0,0571 \text{ m}^3}$$

$$\text{Peso} = 0,0571 \text{ m}^3 * 7800 \text{ kg} * \text{m}^{-3} \therefore \mathbf{\text{Peso} = 445,38 \text{ kg}}$$

E agora, o custo:

$$\text{Custo Total} = \text{Peso} * \text{R}\$20,00 / \text{kg} = 445,38 * 20,00 \therefore \mathbf{\text{Custo Total: R}\$ 8.907,60}$$

Neste houve um aumento no peso do vaso de pressão de 297,18 kg para 445,38 kg. Gerando um custo de material 1,5 vezes maior quando comparado ao custo do material compósito.

5 Conclusão

O estudo referente à análise comparativa dos parâmetros de resistência e peso entre um vaso de pressão em aço ASTM A-516 Gr. 70 e outro em compósito PRFV apresentou resultados satisfatórios nos quais os parâmetros alvos apresentaram comportamentos esperados de acordo com as propostas realizadas.

Os pesos dos vasos de pressão construídos em aço, em todas as suposições realizadas, se mostraram significativamente maiores, devido à densidade do aço ser maior que a do compósito considerado no trabalho. Na suposição feita, por exemplo, o peso do vaso construído em aço chegou a quase 5,5 vezes o peso do vaso em PRFV.

Pôde-se observar as diferentes características relativas à cada material, em situações simuladas e comparadas, nas quais ambos apresentaram comportamentos semelhantes, dentro de suas especificações.

Uma vez que foi suposto no trabalho um coeficiente de segurança de 4,5 para ambos os vasos de pressão, os resultados das suposições realizadas para fim de análise de comportamentos não divergiram de uma possível situação real, uma vez que se encontram dentro dos limites de segurança.

É importante salientar que, afim de tornar o trabalho mais objetivo, partes integrantes e importantes de um vaso de pressão não foram considerados, tais como: bocais, flanges, aberturas e suporte, etc., tais elementos mecânicos foram desconsiderados em função da análise ficar restrita apenas ao cilindro.

Por fim concluímos que para a mesma pressão ($p = 1,2\text{MPa}$), temos:

O vaso de PRFV tem 33,38 MPa de tensão de superfície;

O vaso de aço tem 137,7 MPa de tensão de superfície;

O vaso de PRFV tem 8,05 mm de espessura;

O vaso de aço tem 4,78 mm de espessura;

O vaso de PRFV tem peso de 81,38 Kg;

O vaso de aço tem peso de 223,86 kg;

O vaso de PRFV tem custo de material de R\$ 3.673,64;

O vaso de aço tem custo de material de R\$ 5.943,60;

Para as mesmas tensões de superfície ($\sigma = 33,38$ MPa), temos:

- O vaso de PRFV tem 9,15 mm de espessura;
- O vaso de aço tem 8,24 mm de espessura;
- O vaso de PRFV tem peso de 81,38 Kg;
- O vaso de aço tem peso de R\$ 445,38 kg;
- O vaso de PRFV tem custo de material de R\$ 3.673,64;
- O vaso de aço tem custo de material de R\$ 8.907,60.

Com isso podemos observar que nas condições propostas e analisadas, para situações em haja transporte, ou que o vaso não seja instalado de forma fixa, o vaso mais favorável seria o confeccionado em material compósito (PRFV) devido ao seu peso significativamente menor, e as possíveis vantagens de transporte e manuseio do mesmo. Para instalações fixas nas quais o vaso não será movido ou transportado, é possível que o peso deixe de ser fator determinante e o vaso em aço ainda seja uma opção viável.

Em relação ao custo, há também uma significativa diferença de valores. O aço, em todas as suposições realizadas, mostra-se um material mais caro. Na suposição proposta por exemplo, o custo do compósito é 2,4 vezes menor que o custo do aço. Portanto, esse fator certamente deve ser levado em consideração juntamente com tantos outros, alguns dos quais já mencionados acima.

Não devendo ainda deixar de observar para o leitor, que inúmeras variáveis aqui não foram consideradas. Para um projeto de vaso de pressão, estas variáveis devem, obrigatoriamente, ser analisadas e embasadas nos códigos normativos para um projeto definitivo de um vaso de pressão.

6 Sugestões de Trabalhos Futuros

- Análise por simulação por elementos finitos;
- Avaliação por critérios de falha para uma mesma pressão em vasos de materiais distintos;
- Análise do impacto no peso e custo com a inserção de acessórios do vaso, tais como: Pés, bocais, alças, etc.

7 Referências

- AL-QURESHI, Hazim A. **Materiais Compostos: Análises e Fabricação**. 2010.
- ANTEQUERA, P.; JIMENES, L.; MIRAVETE, A. **Los Materiales Compuestos de fibra de vidro**, Universidad de Zaragoza, España, 1991.
- ASME — **The American Society of Mechanical Engineers. Section VIII. Division 1 — Design and Fabrication of Pressure Vessel**. 2015.
- ASTM D3878: **Standard Terminology for Composite Materials**, ASTM International. West Conshohocken, PA, 2018.
- ASKELAND, D. R., PHULÉ, P. P. **Ciência e Engenharia dos Materiais**. São Paulo: Cengage Learning, 2008.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE MATERIAIS COMPÓSITOS (ABMACO). **Compósitos 1: Materiais, Processos, Aplicações, Desempenhos e tendências**. [s.l.:s.d.].
- BEDNAR, H. H. **Pressure Vessel Design Handbook**. Krieger Publishing Company, 2ª Edição, Florida, 1986.
- BEER, F. P.; DEWOLF, John T. **Resistência dos Materiais**. 5ª ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2011.
- BUDYNAS, Richard G. et al. **Elementos de máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica**. 8. ed. Porto Alegre: Amgh, 2011.
- BROWNELL, LLOYD E., YOUNG, EDWIN H. **Process Equipment Design**. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1959.
- CALLISTER JR., W. D. **Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução**. 9.ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 1014 p., 2014.
- CAMPOS, Márcia Aparecida de. **Estudo das instalações e operação de caldeira e vasos de pressão de uma instituição hospitalar, sob análise da NR-13**. 2011. 80 p. Monografia (Especialização) - Curso de Engenharia de Segurança do Trabalho, Universidade do Extremo Sul Catarinense - Unesc, Criciúma, 2011.
- CHATTOPADHYAY, S. **Pressure Vessels Design and Practice**. CRC PRESS, 2005.

CHIAVERINI, Vincente. **Aços Carbono e Aços Liga**. 2 ed. São Paulo: Associação Brasileira de Metais, 1965. 456p.

DERAKANE 411-350. **Resina epóxi éster-vinílica**. Boletim Técnico Derakane, Abril de 2007.

DIAS, D. **Comportamento ao Impacto a baixa velocidade de laminados de epóxido/fibra de vidro, com camadas de cortiça**. Dissertação de mestrado - FEUP. Porto, 2009.

FALCÃO, C. **Projeto de Vasos de Pressão e Trocadores de calor**. 2008.

FERRAZ, Fábio. **Vasos: Unidade 1**. Disponível em: <<https://fabioferrazdr.files.wordpress.com/2008/08/4vasos.pdf>>. Acesso: 28/03/2022.

FREIRE JÚNIOR, R. C. S.; AQUINO, E. M. F.: **Procedimento Prático de Fabricação e sua Influência na Resposta Mecânica de Compósitos Laminados de PRFV**, II Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, João Pessoa/PB/BR, 2002.

HAGE, E. Jr. **Compósitos e Blends Poliméricas**. Campinas, Instituto latino americano e IBM Brasil, 203p., 1989.

KAR, K. K., **Composite Materials: Processing, Applications, Characterizations**, New York, NY: Springer Science, 2017.

LEVY, Flamínio N.; PARDINI, Luiz C. **Compósitos Estruturais**. São Paulo: Blucher, 2012.

LIAO, K., SCHULTHEISZ, C. R. AND HUNSTON, D. L.. **Long-Term Durability of Fiber-Reinforced Polymer-Matriz Composite Materials for Infrastructure Application: A Review**, Journal of Advanced Materials, Vol. 04, 1998.

MATTHEWS, F. L.; RAWLINGS, R. D. **Composite Materials: Engineering and Science**. Londres: Chapman & Hall. 470 p., 1994.

MAZUMDAR, Sanjay K. **Composites Manufacturing: Materials, Product and Process Engineering**. Florida: Crc Press Llc, 2002.

MEI, Paulo Roberto *et al.* **Aços e Ligas Especiais**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2006.

MENEGHETTI, L.C., GARCEZ, M.R., FILHO, L.C.P.S. Resistência à fadiga de polímeros reforçados com fibra de vidro, aramida e carbono. **Engenharia estudo e pesquisa**, Santa Maria, v.10, p.15-22, 2010.

NORTON, Robert L.. **Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada**. 4ª. ed. Porto Alegre: Bookmon, 2013.

OSAMU HARA. **THREE BOND TECHNICAL NEWS, 1990 Online**. Disponível em: <<https://www.threebond.co.jp/en/technical/technicalnews/pdf/tech32.pdf>>. Acessado em: 17 de junho de 2022.

RED. C. **The outlook for composite pressure vessels**. Disponível em <<https://www.compositesworld.com>>. Acesso em 14/05/2022.

SANCOVICEI, Alessandro Aparecido. **Inspeções e ensaios não destrutivos em vasos de pressão**. Revista Meio Filtrante, mar.2012.

SHAHBAZ, S. **Investigation of the effect of single wall carbon nanotubes on interlaminar fracture toughness of woven carbon fiber—epoxy composites**. Journal of Composite Materials n. 45, v.10, p.1091-1107, 2016.

TELLES, P.C.S. **Vasos de Pressão**. LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora – 2ª Edição Atualizada. Rio de Janeiro, 2007.

VASCONCELOS, Tomás Barros. **EFEITOS DA ANISOTROPIA E DESCONTINUIDADES GEOMÉTRICAS EM PRFV**. Coorientador: Professor Dr. Evans Paiva da Costa Ferreira. 2018. 116 p. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGEM), Centro de Tecnologia, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2018.

VASILIEV, V. V.; MOROZOV, E. V. **Advanced Mechanics of Composite Materials and Structures**. Amsterdã, ELSEVIER, 2018

WIEBECK, H e HARADA, J. **Plásticos de Engenharia: Tecnologias e Aplicações**. Ed. Arteliber, 2005.



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE
CENTRO DE TECNOLOGIA
COORDENAÇÃO DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Natal, 24 de junho de 2022.

Ao(s) **vinte e quatro** dia(s) do mês de **junho** do ano de **dois mil e vinte e dois**, às **oito horas e trinta minutos**, no **auditório do Laboratório de Manufatura**, instalou-se a banca examinadora do Trabalho de Conclusão de Curso do(a) aluno(a) **FERNANDO DA SILVA OLIVEIRA**, matrícula **20200008131**, do curso de Engenharia Mecânica. A banca examinadora foi composta pelos seguintes membros: **EVANS PAIVA DA COSTA FERREIRA**, orientador; **JOÃO CARLOS ARANTES COSTA JUNIOR**, examinador interno; **RAIMUNDO CARLOS SILVÉRIO FREIRE JUNIOR**, examinador interno. Deu-se início à abertura dos trabalhos pelo(a) **EVANS PAIVA DA COSTA FERREIRA**, que após apresentar os membros da banca examinadora, solicitou a (o) candidato (a) que iniciasse a apresentação do trabalho de conclusão de curso, intitulado **“ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE DOIS VASOS DE PRESSÃO CILINDRICOS: AÇO X PRFV”**, marcando um tempo de trinta minutos para a apresentação. Concluída a exposição, **EVANS PAIVA DA COSTA FERREIRA**, orientador, passou a palavra aos examinadores para arguirm o(a) candidato(a); após o que fez suas considerações sobre o trabalho em julgamento; tendo sido **APROVADO** , o(a) candidato(a), conforme as normas vigentes na Universidade Federal do Rio Grande do Norte. A versão final do trabalho deverá ser entregue à Coordenação do Curso de Engenharia Mecânica, no prazo de **30** dias; contendo as modificações sugeridas pela banca examinadora e constante na folha de correção anexa. Conforme o que rege o Projeto Político Pedagógico do Curso de Engenharia Mecânica da UFRN, o(a) candidato(a) não será aprovado(a) se não cumprir as exigências acima.

EVANS PAIVA DA COSTA FERREIRA

Orientador

JOÃO CARLOS ARANTES COSTA JUNIOR

Examinador interno

RAIMUNDO CARLOS SILVÉRIO FREIRE JUNIOR

Examinador interno