

INSTITUTO FEDERAL DE SANTA CATARINA

RAFAEL BAUTITZ

APLICAÇÃO DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS E ASME SEÇÃO VIII,  
DIVISÃO I NO PROJETO DE UM VASO DE PRESSÃO.

Xanxerê

2022

Rafael Bautitz

APLICAÇÃO DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS E ASME SEÇÃO VIII,  
DIVISÃO I NO PROJETO DE UM VASO DE PRESSÃO.

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica do Câmpus Xanxerê do Instituto Federal de Santa Catarina para a obtenção do diploma de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Me. Filipe Gomes Fagundes

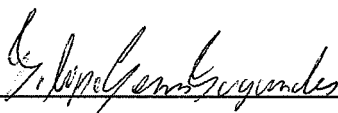
Xanxerê  
2022

Rafael Bautitz

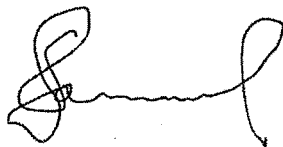
APLICAÇÃO DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS E ASME SEÇÃO  
VIII, DIVISÃO I NO PROJETO DE UM VASO DE PRESSÃO

Este trabalho foi julgado adequado para obtenção do título em Bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina, e aprovado na sua forma final pela comissão avaliadora abaixo indicada.


Xanxerê, 29 de novembro de 2022.



Prof. Filipe Gomes Fagundes, Me. Orientador  
Instituto Federal de Santa Catarina – Câmpus Xanxerê



Prof. Samuel Scheleski, Me. Coorientador  
Instituto Federal de Santa Catarina – Câmpus Xanxerê



Prof. Raphael Basilio Pires Nonato, Me. Avaliador  
Instituto Federal de Santa Catarina – Câmpus Xanxerê



Prof. Jean Carlos Araidi, Dr. Avaliador  
Instituto Federal de Santa Catarina – Câmpus Xanxerê



## AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus, aos meus pais, amigos, esposa e primos, por me incentivarem a estudar, da melhor forma possível, tornando o que era um sonho em realidade.

Agradeço a todos os professores, que de certa forma, ajudaram a repassar o seu conhecimento nesta longa caminhada de graduação, dentro das faculdades que são: Universidade Tecnológica Federal do Paraná - UTFPR e Instituto Federal de Santa Catarina - IFSC. Em especial aos professores Samuel Scheleski, Filipe Gomes Fagundes, Raphael Basilio Pires Nonato e Jean Carlos Araldi que de certa forma estiveram orientando e auxiliando do início ao fim deste trabalho TCC.

E de grande satisfação agradecer também a mim mesmo, por estar acreditando em meu potencial de estudo e meu grande esforço, trazendo comigo uma grande bagagem de conhecimento, caráter, ética e confiança.

## Resumo

Vasos de pressão são reservatórios destinados a armazenar fluidos sob pressão: na maioria dos casos, são fabricados sob encomenda, podendo ser de variados formatos e tamanhos. Para que o projeto do vaso seja feito dentro dos parâmetros de engenharia, são utilizados códigos de projeto como o código ASME Seção VIII. São fatores importantes para se considerar no projeto de um vaso de pressão: tipo de fluido; tensões atuantes; seleção de materiais e processos de fabricação; espessura da parede dos tampos e casco; e aberturas no casco e tampos. O objetivo geral deste trabalho é o dimensionamento de um vaso de pressão cilíndrico horizontal utilizando o método analítico do código ASME Seção VIII Divisão I e o MEF. Os resultados via MA, podem resultar em valores de espessura do casco e tampo próximos ao padrão comercial. Porém, nem sempre ao realizar a verificação em tabela de espessuras de chapas, as espessuras serão encontradas, sendo assim, ocorre à padronização com valores próximos ou inferiores para possivelmente verificar pelo MEF se podem atender as tensões internas, fator de segurança, deformações e deslocamento. Vale destacar que, o MA a eficiência é menor, pois são utilizadas equações mais conservadoras que resultam em maiores espessuras: isso ocorre devido a hipóteses simplificadoras que servem de base para as equações utilizadas no código ASME. Sendo assim, é válido mostrar que pelo MA, do código ASME, Seção VIII, Divisão I, os cálculos são mais conservadores. Por outro lado, ao aplicar a ferramenta MEF é possível alterar parâmetros em todos os sentidos, sendo visualizados pontos em seus nós de qualquer formação, podendo ser vistos pela escala de cores fornecidos pelo programa SolidWorks®. Deste modo é válida a realização do estudo pelos dois métodos, tornando o trabalho mais seguro.

Palavras-chave: Vaso de pressão; Elementos Finitos; Código ASME, Segurança.

## **ABSTRACT**

Pressure vessels are reservoirs intended to store fluids under pressure: in most cases, they are manufactured to order, and can be of various shapes and sizes. In order for the vessel design to be done within engineering parameters, design codes such as the ASME Section VIII code are used. Important factors to consider in the design of a pressure vessel are: type of fluid; acting voltages; selection of materials and manufacturing processes; wall thickness of the tops and hull; and openings in the hull and tops. The general objective of this work is the dimensioning of a horizontal cylindrical pressure vessel using the analytical method of the ASME Section VIII Division I code and the FEM. The results via MA can result in thickness values for the hull and top close to the commercial standard. However, when checking the plate thickness table, the thicknesses will not always be found, therefore, standardization with values close to or lower occurs to possibly verify by the MEF if they would meet the internal stresses, safety factor, deformations and displacement. It is worth noting that the MA efficiency is lower, as more conservative equations are used that result in greater thicknesses: this occurs due to simplifying assumptions that serve as the basis for the equations used in the ASME code. Therefore, it is valid to show that by the MA, of the ASME code, Section VIII, Division I, the calculations are more conservative. On the other hand, when applying the FEM tool, it is possible to change parameters in all directions, being visualized points in its nodes of any formation, being able to be seen by the color scale supplied by the program. Thus, it is valid to carry out the study using both methods, making the work safer.

**Keywords:** Pressure vessel, Finite elements, ASME Code, Security.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

<b>Figura 1</b>	Diferentes posições dos (VP).....	22
<b>Figura 2</b>	Alguns tipos de tampos.....	24
<b>Figura 3</b>	Suportes de (VP).....	25
<b>Figura 4</b>	Berço dos (VP) Horizontais.....	26
<b>Figura 5</b>	Principais componentes de um (VP).....	27
<b>Figura 6</b>	Tensões de membrana e de flexão.....	33
<b>Figura 7</b>	Momentos fletores e deformações na ligação cilindro tampa.....	34
<b>Figura 8</b>	Tensões circunferenciais ( $\sigma_1$ ) e axiais ( $\sigma_2$ ), em um cilindro de parede fina.....	35
<b>Figura 9</b>	Figura da esquerda representa as tensões circunferenciais ( $\sigma_1$ ) e são exercidas pressão ( $p$ ) sobre o casco, já na figura da direita são representados tensões axial( $\sigma_2$ ) e são exercidas .....	36
<b>Figura 10</b>	Malha estruturada .....	41
<b>Figura 11</b>	Malha não estruturada.....	41
<b>Figura 12</b>	Planejamento de execução.....	48
<b>Figura 13</b>	Componentes e sua localização, em um (VP).....	50
<b>Figura 14</b>	Compressor SCHULZ.....	53
<b>Figura 15</b>	Catálogo de compressor da marca SCHULZ.....	53
<b>Figura 16</b>	Modelo flange com dimensões padrão.....	63
<b>Figura 17</b>	Aplicações das restrições.....	65
<b>Figura 18</b>	Malha sólida descrita sobre (VP).....	66
<b>Figura 19</b>	(VP) exibindo a tensão de Von Mises em sua escala de cores limitado à tensão de escoamento.....	68
<b>Figura 20</b>	Vaso de pressão exibindo a tensão de Von Mises .....	68
<b>Figura 21</b>	Deformação em regiões com alta complexidade.....	69
<b>Figura 22</b>	Deformação sobre VP.....	70
<b>Figura 23</b>	Deslocamento pelo MEF 1.....	71
<b>Figura 24</b>	Deslocamento MEF 2.....	71
<b>Figura 25</b>	Fator de segurança VP1.....	72
<b>Figura 26</b>	Fator de segurança VP2.....	73
<b>Figura 27</b>	Flange padronizado 1.....	72
<b>Figura 28</b>	Flange padronizado .....	75
<b>Figura 29</b>	Fator de segurança/ Análise MEF.....	76
<b>Figura 30</b>	Análise do fator de segurança dreno 2.....	76



## LISTA DE QUADROS

<b>Quadro 1</b> - Quadro adaptada do código ASME .....	38
<b>Quadro 2</b> - Formulário para dimensionamento do vaso de pressão.....	44
<b>Quadro 3</b> - Característica de projeto do vaso de pressão .....	50
<b>Quadro 4</b> - Acessório do vaso de pressão .....	50
<b>Quadro 5</b> - Características mecânicas do aço carbono A-285- C .....	51
<b>Quadro 6</b> - Quadro da tensão admissível (MPa). .....	60

## LISTA DE TABELAS

<b>Tabela 1</b> - Descrição geral dos padrões do flange e tubo.....	60
<b>Tabela 2</b> - Padronização de chapa de aço.....	20

## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

ASME	American Society of Mechanical Engineers
MEF	Método dos Elementos Finitos
MA	Método Analítico
PMTA	Pressão Máxima de Trabalho Admissível
IFSC	Instituto Federal de Santa Catarina
EUA	Estados Unidos da América
NR	Normas Regulamentadoras
PTH	Pressão Hidrostática de trabalho
CLT	Consolidação das leis trabalhistas

## LISTA DE SÍMBOLOS

VP	Vasos de pressão (Pa)
DI	Diâmetro Interno (mm)
CET	Comprimento entre as tangentes (mm)
NR – 13	Norma regulamentadora N - 13
KPa	Kilo Pascal
MPa	Mega Pascal
GPa	Giga Pascal
r	Raio (mm)
t	Espessura (mm)
P	Pressão (MPa)
L	comprimento (mm)
X	Eixo
E	Eficiência de solda
t	temperatura (°C)
D	Diâmetro (mm)
d	densidade do fluido
p	pressão hidrostática
g	aceleração da gravidade (m/s <sup>2</sup> )
CFD	Conhecimento dos fluidos na engenharia
CEM	Eletromagnetismo computacional
e	espessura (mm)
L	raio da coroa central (mm)
P	pressão interna (MPa)
S	tensão admissível (MPa)
C	margem de corrosão
$\sigma_1$	Tensão circunferencial (Pa)
$\sigma_2$	Tensão axial (Pa)
$\sigma_3$	Tensão radial (Pa)
Bv	Boca de visita
Vs	Válvula de segurança
Ri	raio interno (mm)
$P_{m\acute{a}x}$	Pressão máxima (Pa)
$P_{m\acute{i}n}$	Pressão mínima (Pa)
E	Modulo de elasticidade (MPa)
$\sigma_u$	Limite de resistência à tração (Pa)
$\sigma_y$	Tensão de escoamento (Pa)

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>14</b>
1.1 Justificativa.....	16
1.2 Problemas da pesquisa.....	18
1.3 Objetivos .....	19
1.3.1 Objetivo geral .....	19
1.3.2 Objetivo específico.....	19
<b>2 REVISÃO DA LITERATURA</b> .....	<b>20</b>
2.1 Vasos de pressão .....	20
2.1.2 Aplicações dos (VP).....	21
2.1.3 Principais tipos de (VP).....	22
2.1.4 Principais tipos de tampos .....	23
2.1.5 Suportes dos (VP).....	25
2.1.6 Abertura em (VP) .....	26
2.2 Normas e Código ASME de projeto .....	28
2.2.1 Atualmente o código ASME é dividido nas seguintes seções:.....	29
2.2.2 Norma ASME Seção VIII DIVISÃO I .....	30
2.2.3 Norma ASME Seção VIII DIVISÃO II .....	30
2.2.4 Norma ASME Seção VIII Divisão III .....	31
2.2.5 Normas Regulamentadoras (NR-13).....	31
2.2.6 Critério para escolha da divisão I e do código ASME Seção VIII .....	32
2.2.7 Tensões em (VP) .....	32
2.2.8 Tensões primárias.....	33
2.2.9 Tensões secundárias .....	33
2.3 Origem do (MEF) .....	39
2.3.1 Simulação computacional mechanical, <i>software</i> .....	40
2.3.2 Malhas.....	40
<b>3 METODOLOGIA</b> .....	<b>43</b>
3.1 Descrição e procedimentos da Divisão I .....	43
3.1.2 Planejamento da pesquisa .....	47
3.1.3 Planejamento de execução .....	48
3.1.4 Coleta de dados do trabalho TCC.....	49
3.1.5 Análise descritiva da coleta de dados .....	49

3.1.6 Definir tamanho do (VP) de acordo com o escopo.....	49
3.1.7 Material para aplicação de fabricação de um (VP).....	51
3.1.8 Definir as espessuras dos tampos, cascos de um (VP) referentes ao código ASME, Seção VIII, Divisão I .....	51
3.1.9 Seção de parâmetros específicos que foram utilizados para projeto sobre (VP).....	52
3.1.10 Modelamento tridimensional .....	55
3.1.11 Cálculo do fator de segurança do (VP) via (MEF).....	55
3.1.12 Análise das tensões pelo MEF.....	56
3.1.13 Comparação dos (MA) e métodos computacionais.....	56
<b>4 ANÁLISE DOS RESULTADOS .....</b>	<b>57</b>
4.2 Condição do código ASME, Seção VIII, Divisão I .....	57
4.4 Dimensionamento do (VP) via (MA).....	58
4.4.1 Equação da espessura do casco de pequena espessura .....	58
4.4.2 Cálculo da espessura do casco de parede fina.....	59
4.4.3 Cálculo da espessura da parede dos tampos toriesféricos.....	60
4.4.4 Cálculo analítico da máxima pressão de trabalho (PMTA).....	61
4.4.5 Padronização dos componentes do (VP).....	62
4.5 Dimensionamento de um (VP) via (MEF).....	64
4.5.1 Validação do método .....	65
4.5.2 Aplicação da ferramenta (MEF) com padronização dos elementos.....	67
4.5.3 Análise das tensões de Von Mises .....	67
4.5.4 Análise da deformação.....	69
4.5.6 Análise pelo fator de segurança.....	72
4.6 Comparação do (MA) com o (MEF) .....	78
<b>5 CONCLUSÕES.....</b>	<b>79</b>
<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>81</b>

# 1 INTRODUÇÃO

Baseado na necessidade de armazenar e processar fluidos sob pressão, foram desenvolvidos os vasos de pressão. Segundo Groehs (2002) os vasos de pressão são recipientes não sujeitos a chama destinados ao processamento de líquidos ou gases sob pressão interna ou externa.

Tais recipientes, são reservatórios que não têm apenas um único tamanho ou tipo, em sua maioria, de acordo com Telles (2017), são itens fabricados sob encomenda e não são fabricados em série.

Os Vasos de Pressão (**VP**) são equipamentos muito importantes para as indústrias, e por isso, muita atenção deve ser dada ao processo de projeto de tais equipamentos. Devido aos recipientes estarem sujeitos à pressão externa ou interna, os vasos, quando projetados ou mantidos de forma incorreta, podem representar sérios riscos à segurança dos trabalhadores e população.

Deste modo, Groehs (2002) afirma que o projeto de um (VP) deve estar ligado diretamente com o processo de fabricação montagens e testes. Sua aplicação pode ser em indústrias químicas, petroquímicas, alimentícios, e centrais termoelétricas, etc. Em alguns casos as indústrias trabalham em vários turnos e os vasos são utilizados de forma ininterrupta, e isso pode ocasionar falhas. Tais falhas ocorrem por motivos de erros de projetos e por falhas na manutenção e ou operação (TELLES, 2017).

“O processamento de gases e líquidos, nas correspondentes plantas, se caracteriza, em geral, por ser de grande risco, podendo provocar sérios danos materiais e de pessoal. Além disso, caso ocorra um acidente grave, a operação da instalação fica comprometida ou mesmo impedida, trazendo consigo o problema de lucros cessantes” (Groehs, 2002, pag.2).

Devido aos inúmeros acidentes graves que aconteceram no século XIX na Inglaterra, houve a necessidade da criação de normas que regulamentam e asseguram a fabricação e inspeção dos vasos de pressão. Essas Normas regulamentadoras só passaram a ser aplicadas devido aos erros de projetos e catástrofes que vinham ocorrendo ao longo dos anos (GROEHS,2002).

Assim, surgiram os códigos de projeto, como o código ASME (*American Society of Mechanical Engineers*), na tradução do português para Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos, e a necessidade de regras para a regulamentação da fabricação de caldeiras ou vasos de pressão. Os códigos de projeto adotados no Brasil são os americanos ASME: Seção VIII Divisão I e Divisão II, que contemplam a segurança da construção, operação, projeto, fabricação e testes.

No Brasil criou-se a Norma NR-13 (A norma regulamentadora originalmente editada pela Portaria MTb nº 3.214, de 8 de junho de 1978, com o título “(VP)”, de forma a regulamentar os artigos 187 e 188 da CLT, conforme redação dada pela Lei n.º 6.514, de 22 de dezembro de 1977) que visa minimizar risco de acidentes com vasos de pressão, trazendo a segurança para manutenção, segurança de operação, inspeção e teste hidrostático.

Com o passar dos anos, os códigos e normas foram se estruturando da forma analítica para a forma computacional, que de certa forma foi um sucesso, pois engenheiros foram descobrindo novas ferramentas para solucionar problemas com equações diferenciais.

As ferramentas computacionais foram aprimoradas pelos engenheiros para poderem facilitar cálculos complexos, e chegaram a um refinamento que se define como Método dos Elementos Finitos (**MEF**), que visa reduzir custo e tempo em projetos de engenharia.

O (MEF) é um método numérico, que tem sua finalidade solucionar problemas com equações diferenciais, que traz resultados comparativos e similares ao analítico, agregando maior confiabilidade e segurança nos projetos de engenharia.

Os (VP), podem ser representados por um conjunto de componentes, dentre os quais destacam-se os seguintes: tampos, bocas de visita, saída, selas, flanges, apoios e drenos. Os (VP) também requerem alguns instrumentos auxiliares, para a verificação das informações de temperatura, pressão, nível de fluido e dados de abertura ou fechamento de válvulas (TELLES, 2017).



(VP) é um equipamento de alto risco, pelo ponto de vista da engenharia: em alguns casos requer o uso de ferramentas computacionais que tenham um poder maior de processamento, e refinamento dos cálculos, e essa análise pode ser retirada com o (MEF) (TELLES, 2017).

Assim, utilizando o (MEF), é possível gerar projetos com redução da espessura em partes do equipamento, gerando uma possível diminuição de custos de fabricação. Essa diminuição na espessura do material é viabilizada pela Análise computacional, com o (MEF), que permite o refino de pontos e interpolações que chegam aos valores mais próximos do cálculo analítico.

O presente trabalho será uma breve introdução com diferentes métodos e análises que a literatura disponibiliza. Logo, a abordagem geral deste trabalho sobre (VP) tem o intuito de analisar o dimensionamento do (VP) cilíndrico horizontal utilizando diferentes métodos.

Esses métodos servem para parametrizar projetos mecânicos trazendo benefícios de reduções de custo, espessura, tamanho, volume para minimizar possíveis falhas com juntas soldadas. O projeto conta com o dimensionamento pelo método analítico e via computacional proporcionando trazer comparações de resultados obtidos no (MA) e (MEF). Por outro lado será aplicado a um vaso que será limitado a um sistema genérico, que está em operação ou em trabalho existente.

## 1.1 Justificativa

Diante de inúmeras ocorrências de acidentes com (VP) no século XX nos EUA, houve a necessidade de criar códigos que dessem maior segurança em projetos de (VP). Dessa forma, no Brasil foram se difundido o código ASME Seção VIII Divisão I que é mais conservador perante os outros códigos. A diferença entre os códigos ASME Seção VIII Divisão I, Divisão II, Divisão III, pode ser demonstrada. No caso, código ASME Seção VIII Divisão I, estabelece critérios de dimensionamento de pressão em alguns componentes principais, e, além disso, utiliza equações conservadoras mais simplificadas e não requer o uso de análise computacional. Para o caso do código ASME Seção VIII Divisão

II são adotados critérios de detalhamento de projetos, exames de inspeção, tensão admissível superior, não há limitação à pressão de projeto, e também a norma permite tensões mais elevadas se comparadas as da Divisão I (TELLES, 2017). Já segundo Telles, (2017) para o código ASME Seção VIII Divisão III são dotados critérios mais rigorosos de inspeção, aplicação de equações de dimensionamento e obrigatório o uso de ferramentas computacionais.

Ainda neste cenário, no Brasil também é aplicada para instalação, operação, construção e segurança a Norma Regulamentadora (NR-13), que visa garantir a integridade estrutural do equipamento, trazendo critérios de confiabilidade e segurança, perante as partes unidas.

Por outro lado, alguns processos industriais com equipamentos, só podem ser desenvolvidos utilizando técnicas e análises cada vez mais robustas. Sendo assim, em muitos casos de projetos com (VP) só ocorrem melhorias em materiais quando são aplicadas ferramentas, que possibilitem resolver problemas mais complexos.

Entretanto, do ponto de vista da engenharia, o (VP) é considerado um equipamento de alto risco. Isso só é considerado se o engenheiro em seu projeto utilizar códigos inadequados para tal aplicação. Segundo Shigleiy, (2016) a aplicação de ferramentas computacionais (MEF) em (VP), permite solucionar problemas mais complexos resultando em uma análise mais refinada nas tensões atuantes, trazendo vantagens de maior processamento em seus dados e utilizando menores fatores segurança.

Já para o método analítico, são utilizadas equações mais conservadoras resultando maiores fatores de segurança proporcionando maiores dimensões em espessuras de chapas, possibilitando maior gasto de tempo e custo elevado em sua fabricação.

Sendo assim, é importante citar que o projeto TCC e construção de um vaso de pressão são atividades que envolvem não só um engenheiro e sim uma equipe de engenheiros. Além disso, é de extrema importância e indispensável considerar todos os fatores éticos e sociais que possam estar

sendo desenvolvidos de forma direta ou indireta. Além do mais, quando se trata de fatores de risco de acidentes, devem-se considerar normas e métodos que venham a prevenir erros em montagem e fabricação de (VP). O estudo deste caso sobre (VP) tem o intuito maior, em contribuir para futuros engenheiros utilizarem mais, as ferramentas computacionais, pois com a utilização do (MEF) de certa forma será possível visualizar pela escala de cores as falhas, e possibilitando maior diminuição em custo de material.

## 1.2 Problemas da pesquisa

O (MEF) permite a simulação de diferentes cargas e variáveis, e uma análise mais refinada das tensões atuantes no (VP), quando comparado com o (MA) do Código ASME Seção VIII Divisão I. No (MA), a eficiência é menor, pois são utilizadas equações conservadoras que resultam em maiores espessuras: isso ocorre devido a hipóteses simplificadoras que servem de base para as equações utilizadas no código ASME.

No caso da Divisão I, as espessuras de paredes são calculadas por equações conservadoras, pois adotam valores superiores e trabalham com tensões máxima de ruptura. Além disso, a Divisão II é menos conservadora, pois é adotada uma série de medidas e exigências em projetos, testes de inspeção, matérias, fabricação e análises de fadiga (TELLES, 2017). Além disso, salienta-se que o (MEF) pode verificar com maior precisão pela escala de cores se a espessuras encontradas pelo (MA) atende todos os testes correspondentes, tornando possível a utilização deste valor, podendo reduzir custo em sua fabricação. Sendo assim, a questão dessa pesquisa é utilizar com maior qualidade, produtividade e confiança o dimensionamento do vaso de pressão utilizando o (MEF).

## 1.3 Objetivos

### 1.3.1 Objetivo geral

Dimensionar um vaso de pressão cilíndrico horizontal utilizando o (MA) e (MEF).

### 1.3.2 Objetivo específico

- 1) Definir parâmetros de projeto de um (VP).
- 2) Dimensionamento do (VP) via (MA).
- 3) Dimensionamento do (VP) via (MEF).
- 4) Comparar os resultados obtidos no (MA) com os obtidos no (MEF) em relação ao fator de segurança.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

Neste capítulo são apresentados alguns conceitos básicos sobre (VP), desde os principais componentes, sua posição de instalação, tensões envolvidas que atuam neste tipo de equipamento, e como calculá-las segundo as regras aplicáveis da Norma para cada modelo dimensionado do vaso. Além disso, é apresentado o (MEF) que é uma ferramenta que permite a otimização do projeto mecânico.

### 2.1 Vasos de pressão

Segundo Campos (2011), um (VP) pode ser definido como um recipiente estanque destinado ao armazenamento de fluidos sob pressão. Ao serem projetados, os (VP) devem suportar com segurança pressões internas ou externas diferentes da pressão atmosférica. O projeto de um (VP), sendo Telles (2017), é feito geralmente sob encomenda, sob medida, não é um item de fabricação em série.

Grande parte das indústrias trabalha de forma contínua dia e noite, por muitos meses. De modo geral, quando ocorre uma falha em um vaso a indústria remete a uma paralisação repentina, sofrendo danos de perda de produção, prejuízos e baixo faturamento, tendo a necessidade de maior segurança, confiabilidade do funcionamento dos equipamentos que fazem parte dos vasos de pressão (TELLES, 2017).

Além disso, os (VP) muitas vezes trabalham em regime severo de operação, pois não ocorre parada diária para esse equipamentos, terem sua inspeção ou manutenção preventiva. No entanto, os maiores acidentes ou desastres se dão quando a indústria trabalha com fluidos inflamáveis, tóxicos, explosivos ou com alta temperatura ou pressão, podendo resultar em uma possível falha do vaso de pressão (TELLES, 2017).

Na maioria das aplicações industriais, são empregados (VP) específicos. Podem-se empregar alguns formatos de vasos, sendo: vasos esféricos, vasos cilíndricos e cônicos. O vaso esférico é utilizado na posição

vertical quando requer aplicação do uso da ação da gravidade para o escoamento de fluidos, como no caso de torres de destilação, cubas de fermentação, caldeiras, autoclaves, evaporadores, trocador de calor, reatores e absorção etc. Da mesma forma, os vasos de pressão verticais são bem mais caros do que os vasos horizontais (TELLES, 2017).

Em meados de 2004 foi estabelecido o código ASME – Boiler and Pressure Vessel Code, que define que os (VP) são todos os reservatórios de qualquer formato dimensão ou finalidade, sujeitos a chama ou não, que contenham fluido em pressão manométrica superior ou igual a  $1,02 \text{ kgf/cm}^2$  submetidos tanto à pressões externas ou internas. Os (VP) podem ser aplicados na indústria de petróleo, petroquímica, química ou de alimentos, e podem ser considerados os mais importantes equipamentos para o armazenamento de inúmeros produtos. Seu custo de produção corresponde a 60% do material utilizado se comparado a todo seu processo de construção, sendo contabilizado o item de maior tamanho e massa (MARTINS et al., 2020).

### 2.1.2 Aplicações dos (VP)

Segundo Martins et al. (2020), os (VP), possuem outras partes que não são submetidas a pressão, como é o caso de suportes ou apoios, e também outras peças internas e externas. Sendo assim, os (VP) não sujeitos a chama que são atribuídos a três casos gerais de aplicação:

- Acumulação de gases pressurizados;
- Processamento de líquidos e gases;
- Armazenamento intermediário de líquidos, gases e processo industrial.

Ainda segundo Martins et al. (2020), a utilização de (VP) para a acumulação de gases se dá em razão da necessidade de armazenar grandes quantidades de gases em pequenos volumes, pois não é economicamente viável armazenar gases.

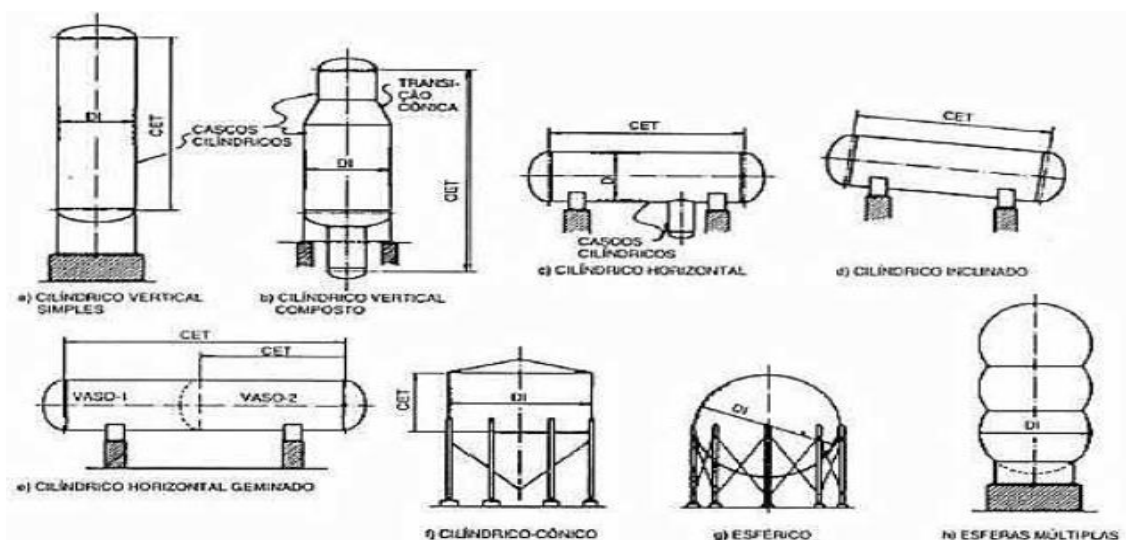
O processamento de líquidos e gases é a exigência da termodinâmica (carga de grandes quantidades de fluidos para transferência de energia), uma vez que muitos processos que envolvem transformações físicas e reações químicas precisam ser realizados em ambiente pressurizado. Além do mais, as indústrias precisam desses processos mais simples, para poder eliminar desperdícios de energia de descompressão e compressão quando necessário evitando desperdício de energia por compressão e descompressão desnecessárias, estabilizando a operação e compensando mudanças transitórias de vazão e nível (MARTINS et al., 2020).

### 2.1.3 Principais tipos de (VP)

Os (VP) são compostos basicamente do casco e tampos de fechamento. Todos os perfis têm formato de uma superfície de revolução. Na maioria das vezes podem ser encontrados nas formas básicas: cilíndricas, cônicas e esféricas.

A figura 1 mostra as diferentes posições em que são utilizados os vasos de pressão.

Figura 1 - Diferentes posições dos (VP)



Fonte - (TELLES, 2015).

Os (VP) horizontais são usados em trocadores de calor, tanques condensadores de uma caldeira e tanques de armazenamento de ar comprimido. Já os vasos que se encontram em posições inclinadas, podem ser

utilizados quando houver necessidade do fluido descer por gravidade sendo fluidos com alta densidade de fluidez. De modo geral, os vasos de pressão horizontais são mais baratos do que os verticais (TELLES, 2017).

Os vasos verticais são aplicados quando há o emprego da ação da força gravitacional para o escoamento dos fluidos com alta viscosidade, pois os vasos verticais são feitos com grande comprimento, ocupando pouca área em sua base (TELLES, 2017).

Segundo Telles (2017), (VP) inclinados são utilizados para escoamento de fluidos com ação da força da gravidade, já que tem materiais difíceis de escoar. A grande maioria dos tanques para armazenamento de produtos é construída na forma cilíndrica, pois é mais fácil sua fabricação.

O perfil cônico é aplicado quando requer a transformação entre duas seções cilíndricas de diâmetros diferentes. No entanto, a fabricação de um (VP) cônico é muito raro, pois não é muito usado nas indústrias, em compensação os formatos de esferas múltiplas e de ovoides são aplicados diariamente (TELLES,2017).

Segundo Telles (2017) (VP) esféricos teoricamente possuem o formato ideal, mas podem ser fabricados com a menor espessura de parede, e o menor peso, podendo ser igualitário para volume e pressão. No entanto, os vasos esféricos servem só para armazenamento de fluidos e são caros, e complicados de fabricar. Logo, sua maior aplicação é armazenar gases sob pressão.

Entretanto, existem inúmeros formatos e (VP) que podem ser aplicados em diferentes tamanhos e dimensões. As dimensões de um (VP) podem ser caracterizadas pelo seu diâmetro interno e o comprimento entre as tangentes. O diâmetro interno ( $D_i$ ) é representado em qualquer formato do vaso e sua medida é indicada na fase interna da parede. O comprimento entre as arestas pode ser caracterizado pela tangente (CET) que se aplica em vasos cilíndricos compostos e cilíndricos ou soma-se os tamanhos dos corpos cilíndricos e cônicos. (TELLES, 2017).

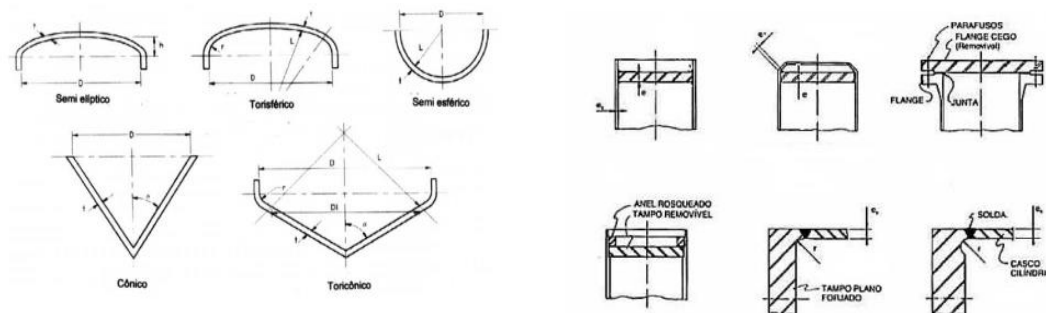
#### 2.1.4 Principais tipos de tampos



Segundo lecker (2014) tampos são peças que servem para unir os cascos cilíndricos dos (VP). No entanto, existem diversos tipos de tampos, os quais são: elíptico, semiesférico, toriesférico, toricônico, cônico e plano.

A figura 2 mostra alguns tipos de tampos que são utilizados em (VP).

Figura 2 – Alguns tipos de tampos



Fonte – (TELLES, 2017).

Segundo lecker (2014) o tampo semiesférico tem alta resistência mecânica se comparado aos outros vasos, podendo ser fabricado com espessura inferior ao do casco cilíndrico de mesmo diâmetro. Na grande maioria das vezes, é considerado o mais difícil de construir devido ser muito alto e ocupar muito mais espaço.

O tampo cônico é, portanto o menos resistente comparado aos demais e mais fácil de construir, pois é o menos utilizado devido sua pouca aplicação. Portanto, o tampo cônico é utilizado quando se armazena fluidos de difícil escoamento, mas existe uma discrepância entre a ligação toroidal com o cilindro. Encontram-se vários modelos de tampos planos. Os tampos não removíveis são os mais comercializados e são: flange cego com anel de travamento rosqueado e flange cego aparafusado removível (IECKER, 2014).

Segundo lecker (2014) o formato do tampo toriesférico assemelha-se a uma calota central esférica, que é acoplada por uma seção toroidal. Sua fabricação do tampo toriesférico é de fácil produção, comparada ao elíptico, porém é o menos resistente do que o elíptico, tendo o mesmo diâmetro e a mesma simetria entre eixos.

As seções do tampo elíptico são transversais de mesma magnitude a de uma elipse perfeita. É comum encontrar tampos elípticos com relações de

semi eixos, de mesmo modelo e tendo relação de 2:1 ou seja a altura é um quarto do diâmetro do tampo. Sua resistência se for comparada a de um cilindro é praticamente igual com o mesmo diâmetro (IECKER, 2014).

### 2.1.5 Suportes dos (VP)

Os (VP) ao serem construídos devem ser projetados com uma estrutura que suporte seu peso líquido e bruto, no entanto os apoios ou suportes devem ser projetados com um fator de segurança máximo para não vir a falhar.

A figura 3 mostra os diferentes suportes ou bases que são utilizados para a fixação dos (VP).

Figura 3 - Suportes de (VP)



Fonte - (IECKER, 2014).

Os vasos são fixados por suportes, seu apoio de fixação, e produzem tensões diretamente no casco. Os suportes são dimensionados perante aplicação, mas não fazem parte do escopo. No entanto, nem sempre são projetados perante as normas estabelecidas, pois em muitos casos não são consideradas devido às tensões geradas terem interferências com a pressão interna; logo são desprezíveis (IECKER, 2014).

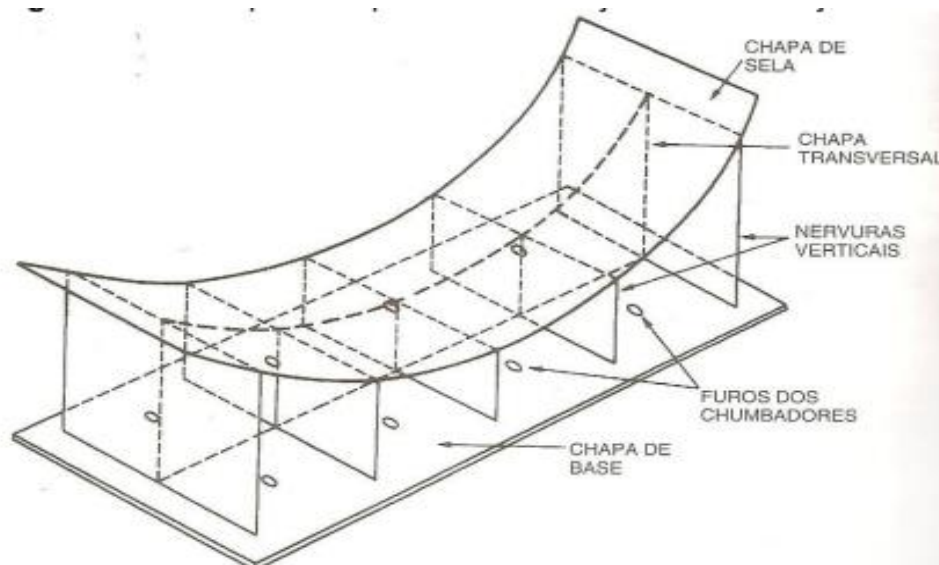
Segundo Iecker (2014) os suportes dos vasos, quando projetados, devem suportar os esforços de carregamento, do seu próprio peso e dos acessórios envolvidos com o equipamento. Salientando que devem também

suportar cargas externas de movimentos devido às ações de ventos, tufões e tornados etc.

Segundo Iecker (2014) os vasos horizontais são apoiados em berços de aço produzidos de chapas, sendo pressas ao chão com junta aparafusada.

A figura 4 mostra o modelo de berço para o (VP) horizontal.

Figura 4 - Berço dos (VP) Horizontais



Fonte - (IECKER, 2014).

### 2.1.6 Abertura em (VP)

Para serem úteis, os (VP) devem ter aberturas no casco e no tampo. As aberturas podem ser do tipo: bocais ou boca de visita. Essas bocas de visita são aberturas, que podem dar acesso a instalação de tubulações de entrada ou saída de fluido, que são úteis para funcionamento dos equipamentos que são: manômetros, drenos de saída e entrada, termômetros e sensores de válvulas. Em alguns casos, o projeto do vaso exige que se faça ligações soldadas ou flangeadas (IECKER, 2014).

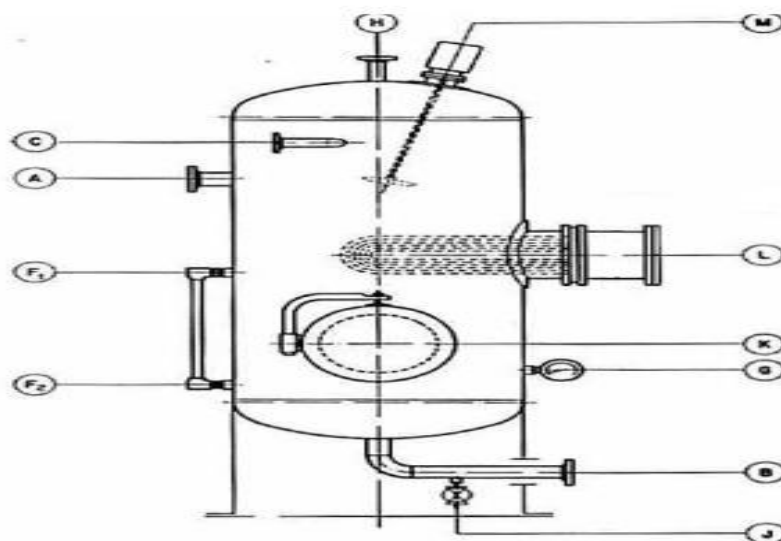
As bocas de vista podem ser definidas, como sendo aberturas feitas para a entrada de pessoas ao interior do vaso, sendo fechadas com tampas removíveis, elas servem para montagem, inspeção e retirada de peças internas. Devido ao peso da tampa e ter um porte grande, dependendo do

tamanho do vaso, deve-se acoplar um dispositivo que ajude a evitar possíveis acidentes quando forem utilizados (IECKER, 2014).

A figura 5 mostra os componentes que fazem parte de um (VP), sendo que:

- A, B e C ligam as tubulações externas.
- F1 e F2 servem para ligar o próprio vaso.
- G é usado para instalação de respiro instrumentos (manômetro, termômetro).
- H e J são utilizados como drenos.
- K é um bocal de visita.
- L é utilizado para ligação de um corpo desmontável do próprio vaso.
- M é utilizado para remover uma peça interna (misturador, tendo como exemplo).

Figura 5 - Principais componentes de um (VP)



Fonte - (IECKER, 2014).

### 2.1.7 Classificação dos (VP)

Podemos classificar em duas principais categorias os (VP), sendo os vasos sujeitos a chama e os vasos não sujeitos a chama. É importante ressaltar que quando projetado um (VP), se atenda as normas vigentes e

protocolos de teste de segurança dando maior seguridade a quem produz e a quem irá utilizar o mesmo em serviço.

#### Vasos não sujeitos a chama:

- Torres de destilação fracionada, etc.
- Vasos de armazenamento e de acumulação.
- Reatores diversos.
- Esferas de armazenamentos de gás.

#### Trocadores de calor:

- Aquecedores.
- Resfriadores.
- Condensadores.
- Refervedores.
- Resfriadores a ar.

#### Vasos sujeitos a chama

- Caldeiras.
- Fornos.

## 2.2 Normas e Código ASME de projeto

Segundo Telles (2017), com a revolução industrial nos meados do século XIX, a utilização de máquinas a vapor aumentou e, como consequência, frequentes acidentes com caldeiras começaram a acontecer.

As fábricas passaram a trabalhar dia e noite, e a Revolução Industrial foi acompanhada de uma rápida urbanização. Começou-se a empregar homens, mulheres e crianças e era com uma jornada de trabalho longa, geralmente por períodos de 12, 14 e até 16 horas por dia. (FISCHER, MORENO, ROTENBERG, 2004, p. 6).

Em 1815, se deram inicio a uma investigação de uma grande explosão em Londres, e o governo Britânico conclui que o acidente aconteceu devido a uma má construção no projeto de uma caldeira com materiais que não suportaram alta pressão de trabalho. Assim, foi exigido que as indústrias fossem construídas de ferro forjado, com tampos hemisféricos e com válvulas

de segurança. Nas palavras do autor, “essas exigências que hoje podem parecer ridículas, devem, entretanto ter representado na época um grande avanço tecnológico.” (TELLES, 2017).

Ainda segundo Telles (2017), em meados de 1905, ocorreu um trágico acidente em uma fábrica em Brockton, Massachusetts, onde fabricavam sapatos. Houve a morte de 58 pessoas e 117 ficaram feridas. Após o acidente, o estado de Massachusetts divulgou sua primeira norma que regulamenta projetos de construção de caldeiras a vapor. A norma foi criada em 1907 e foi chamada de *Massachusetts Rules*: estabeleceu um coeficiente de segurança de 4,5 em relação ao limite de resistência do material. A *Massachusetts Rules* foi a inspiração para o desenvolvimento do futuro código ASME.

Segundo Telles (2017) diz que em 1911 foi criado o primeiro comitê de caldeiras estacionárias, que especificava o código ASME (*American Society of Mechanical Engineers*). A divulgação da primeira edição do código foi em 1914, que tinha o intuito de credenciar caldeiras estacionárias (Seção I). Em meados 1924, foi estabelecida a Seção VIII, que trata de vasos de pressão não sujeitos a chama.

Segundo Beserra (2014), nos anos 60 foi imposta uma espessura mínima capaz de suportar a máxima tensão aplicada tendo ductilidade suficiente para acomodar tensões sofridas em regiões de descontinuidade geométrica que correspondem à Divisão I. Em 1968 teve início a primeira edição da Divisão II, sendo que sua revisão foi feita pela última vez em 2013.

### 2.2.1 Atualmente o código ASME é dividido nas seguintes seções:

- Seção I – Código para Construção de Caldeiras;
- Seção II – Especificação de Materiais;
- Seção III – Regras para construção de Componentes Nucleares;
- Seção IV – Regras para construção de Caldeiras; heating boiler (caldeira de calefação);
- Seção V – Ensaio Não-Destrutivos;
- Seção VI – Regras recomendadas para manutenção e operação de caldeiras;
- Seção VII – Regras recomendadas para manutenção e operação de caldeiras;

- Seção VIII – Regras para construção de (VP);
- Seção IX – Qualificações de Soldagem e Brasagem;
- Seção X – Código de (VP) e Caldeiras – Fibras – (VP) com Reforçamentos Plásticos;
- Seção XI – Regras para Inspeção de Plantas e Componentes Nucleares;
- Seção XII – Regras para construção de Tanques Transportáveis.

### 2.2.2 Norma ASME Seção VIII DIVISÃO I

A Divisão I do código ASME da Seção VIII determinaram mudanças em componentes de maior relevância dos (VP), tampos, casco, redução, bocais, flanges e reforços, que são sujeitos a pressão interna e externa. Sendo assim, é informado que outros pesos devem ser contabilizados, mas isto não é considerado.

Devido a isso, a Divisão I é restringida a 20,685 MPa de pressão interna máxima e 0,103 MPa de pressão mínima. Logo, se for o caso de pressão externa, é restringida a 0,103 MPa. Sendo assim, as tensões primárias e de membranas, que são normais às paredes do vaso por via de regra não irão ultrapassar as tensões admissíveis impostas pela norma, caso houver interferência de carga de vento, catástrofe, pode-se aumentar a tensão admissível em 20% a mais do cálculo para garantir que o vaso não sofra falha.

Essa Divisão resume-se ao dimensionamento para a pressão nos componentes principais. Ela não apresenta métodos de análises computacionais para avaliação nesses componentes, das tensões resultantes e de esforços localizados. Para essas análises, tem-se que consultar outra literatura.

### 2.2.3 Norma ASME Seção VIII DIVISÃO II

A Divisão II da ASME é uma alternativa à Divisão I, pois adota critérios e detalhes de projeto, fabricação, exames e testes mais rigorosos, como também, tensões admissíveis superiores, e não limita a pressão de projeto. O

critério de projeto adota classificação de tensões para as mais usuais combinações de carregamento, análise de fadiga para condições cíclicas do equipamento e gradientes térmicos, e a análise de tensões em descontinuidades geométricas.

É adotada a teoria da máxima tensão de cisalhamento, Critério de Tresca, por sua facilidade de aplicação e por ser adequada à análise por fadiga. A intensidade de tensão resultante não deve ultrapassar a tensão máxima admissível.

#### 2.2.4 Norma ASME Seção VIII Divisão III

A divisão III do código ASME surgiu recentemente com a ênfase para equipamentos projetados para operarem com alta pressão, em geral acima de 68995 KPa. Entretanto pode ser usada para pressões inferiores e não restringem a aplicabilidade, em função da pressão, das divisões I e II.

Apesar de ser parecida com a Divisão II nos critérios de projetos, adotando também a teoria da máxima tensão de cisalhamento, a classificação e análise de tensões e avaliação de fadiga é mais rigorosa nesta do que esta divisão.

A fadiga nesses tipos de equipamentos é analisada antes do projeto e indispensáveis por essa divisão (FALCÃO, 2008).

#### 2.2.5 Normas Regulamentadoras (NR-13)

No Brasil, as Normas Regulamentadoras, também conhecidas como NRs, regulamentam e fornecem orientações sobre procedimentos obrigatórios relacionados à segurança e medicina do trabalho. Essas normas são citadas no Capítulo V, Título II, da Consolidação das Leis do Trabalho (CLT).

Foram aprovadas pela Portaria N.º 3.214, 8 de junho de 1978, são de observância obrigatória por todas as empresas brasileiras regidas pela CLT e são periodicamente revisadas pelo Ministério do Trabalho e Emprego.

A (NR-13) se refere a (VP), e estabelece os procedimentos obrigatórios nos locais onde se situam as caldeiras de qualquer fonte de energia, projeto,



acompanhamento de operação e manutenção, inspeção e supervisão de inspeção de caldeiras e (VP), em conformidade com a regulamentação profissional vigente no país. A última atualização dessa NR foi feita em 28 de abril de 2014. Trazendo como inovação, que tubulações devem ser vistas como (VP), e assim devem ser avaliadas pela (NR- 13).

### 2.2.6 Critério para escolha da divisão I e do código ASME Seção VIII

Segundo Telles (2017) tratar de um critério imposto para a escolha da divisão I e do código ASME Seção VIII, tem como objetivo enfatizar a “máxima tensão de ruptura”. Sendo que na norma é estabelecida por um padrão de limitação de pressão interna, máxima de 20685 KPa e mínima de 103 KPa, ou externa máxima de 103 KPa.

Essa norma é a mais utilizada no Brasil e em todo o resto do mundo. Porém ao se tratar de normas e códigos, o projeto deve seguir algumas regras, apenas para dimensionamento dos componentes principais sendo estes: (tampas, cascos, reduções, flanges, reforços e bocais), que serão submetidos à pressão interna ou externa.

### 2.2.7 Tensões em (VP)

Segundo Telles (2017), as tensões não são esforços que atuam em qualquer parte de um (VP). Este vaso de pressão, podem ser compostos de diferentes tipos de sólidos de revolução, que são projetados para suportar qualquer diferença de pressão interna ou externa.

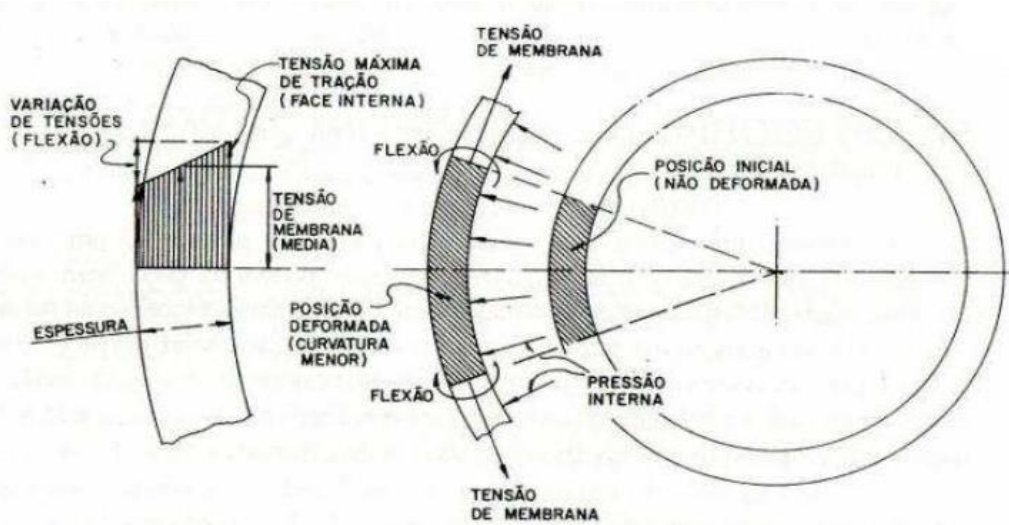
Além do mais, os vasos podem ser classificados em três grupos gerais: tensões primárias, tensões secundárias e tensões localizadas máximas. As tensões primárias consideram os cálculos analíticos e as normas de projeto. Já as outras tensões, secundária e localizada, consideram só em alguns casos as normas. Logo para a tensão admissível só as tensões primárias são consideradas (TELLES, 2017).

## 2.2.8 Tensões primárias

Define-se como tensões primárias, as tensões que são produzidas internamente ao material e satisfazem as condições de equilíbrio estático. Essas tensões que atuam podem conter um carregamento de pressão interna ou externa, peso ou ação do vento etc. Essas tensões primárias podem ter esforços tanto de compressão ou tração, essa variação pode ser caracterizada por tensões normais de flexão ou de membrana. A tensão de membrana é um esforço que suporta cargas ao longo de sua espessura da parede do vaso, sendo assim quando o vaso tem sua pressão interna superior à externa é denominado esforço de tração. Já as tensões de flexão só aparecem quando o raio de curvatura da parede do vaso aumenta, e, portanto a curvatura do reservatório diminui (TELLES, 2017).

A Figura 06 mostra a representação das tensões de membrana e de flexão atuantes em um (VP).

Figura 6 - Tensões de membrana e de flexão



Fonte - (TELLES, 2017).

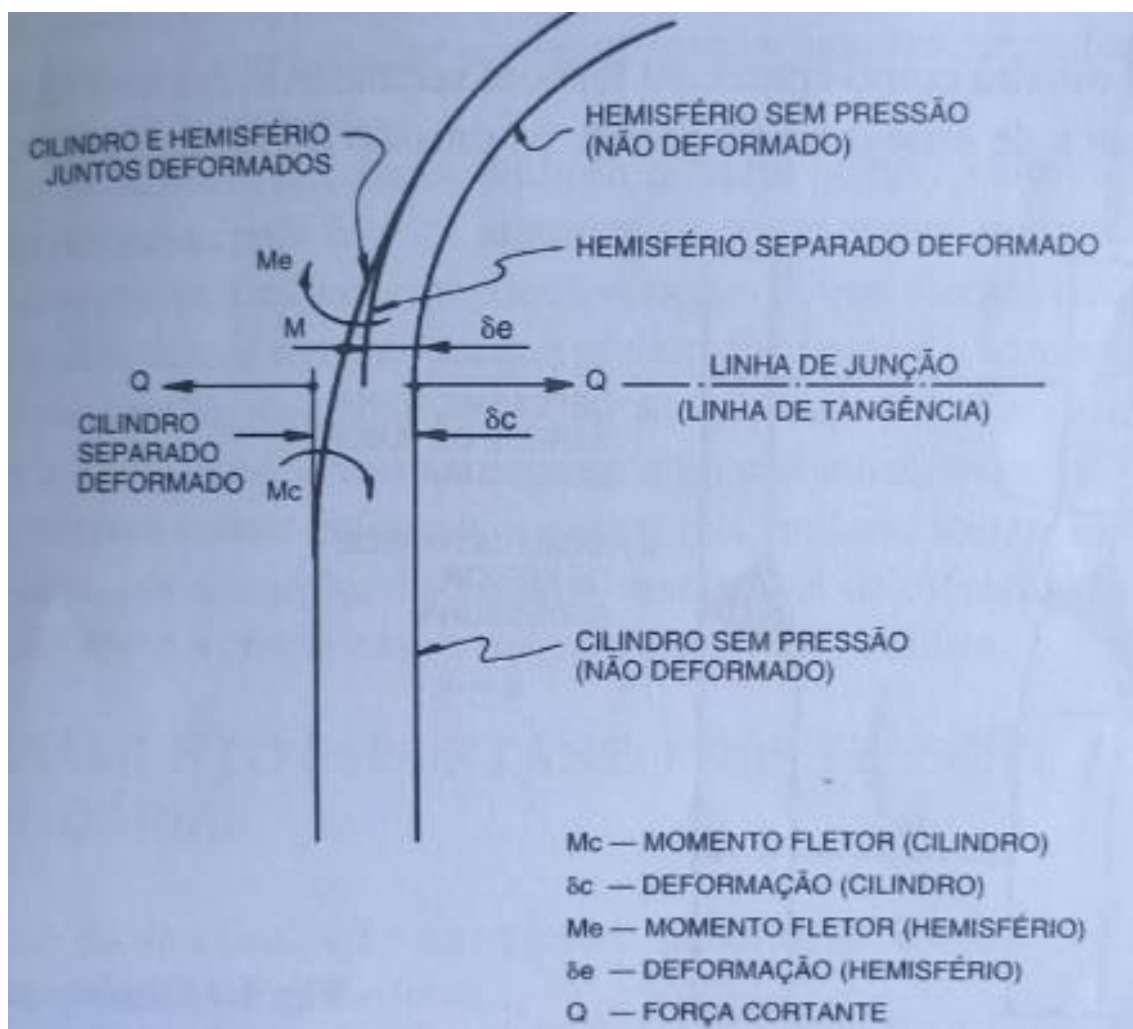
Em outras palavras, Falcão (2008) menciona que as tensões primárias de membrana podem ser transcritas em tensões locais e tensão geral.

## 2.2.9 Tensões secundárias

As tensões secundárias são tensões que não tem carregamento atuante sobre o material, seus esforços podem ser restritos a sua forma geométrica, tendo limitações do seu próprio vaso. Seus esforços atuam geralmente em regiões de transição de seu formato para outro, sendo: (cilindro-tampo, cilindro-cone, cilindro-cilindro, etc.) Em todas essas direções, essa deformação plástica pode ter sua magnitude muito pequena, a ponto de não provocar falhas nos equipamentos. Logo, por este motivo, há tensões admissíveis superiores aos das tensões primárias (TELLES, 2017).

A figura 7 mostra uma breve demonstração do momento fletor (cilíndrico), deformação (cilindro), momento fletor (hemisférico) e força cortante.

Figura 7 - Momentos fletores e deformações na ligação cilindro tampa.



Fonte - (TELLES, 2017).

### 2.2.10 Tensões Localizadas Máximas

As tensões localizadas são tensões que se concentram em regiões limitadas por concentradores de tensão; existe uma descontinuidade na geometria do vaso, em particular em regiões de transição de formato, reforços, aberturas e suportes. Embora os vasos sejam unidos pelo processo de soldagem, sempre ocorrem algumas descontinuidades pequenas, que são encontradas em regiões de união das partes soldadas.

No entanto, é necessário evitar altos valores de tensões para não dar origem a trincas por fadiga ou pela ação de corrosão sobtensão. Essas tensões de altos valores devem ser evitadas sempre que possível (TELLES, 2017).

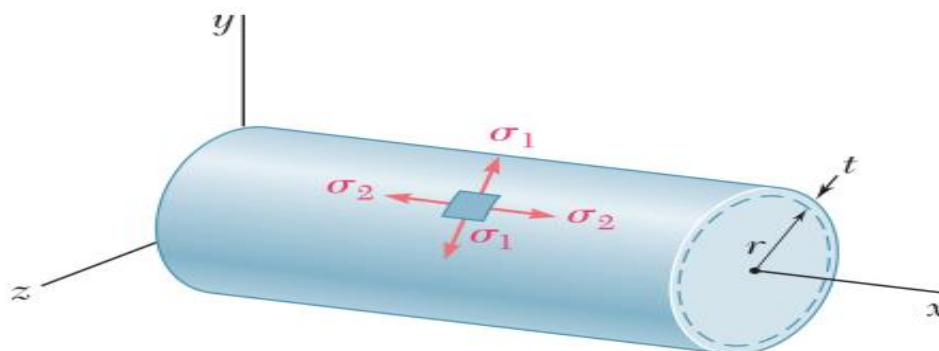
Em outras palavras, Falcão (2008) diz que tensões localizadas são partes das tensões primárias e secundárias, presentes em pontos de concentração de tensão.

### 2.2.11 Teoria das cascas

A teoria de cascas inicialmente é desenvolvida para análise de tensões em paredes finas. A casca fina cilíndrica tem suas características de ser longa de raio ( $r$ ) e espessura ( $t$ ), que são submetidas a carregamento de pressão interna ( $p$ ) que apresenta um comprimento ( $l$ ) ao longo do eixo  $x$ . As forças provenientes da tensão atuam sempre ao longo da circunferência do vaso. Devido ao vaso ser fechado em suas extremidades, uma pequena parte das tensões é exercida na direção axial (BEER ; JOHNSTON, 2012).

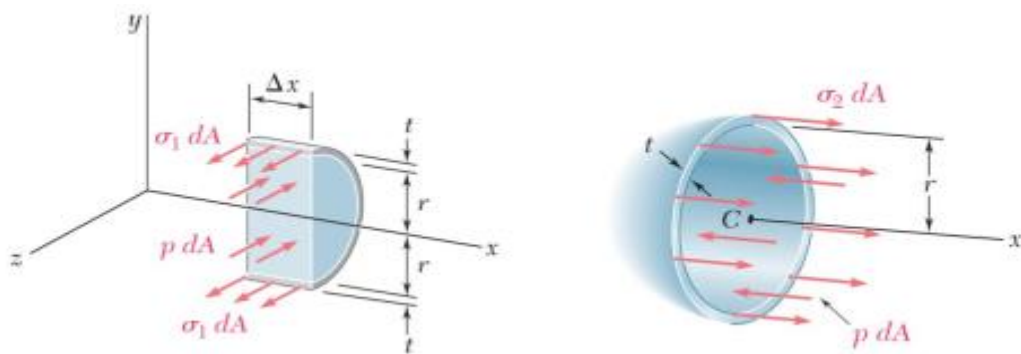
As imagens das figuras 8 e 9 mostram as tensões que atuam em um cilindro.

Figura 8 - Tensões circunferenciais ( $\sigma_1$ ) e axiais ( $\sigma_2$ ), em um cilindro de parede fina.



Fonte - (BEER; JOHNSTON, 2012).

Figura 9 – Figura da esquerda representa as tensões circunferenciais ( $\sigma_1$ ) e são exercidas pressão ( $p$ ) sobre o casco. Já na figura da direita são representadas as tensões axial ( $\sigma_2$ ) é exercida pressão ( $p$ ) sobre a superfície do topo.



Fonte - (BEER; JOHNSTON, 2012).

Assim, BEER e JOHNSTON (2012) apresentam a equação 1 que serve para determinar as tensões circunferenciais e axiais, pois são obtidas através das equações 1 e 2, que descrevem as tensões de membrana, que não fazem variar a espessura através da tensão, o que só ocorre se não existir ação de tensões de flexão.

A equação 1 descreve as tensões circunferenciais, que são descritas pelas seguintes variáveis:  $\sigma_1$ = tensão circunferencial, L= comprimento, p= pressão, r= raio e t= espessura.

$$2tL\sigma_1 = 2rLp \Rightarrow \sigma = \frac{pr}{t} \quad (1)$$

Já a equação 2 descreve as tensões longitudinais.

$$2\pi r t \sigma_2 = \pi r^2 p \Rightarrow \sigma_2 = \frac{pr}{2t} \quad (2)$$

Onde:

$\sigma_2$ = tensão longitudinal;

Então temos:

$$\sigma_r = -p \quad (3)$$

Logo:

$\sigma_r$  = tensão radial;

Estas tensões foram obtidas considerando apenas as condições de equilíbrio e são válidas se  $r \geq 10t$ , ou seja,  $t \leq 0,1r$ .

### 2.2.12 Eficiência da Junta soldada

A União entre as partes do vaso de pressão serão analisadas perante a eficiência da junta (E), que serve como coeficiente de segurança, e é posta em projeto como um multiplicador de tensões máximas admissíveis do material. Essa eficiência da junta soldada depende entre o grau de inspeção da própria junta ou do tipo da junta (IECKER, 2014).

A norma ASME Seção VIII Divisão 1 especifica alguns métodos das juntas soldadas.

Exames de ultrassom: É um exame que tem diagnóstico de imperfeições no interior do material que é detectado por vibrações ultrassônicas. Esse exame pode ter seu custo bem elevado dependendo do grau de inspeção na junta e do tamanho do vaso a ser analisado. Portanto a normas ASME prevê que, quanto mais vezes forem inspecionadas a junta com os aparelhos de inspeção menos problemas serão encontrados no vaso de pressão (ASME, 2022).

Exame radiográfico: é um método que detecta alguma possível avaria dentro do material por meio de raio-X e apresenta uma imagem por meio de gravação (ASME, 2022). Alguns tipos de graus de exames que são: exame radiográfico parcial ou por amostragem, exame radiográfico total e exame não radiografado.

Portanto, dependem do tipo da junta e do tipo de inspeção conforme pode ser visto no quadro 1.

**Quadro 1-** Quadro adaptado do código ASME

Tipo da solda	Limitações	Grau de inspeção		
		Radiografia total	Radiografia parcial (por amostragens)	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 - ASME (2022).

### 2.2.13 Pressão Máxima de Trabalho Admissível (PMTA)

A (PMTA) é o maior valor de pressão de trabalho que é permitido em todas as partes do vaso; pode ser medida em locais específicos como o topo, saída e entrada do vaso. Deve ser considerada a temperatura de operação, posição do vaso, vaso com espessura corroída e temperatura de projeto (TELLES, 2017).

Segundo Telles (2017) a (PMTA) será o menor dos valores de (PMTA), já calculado entre as partes do casco, tampo, flanges, bocais e reforços. Dentre

esses fatores devem-se subtrair a pressão hidrostática da coluna de fluidos da (PMTA).

Assim, é possível afirmar que a (PMTA) é um parâmetro muito importante em um projeto de um (VP), pois sem esse parâmetro não será determinada a verdadeira capacidade de armazenamento de fluido dentro do vaso e os limites de temperatura e pressão de trabalho.

#### 2.2.14 Temperatura de projeto

De acordo com a norma ASME, a temperatura de projeto (T) é considerada a maior temperatura correspondente às condições extremas de pressão e temperatura coincidentes em que o vaso possa atingir em serviço. Em muitos casos se o valor da temperatura for muito elevado a tensão admissível dos metais será reduzida com a alta da temperatura. Portanto, perante a norma, a temperatura permitida será tomada como referência ou temperatura ambiente ou a do fluido (TELLES, 2017).

### 2.3 Origem do (MEF)

Em meados da 2ª guerra mundial o então professor de matemática Courant propôs inicialmente utilização do (MEF) que naquela época era só um artigo. Devido nessa mesma época não terem sido desenvolvidos computadores para realizar qualquer tipo de cálculo matemático, a academia resolveu ignorar esse método por vários anos (WAGEMAKER, 2011).

Segundo Wagemaker (2011) na década de 1950, pesquisadores e engenheiros que estavam envolvidos no projeto de aviões a jato na Boeing, iniciaram as primeiras aplicações na indústria aeronáutica da ferramenta (MEF).

Creriosamente o (MEF) consiste em diferentes métodos que podem chegar ao mesmo valor numérico com aproximações descritas por equações diferenciais ordinárias, equações diferenciais parciais, sendo dividida sempre



em pequenas frações de elementos menores, chamada de elementos finitos. No entanto, a aproximação não é a solução exata, só será exata se utilizarem interpolação de conjunto aproximado. (WAGEMAKER, 2011).

O (MEF) nos dias atuais se encontra em todos os lugares sendo, aplicados em várias áreas da engenharia, sendo: análise de tensões, deformações de estruturas, transferência de calor, eletromagnetismo e mecânica dos fluidos, etc. A título de conhecimento atende áreas específicas como mecânica dos fluidos computacional (CFD) e no Eletromagnetismo computacional (CEM) (WAGEMAKER, 2011).

Neste trabalho, será a ferramenta MEF, no entanto será utilizado o *software* (*Simulation Mechanical*), SolidWorks® 2022 para simular as condições de carregamento e de apoio e aferir os resultados atingidos com cálculo analítico do vaso de pressão definido.

### 2.3.1 Simulação computacional mechanical, *software*.

O *software* é um simulador que é utilizado para determinar os esforços mecânicos do (VP), o simulador é a versão estudante adquirido pelo site SolidWorks®. Também serão incluídos todos os componentes e partes de um vaso para ser analisado. Dentre as partes estão: diâmetro, espessura da chapa metálica, tipo de material, tipos de flanges, tipos de tampos, apoio e bocais, etc (WAGEMAKER, 2011).

### 2.3.2 Malhas

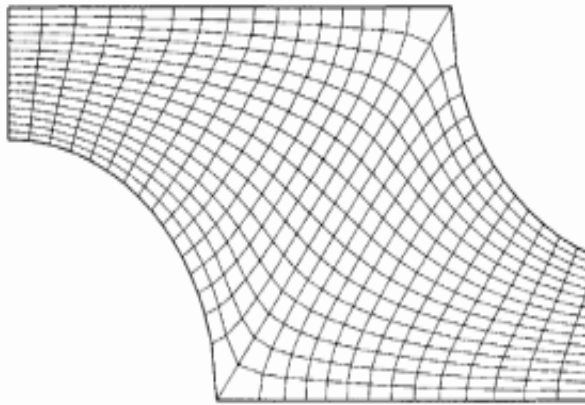
O cálculo para geração de malha envolve esses métodos envolvem o formato geométrico e quantidade dos elementos que geram uma malha. Essa malha foi desenvolvida com a evolução dos computadores incluindo novas ferramentas de simulação. Essa ferramenta computacional é atribuída a objetos, na forma geométrica de elementos finitos. Essas formas são representadas por tetraedros ou triângulos, mas podem ter outros formatos

mais complexos como: quadriláteros, prismas, pirâmides ou hexaedros (WAGEMAKER, 2011).

Segundo Wagemaker, (2011) a malha é dividida em categorias estruturadas e não estruturadas. A malha estruturada são todos os pontos de vértices que são semelhantes uns com os outros.

Exemplos de malhas estruturadas figura 10

Figura 10 - Malha estruturada

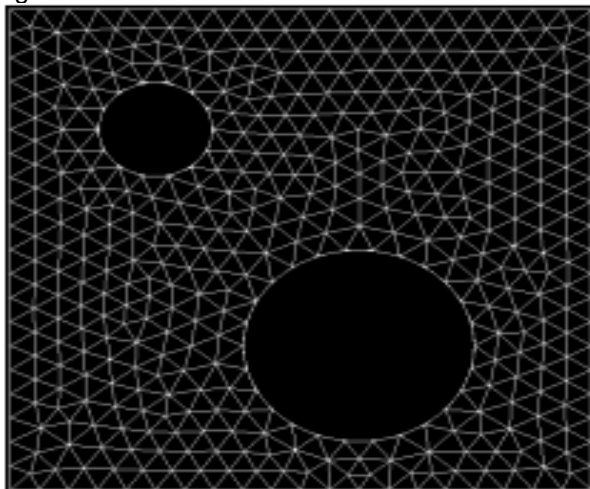


Fonte - (Wagemaker, 2011).

Já a malha não estruturada, são todos os pontos da estrutura de seus vértices que estão em um grau de desordem com sua vizinhança.

Exemplo de malha não estruturada na figura 11

Figura 11 – Malha não estruturada



Fonte - (Wagemaker, 2011).

Atualmente, a malha é pré-processada por geradores automáticos presentes pelos *softwares* que tornam a malha mais fácil de ser processada. Por outro lado, os geradores de malha podem oferecer malhas em 3D, possibilitando a liberdade de modernização e ampliação. Na medida que os computadores se tornam mais rápidos e mais potentes deixam de ser um problema (NORTON, 2011).

Devido a isso a geração de malha grossa é combinada com o hexaedros de 8 nós e a partir da ampliação de malha mais refinada o elemento muda sua forma se tornando um elemento prismático com 6 nós, trazendo suas dificuldades de processamento. Em muitos projetos são gastos muito tempo para se gerar uma malha na forma mais fina, devido a isso é optado em gerar uma malha grosseira para verificar de fato se o projeto adente ou não ao projeto em estudo (NORTON, 2011).

Segundo Norton, (2011) na primeira análise sempre deve ser gerada uma malha grosseira por efeito de análise mais rápida pelo próprio projetista, se baseando em uma parte de um componente, podendo atribuir a tensão em membros carregados e decidir se de fato nesta mesma região precisará de uma malha mais fina.

Isso pode tornar às vezes um problema pelo (MEF) difícil, mas pode trazer grandes resultados.

### 3 METODOLOGIA

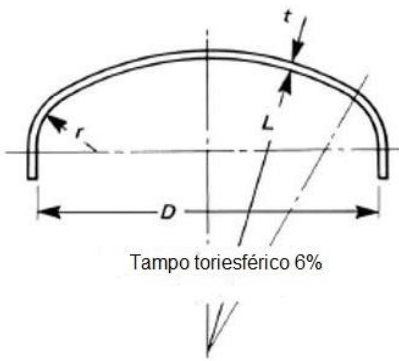
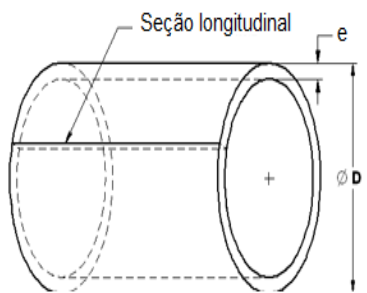
Neste trabalho utiliza-se uma pesquisa bibliográfica referente ao tema vaso de pressão. As pesquisas foram-se desenvolvidas para comparar duas metodologias que estão sendo aplicadas ao projeto, analítica e computacional. Para fim de pesquisa, apresentou-se uma análise comparativa de equações analíticas baseada no códigos ASME, com os resultados do método dos elementos finitos utilizando o *software SolidWorks® Simulation*. No Brasil, a norma que regulamenta vasos de pressão e caldeiras é a NR-13, mas o código de projeto é definido pela ASME.

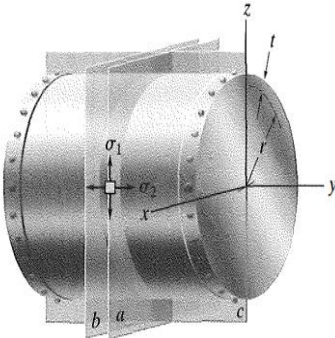
#### 3.1 Descrição e procedimentos da Divisão I

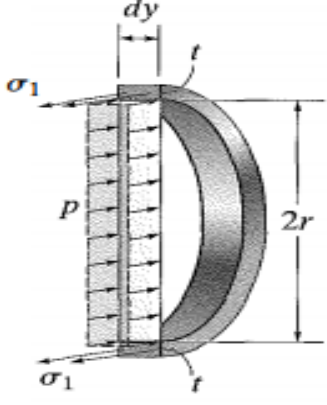
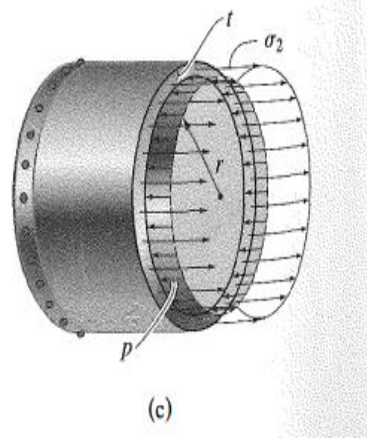
Para uma melhor interpretação de todos os dados e cálculos, estes foram divididos em uma lista de itens que compõem um vaso de pressão, que segue critérios da Seção VIII e Divisão I do código ASME.

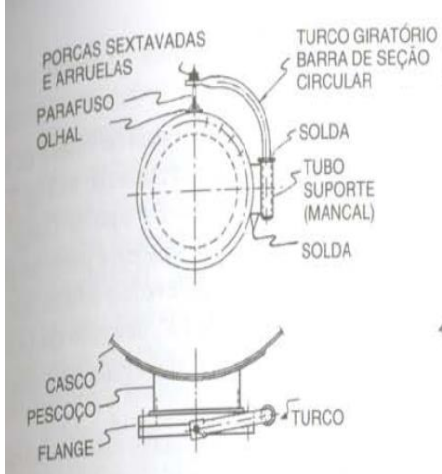
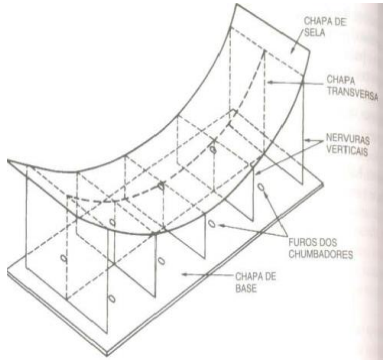
A seguir apresenta-se o quadro 2 as formulas para serem calculadas as partes do vaso de pressão. Essas partes podem ser: casco, tampões, tensões circunferenciais e tensões longitudinais.

**Quadro 2 – Formulário para dimensionamento do (VP)**

PARTE DO EQUIPAMENTOS	APRESENTAÇÃO DA NORMA	FÓRMULA
<p>Tampo Toriesféricos;</p>  <p>(a)</p>	<p>Tampos toriesféricos com <math>r=6\%D</math> e <math>L=D</math> – Para esses tampos a espessura mínima necessária é calculada pela fórmula (3.1) e listada em (a) do parágrafo UG- 32 da página 224, do livro, (TELLES, 2017).</p>	$e = \frac{0,885PL}{SE-0,1P} + C \quad (3.1)$ <p>Onde:</p> <p>e= espessura mínima para pressão interna  L é o raio da coroa central, que é igual ao diâmetro D.  P é a pressão interna de projeto  S= tensão admissível básica do material  E= coeficiente de eficiência de solda  C= margem de corrosão</p>
<p>Casco</p>  <p>(a)</p>	<p>Cascos cilíndricos de pequena espessura – Para esses cascos, a espessura mínima necessária deve ser calculada pela fórmula (3.2) listada em (a) no (Paragrafo UG – 27), pág. 215 do livro (TELLES, 2017).</p>	$e = \frac{PR}{SE-0.6p} \quad (3.2)$ <p>Onde:</p> <p>e= espessura mínima para pressão interna  R= raio interna do cilindro  P é a pressão interna de projeto  S= tensão admissível básica do material  E= coeficiente de eficiência de solda  C= margem de corrosão</p>

<p>Pressão máxima de trabalho admissível (PMTA)</p>	<p>A PMTA pode ser calculada pela fórmula (3.3) listada no (Paragrafo UG – 27), pág. 215 do livro (TELLES, 2017).</p>	$PMTA = \frac{SE e}{0,885L+0,1e} \quad (3.3)$ <p>Onde:</p> <p>e= espessura mínima para pressão interna  S= tensão admissível básica do material  E= coeficiente de eficiência de solda  L= o raio da coroa central</p>
<p>Tensões em paredes finas</p>  <p>(a)</p>	<p>Em geral, "paredes finas" referem-se a um vaso que para o qual a relação (3.5), raio interno-espessura da parede tem valor igual ou superior a 10 (<math>r &gt; 10</math>). Que são representados em (a) da pág. 300 do livro (HIBBELER 7ª ed Resistencia dos materiais, 2009).</p>	$\frac{r}{t} > 10 \quad (3.5)$ <p>Sendo:  r o raio interno;  t a espessura do cilindro</p>

<p>.Tensões circunferenciais</p>  <p>(b)</p>	<p>A equação (3.6) descreve as tensões circunferenciais podem ser descritas em (b) da pág. 300 do livro (HIBBELER 7ª ed Resistencia dos materiais, 2009).</p>	$\sigma_c = \frac{PR}{t} \quad (3.6)$ <p>Sendo:  <math>\sigma_c</math>=tensões circunferenciais  P= pressão interna  R= raio do centro do cilindro  T= espessura do cilindro</p>
<p>Tensões longitudinais</p>  <p>(c)</p>	<p>A equação (3.7) descreve as tensões longitudinais podem ser descritas em (c) da pág. 300 do livro (HIBBELER 7ª ed Resistencia dos materiais, 2009).</p>	$\sigma_l = \frac{PR}{2t} \quad (3.7)$ <p>Sendo:  <math>\sigma_l</math>=tensões longitudinais  P= pressão interna  R= raio do centro do cilindro  T= espessura do cilindro</p>

<p style="text-align: center;"><b>Bocas de Visita</b></p> 	<p>O código ASME, Seção VIII, Divisão 1 (parágrafo UG-46), permite bocais de visita circulares com diâmetro mínimo de 380 mm, e bocas de visita elípticas ou ablongas com dimensões mínimas de 280 x 380 mm ou 250 x 400 mm; essas dimensões mínimas devem entretanto ser evitadas. pág. 128 do livro (TELLES, 2017).</p>	
<p style="text-align: center;"><b>Berço de apoio</b></p> 	<p>A norma ASME, Seção VIII, Divisão I diz que os berços de apoio devem ser posicionados simetricamente ao meio do comprimento do vaso. Tornando-o a distância entre berços de 3/5 do comprimento entre as tangentes do vaso. pág. 149 do livro (TELLES, 2017).</p>	

Fonte: TELLES; HIBBELER (2017,2009)

### 3.1.2 Planejamento da pesquisa

Para esse trabalho realizou-se inicialmente a revisão bibliográfica, que tem o intuito de fornecer subsídios para a delimitação e cumprimento dos objetivos do trabalho. A análise do trabalho desenvolveu-se pelo (MA), que consiste em executar (MA) e obtenção de resultados; já para o caso computacional, foram analisadas variáveis de contorno que podem ser alteradas em diferentes condições, como diferentes espessuras de chapas e diferentes materiais, pois dará mais eficiência no projeto. Além disso, será realizado pelo (MEF) a descrição dos procedimentos de entrada das variáveis a

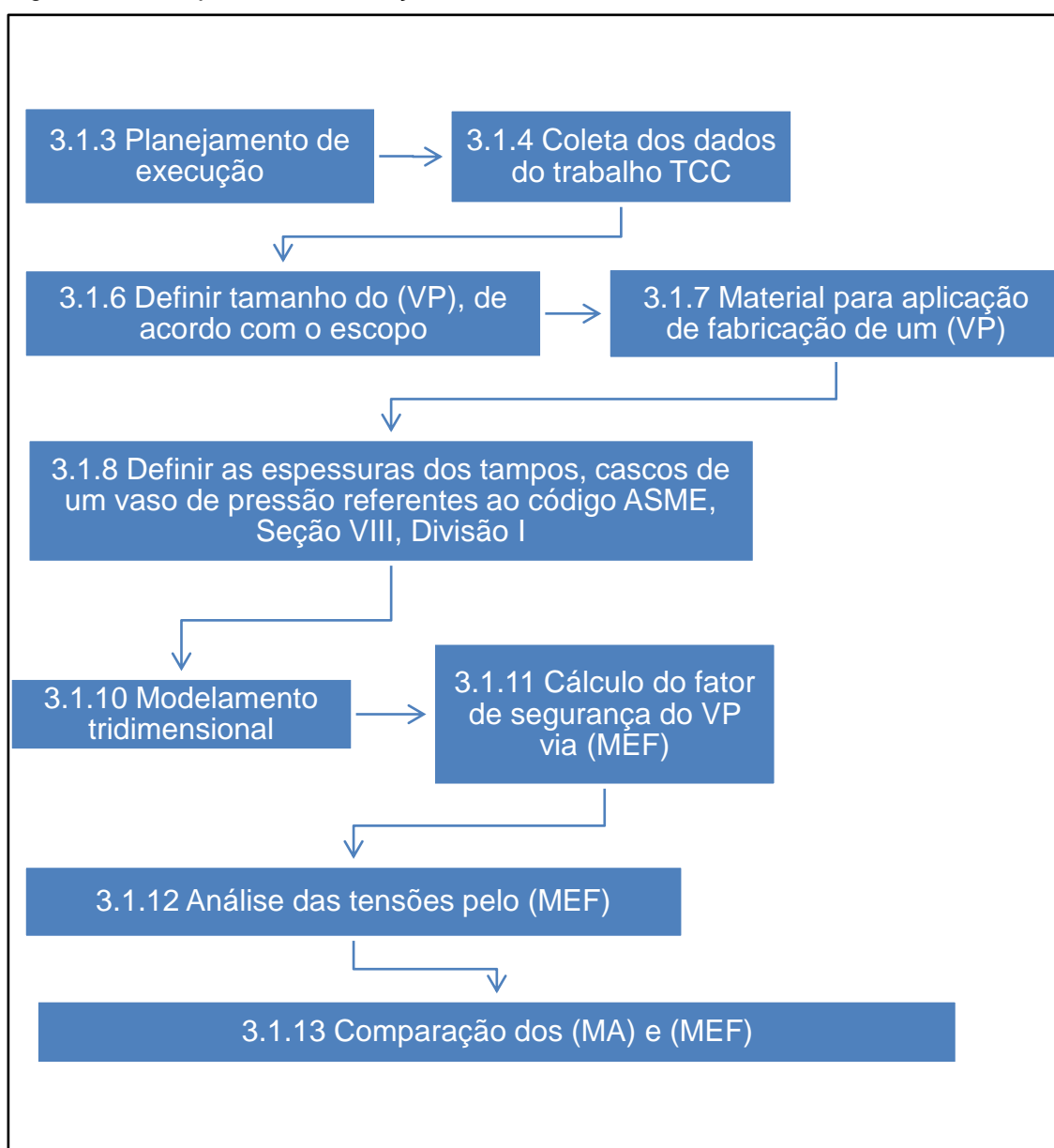


partir do desenho em 3D, fixação da base, pressão interna de aplicação e por fim interpretação dos resultados pela escala de cores, das tensões de Von Mises, deformação, deslocamento e fator de segurança.

### 3.1.3 Planejamento de execução

O fluxograma a seguir apresenta as principais etapas que foram partes do desenvolvimento do presente trabalho.

Figura 12 - Planejamento de execução.



Fonte - Pesquisa (2022).

### 3.1.4 Coleta de dados do trabalho TCC

Ao iniciar um trabalho TCC, primeiramente apresenta-se parâmetros e características do que é um (VP) e como esse equipamento é projetado perante as normas de segurança. Para que este equipamento esteja dentro de especificações de projeto, deve-se seguir alguns parâmetros, que são: dimensões, tipo do fluido, componentes, temperatura de projeto e pressão máxima de operação.

### 3.1.5 Análise descritiva da coleta de dados

A coleta de todos os dados do projeto dos (VP) apresenta-se um levantamento descritivo sobre tudo o que o vaso terá de acessórios e peças para sua montagem. São anotados em meio eletrônico os dados sobre o fluido que utilizou-se, tipo de material do recipiente. Também será feita uma planilha em Excel para calcular a espessura do tampo, do casco, tipo de flange que será colocado, isso tudo visando estar dentro da norma ASME Seção VIII Divisão I.

Assim que todos os dados e variáveis que englobam o projeto estiverem colhidos, pode-se iniciar o modelo na forma computacional, esse modelo é feito por meio de um programa em SolidWorks® que será analisado pelo *Simulation* por meio do (MEF) e terá parâmetros iguais à norma ASME.

### 3.1.6 Definir tamanho do (VP) de acordo com o escopo

As condições de contorno deste projeto são apresentadas na quadro 3. Tais condições foram definidas de forma arbitrária com base nos estudos de revisão bibliográfica sobre (VP).

**Quadro 3** – Características de projeto do (VP).

Fluido de Trabalho	ar
Diâmetro Interno	650 mm
Comprimento entre tangentes	1990 mm
Temperatura do material ASTM A-285-C no Projeto V.P.	60 °C
Temperatura do material ASTM A-285-C em Trabalho	- 30 à 93 °C
Tampos	ASME 2:1 toriesférico
Radiografia parcial (por amostragem)	85%
Pressão de Projeto	0.69 MPa
Pressão de Trabalho	0.55 MPa
Pressão Máxima de Trabalho	0.69 MPa
Pressão de Teste Hidrostático	0.89 MPa

Fonte: Schulz, (2018)

O quadro 4 apresenta os acessórios do (VP) com as suas respectivas quantidades e diâmetros.

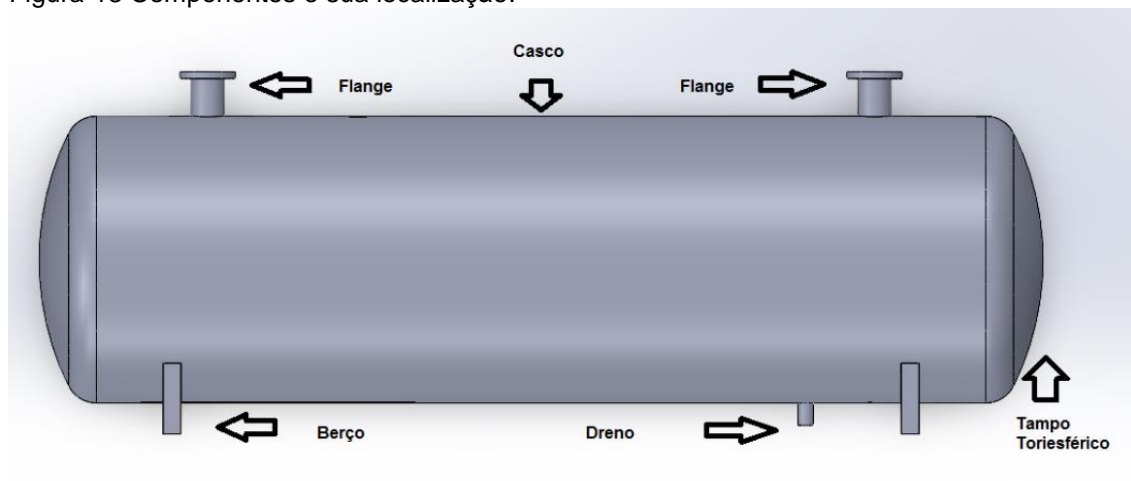
**Quadro 4** – Acessório do (VP).

Acessórios	Qde	Diâmetros
Linha principal (MW)	01	26" ID (660,4 mm)
Manômetro 0 à 10 bar vertical	01	1/4" (6.35 mm)
Válvula reguladora de fluxo	01	1/4" (6.35 mm)
Válvula de segurança 135 PSI	01	1/4" (6.35 mm)
Boca de Visita (BV)	02	24" ID (610 mm)
Pressostato 80/120 lbf/cm <sup>2</sup> , 4 vias	01	3/8" (9.525 mm)
Válvula de segurança (VS)	01	SV80H – SPIRAX SARCO
Dreno purgador	01	1/4 " NPT

Fonte: Schulz,(2018)

De maneira sucinta serão apresentados na figura 13 os componentes do (VP) que podem ser visualizados de maneira real com todo seu conjunto. Esses componentes fazem parte do vaso devido a uma exigência estabelecida pelo código ASME.

Figura-13 Componentes e sua localização.



Fonte - (SolidWorks, 2022)

### 3.1.7 Material para aplicação de fabricação de um (VP)

A influência de uma boa escolha do material na hora da aplicação de um (VP) requer uma análise criteriosa e dados do fluido utilizado. O fluido utilizado será o ar, podendo admitir outros fluidos para trabalho. Devido ao fluido não ser corrosivo, serão utilizados o material aço carbono ASTM A 285 C definido pela norma ASME um material de fácil manuseio e de classificação de uso geral.

O quadro 5 apresenta as propriedades da chapa de aço carbono ASTM A 285 C.

**Quadro 5** – Características mecânicas do aço carbono ASTM A-285- C.

Limite de resistência a tração ( $\sigma_u$ ) (temperatura ambiente)	380 à 515 MPa
Tensão de Escoamento ( $\sigma_y$ ) (Temperatura ambiente)	188 GPa
Modulo de elasticidade (E)	190 GPa
Tensão Admissível ( $\sigma_{adm}$ ) (Temperatura de projeto) DIV I	108 MPa
Coeficiente de Poisson	0.30
* Este valor é obtido a partir da norma ASME Seção II.	

Fonte: Telles (2017)

Devido ao ar não ser corrosivo, não será necessária a utilização de margem para corrosão. Mas não se descarta a possibilidade de corrosão se o material ASTM A 285 C não tiver um acabamento adequado e feito um recobrimento por pintura.

Podem de fato ser incluídos alguns componentes que com o passar do tempo podem ser afetados pelo processo de corrosão, mas sem possíveis riscos, sendo: dreno purgador, válvulas, casco e tampos, etc.

### 3.1.8 Definir as espessuras dos tampos, cascos de um (VP) referentes ao código ASME, Seção VIII, Divisão I

Tendo descrito os conhecimentos sobre a metodologia, dá-se início à modelagem para os diversos componentes do (VP). O primeiro passo para a elaboração do projeto TCC é a definição da espessura das paredes do elemento que dão origem ao vaso de pressão, que deve ser seguida pela norma ASME Seção VIII Divisões I.

Com base nos conhecimentos do que é um (VP), terá algumas características do que é um sistema e como funciona um vaso de pressão. Segundo a norma ASME a Divisão I a pressão interna é deve ser superior a 0,103 MPa e inferior a 20,685 MPa. Outros fatores encontrados neste estudo deste trabalho foi o custo elevado da fabricação de um (VP), que pode ser muito elevado dependendo do tamanho e quanto grande for o projeto. Por isso é muito importante em todos os projetos, a consideração do fator de segurança que pode ser aplicada tanto o código ASME ou a norma NR-13.

Neste caso é utilizado o código ASME para determinar a espessura de cada componente do (VP). E serão divididos em duas partes, sendo a primeira, os cálculos analíticos apresentados na divisão I e a segunda parte será a comparação dos resultados do (MEF).

Os tampos são projetados em formato toriesféricos, e calculados perante o código ASME, Seção VIII, Divisão I que diz que para os tampos serem projetados devem ter seção toroidal igual a 6% do diâmetro do cilindro e raio maior da coroa central, sendo que o tampo deve ter proporções maiores do que o cilindro. Para fim de cálculo da espessura do tampo será necessária à fórmula do (parágrafo UG -32), da página 224, livro (TELLES, 2017). Já no caso do casco, calculou-se pelo item UG – 27, página 222, livro (TELLES, 2017). Ambos para a Divisão I.

Portanto, além dessas informações, será aferida a eficiência da solda (E), que tem um valor de 0.85 como padrão. Esse valor aumenta a segurança quando for aplicado na execução de todo o projeto deste nível. A seguinte descrição informa como serão feitos os cálculos de todos os componentes de um (VP).

### 3.1.9 Seção de parâmetros específicos que foram utilizados para projeto sobre (VP)

O projeto sobre (VP) teve início selecionando alguns parâmetros para realização dos cálculos. A pressão a ser utilizada no sistema do (VP) foi

extraída do compressor da marca SCHULZ modelo FORT MSWV 72/425 pertencente ao laboratório de mecânica do IFSC - Câmpus Xanxerê, demonstrado na figura 14, e os parâmetros de operação estão demonstrados no catálogo de produtos da marca SCHULZ como demonstrado na figura 14.

Figura 14 - Compressor SCHULZ



Fonte - (Schulz, 2018)

Relacionando os valores da tabela do catálogo Schulz.

Figura 15 - Catálogo de compressor da marca Schulz

Catálogo do compressor schulz				
Vazão Máxima		72 pcm	Potência do Motor	15 hp
		2073 l/min		11 kW
Pressão de Operação	Máxima	100 lbf/pol <sup>2</sup>	Nº de Polos	4
		6,9 bar		Volume do Reservatório
	Mínima	80 lbf/pol <sup>2</sup>	Peso Líquido	
		5,5 bar		Peso Bruto
Unidade Compressora	Nº de Estágios	2	Largura x Altura x Profundidade	
	Nº de Pistões	5-WV		

Fonte – Schulz (2018)

A partir da figura 15, referente ao compressor da marca SCHULZ foram extraídos os parâmetros que envolvem as dimensões do (VP) utilizados no projeto em estudo. Esses dados são: largura 650 mm, altura 1680 mm e profundidade do cilindro de 1990 mm.

As classes do material empregada neste (VP), por não ter uma classe definida pelo fabricante, foram escolhidos segundo o código ASME o aço carbono, que por sua vez é o mais utilizado em geral. Ainda segundo TELLES (2017), o aço-carbono tem suas propriedades alteradas facilmente pela temperatura e pela composição química. Juntamente na classificação de chaparia para especificação de vasos de pressão, a ASME recomenda utilizar aço com alguma liga em sua composição.

Portanto, foram escolhidos o aço ASTM A-285-C que é o mais utilizado para emprego de fabricação de (VP), por ser um material fácil conformação e boa soldabilidade. Suas propriedades podem ser descritas por tensão admissível (S) de 108 MPa, que traz consigo sua temperatura máxima de 93 e mínima de -30 C°. Essa escolha de faixas de temperaturas foi utilizada por que o (VP) irá utilizar fluido ar comprimido que, em seu uso normal, não passa dessa faixa.

Após a escolha do material foi à vez determinar que tipo de solda que realizada nas juntas. O código ASME, Seção VIII, Divisão I, prevê que seja admitido tanto a eficiência (E), tipo de solda e grau de inspeção. A eficiência de solda (E) foi extraída da quadro 1.

Na sequência, foi analisado o tipo de solda imposta para ser feita no casco, tampo e conexões do (VP), sendo solda de topo em ambos os lados e solda mata junta. Na etapa seguinte foi escolhido o grau de inspeção. Nessa etapa foi escolhida a radiografia por amostragem com valor de 0,85 que permite que sejam coletadas amostras em diferentes pontos na região de soldagem. Essa amostra permite que seja avaliada a solda, se há alguma imperfeição ou está dentro dos parâmetros. Os outros graus de inspeção não se enquadram nesta aplicação.

As dimensões das partes do cilindro foram extraídas da figura 15, em conformidade com o código ASME, Seção VIII, Divisão I, que estabelece que seja feito um estudo da necessidade ou não de margem de corrosão C, para ser aplicado. Neste caso, por se tratar de um fluido não agressivo, não é necessária uma margem de corrosão, por que sua pressão será baixa e sua linha é sempre lubrificada para que não ocorram desgastes no equipamento.

Para que o equipamento não se sobrecarregue, foram calculados a (PMTA) prevista pelo código ASME, Seção VIII, Divisão I, o qual determina que o equipamento possa trabalhar com folga e sem riscos de acidentes e dando maior segurança a quem opera.

O projeto foi realizado com o uso de um compressor comercial da marca Schulz, que permite obter valores de pressão máxima e mínima de trabalho, capacidade de armazenamento, máxima pressão de operação, dimensões do reservatório entre outros fatores que não serão utilizados.

### 3.1.10 Modelamento tridimensional

Após a realização dos cálculos de dimensionamento da estrutura e base de apoio, a modelagem tridimensional é colocada em prática, pois essa etapa tem como base definir e modificar tanto a forma do vaso como sua estética.

O modelamento tridimensional foi idealizado utilizado o *software SolidWorks®*, cuja essa modelagem terá etapas de desenvolvimento de peças, montagem e teste com MEF.

### 3.1.11 Cálculo do fator de segurança do (VP) via (MEF)

Para idealizar o fator de segurança, e determinar um valor próximo ao padrão estabelecido pela norma serão realizados teste pelo (MEF), onde o programa SolidWorks® fornece resultados em escalas de cores para serem avaliados.



### 3.1.12 Análise das tensões pelo MEF

Nessa etapa serão analisados os esforços das tensões por meio de (MEF). Nessa análise são aplicadas em algumas regiões esforços aleatórios e travando-o em outros locais para se obter os resultados. Essa análise proporciona verificar se o material não ultrapassa o regime elástico, pois se ultrapassar do regime elástico para o regime plástico, o vaso pode ser danificado.

### 3.1.13 Comparação dos (MA) e métodos computacionais

Os resultados são avaliados tanto na forma analítica ou computacional. Na forma analítica serão realizados os cálculos. Já no meio computacional será realizada a simulação por meio do (MEF) que pode ser reanalisado mudando alguns parâmetros de primeira ordem e gerando novos resultados.

Esses resultados são tensões em juntas soldadas, curvaturas com grau elevado, soldas de flanges, soldas de boca de visita, soldas de tampo e conexões roscadas. Todas essas partes terão resultados de algum fator de tensão. Por fim, o material utilizado no objeto do projeto será confeccionado e analisado pelo (MEF).

## 4 ANÁLISE DOS RESULTADOS

A seguir serão apresentadas as definições e parâmetros dos vasos de pressão nas condições de projeto perante o código ASME, Seção VIII, Divisão I. Essas definições são cruciais para definir se o vaso será de parede grossa ou de parede fina.

### 4.2 Condição do código ASME, Seção VIII, Divisão I

O fluido utilizado foi o ar. Em comparação aos outros não é tão agressivo ao material do casco. O ar é estocado em cilindros, galões ou botijões através de processos realizados mecanicamente, para em outro momento ser utilizado em diversas formas para produzir movimentos de pistões, encher pneus, ou um simples.

O código ASME Seção VIII, Divisão I separa os cascos cilíndricos em dois grupos os de grande espessura, que devem apresentar pressão ( $P$ ) possuindo valor superior ao produto, entre a tensão admissível do material ( $S$ ), coeficiente de eficiência de solda ( $E$ ) e uma constante de valor 0,385 como demonstrado na equação 1. E o de pequena espessura que deve apresentar a pressão  $P$  inferior a relação dos produtos  $S$ ,  $E$  e constante de 0,385 (TELLES, 2017).

$$P > 0,385SE \quad (1)$$

Nesta condição acima, se o valor de  $P$  for maior que o outro valor, a equação (1) torna a condição válida para a utilização da equação de parede grossa caso contrário será de parede fina.

Então, tem-se:

$P$  = pressão interna (MPa)

$S$  = Tensão admissível do material (MPa)

E = Eficiência de solda

R = raio interno (mm)

e = espessura mínima para pressão interna (mm)

$\rho$  = coeficiente de eficiência ou eficácia da junta

L = comprimento do vaso de pressão (mm)

Verificação da equação (1)

Nessa equação foram utilizados os parâmetros de espessura e, tensão admissível S, eficiência E, o raio R e a constante de 0,69 para serem feitos os cálculos no item 5.1.6 logo abaixo.

Resultado:

$$P > 0,385SE$$

$$0,69 > 0,385 * 108 * 0,85 \quad (1)$$

$$0,69 > 35.343$$

Para está verificação do cálculo da equação (1), resultou na aplicação da equação de parede fina, devido à teoria de o código ASME considerar.

#### 4.4 Dimensionamento do (VP) via (MA)

Para esta verificação foi utilizado o valor de S e o valor de E, os quais foram obtidos das tabelas do livro de Telles (2017) que possibilitou a correta aplicação da equação para calcular a espessura e ser aplicada.

##### 4.4.1 Equação da espessura do casco de pequena espessura

Através da verificação provou-se que a melhor aplicação seria a da equação do casco de pequena espessura que corresponde à mínima espessura que deve ser calculada pela seguinte formula da equação (2).

Calculou-se:

$$e = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P} \quad (2)$$

Os valores que serão utilizados na equação (2) foram obtidos perante critérios de escolha sobre o tipo do fluido ar que será armazenado e a temperatura de trabalho do reservatório que estão descritos no quadro 1, figura 15 e quadro 6.

O quadro 6 corresponde aos dados da tensão admissível para materiais aço carbono, inox, entre outros.

Quadro 6 – Quadro da tensão admissível (MPa)

Classe de material	Forma de Apresentação	Especificação ASTM	Tensão adm. (MPa) e temp. (°C)		
Aço-carbono	Chapas	A-285-C	-30 A 93	150	205
	Tubos cond.	A-53-A	108,0	108,0	108,0
	Tubos cond.	A-53-B	101,0	101,0	101,0
	Tubos t. c.	A-179	92,3	92,3	92,3
	Forjados	A-181-60	92,3	92,3	92,3

Fonte – Telles (2017)

Os seguintes dados de contorno são:

- Material: aço A285 – C
- S = 108 MPa
- R = 325 mm
- $P_{\text{máx}} = 0,69$  MPa
- $P_{\text{mín}} = 0,55$  MPa
- E = 0,85
- L = 650 mm

Tendo as variáveis em questão, foram substituídas na equação (2).

#### 4.4.2 Cálculo da espessura do casco de parede fina

Esse cálculo de parede fina é utilizado após a verificação do vaso, constatando-se que o vaso a ser projetado é de parede fina ou grossa.

Calculou-se:

$$e_{m\acute{a}x} = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P} = \frac{0,69 \cdot 325}{108 \cdot 0,85 - 0,6 \cdot 0,69} = 2,4454 \text{ mm} \quad (2)$$

A espessura máxima de trabalho para suportar a tensão circunferencial é de 2,4454 mm.

#### 4.4.3 Cálculo da espessura da parede dos tampos toriesféricos

O tampo é construído por uma falsa elipse, cujo raio  $R_i$ , é o raio de abaulamento interno, sendo que sua formaao é composta de dois arcos menores cujos raios ( $r$ ) são raios de rebordeamento. Pelo código de projeto ASME o valor de ( $R_i$ ) é igual ao diâmetro  $D_i$  do tanque.

Sua representaao é descrita na figura 15.

Figura 17 – Tampo toriesférico

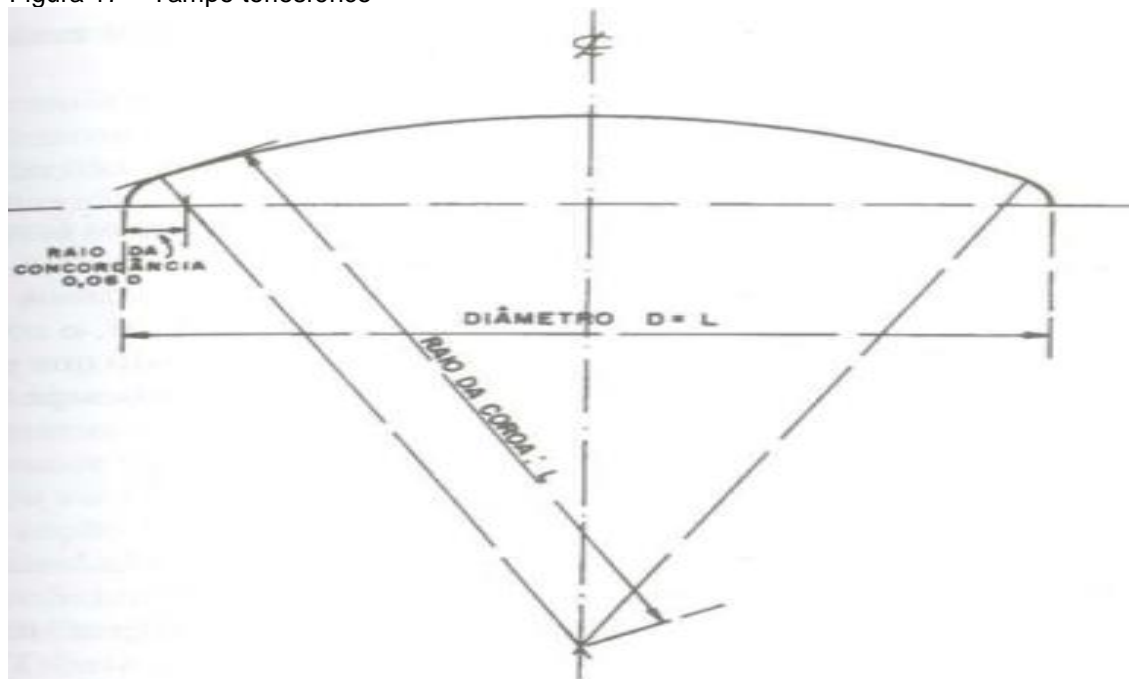


Fig. 10.1 Tampo toriesférico 6%.

Fonte – (TELLES, 2017).

A espessura da chapa do tampo toriesférico é calculada pela seguinte equaao (3).

Obs: C não será utilizado, pois não será necessário, devido a não ter margem de corrosão para essa aplicaao.

$$e = \frac{0,885 * P * L}{S * E - 0,1 * P} \quad (3)$$

Substituindo as variáveis a cima na equação (3), foram obtidos os valores da espessura.

Resultado:

$$e_{\min} = \frac{0,885 * P * L}{S * E - 0,1 * P} = \frac{0,885 * 0,69 * 650}{108 * 0,85 - 0,1 * 0,69} = 4,33 \text{ mm} \quad (3)$$

A espessura mínima para suportar a pressão interna no tampo toriesférico é de 4,33 mm.

Portanto, deram-se os valores do tampo toriesférico (4,33 mm) e (casco 2,45 mm), ambos calculados perante código ASME. Ressalta-se que essas espessuras estão fora de padrão comercial. Então, deve-se padronizar.

#### 4.4.4 Cálculo analítico da máxima pressão de trabalho (PMTA)

Depois de realizado o cálculo da espessura do casco e tampo (VP) cilíndrico horizontal, deve-se calcular a (PMTA). Para calcular a (PMTA) do casco, deve ser destacado que a equação (4) descrita abaixo é utilizada para o casco, devido a maior espessura ser em função da tensão circunferencial. Deve-se destacar que a equação (5) da (PMTA) do tampo, descrita abaixo, foi aplicada para o tampo toriesférico, utilizando o menor valor encontrado.

$$PMTA_{\text{casco}} = \frac{S * E * e}{R + 0,6 * e} \quad (4)$$

$$PMTA_{\text{tampo}} = \frac{S * E * e}{0,885 * L + 0,1 * e} \quad (5)$$

Então, substituindo as variáveis na equação (4) e (5) é verificado o valor da pressão máxima de trabalho.

Calculou-se:

$$PMTA_{casco} = \frac{S * E * e}{R + 0,6 * e} = \frac{108 * 0,85 * 2,4455}{325 + 0,6 * 2,4455} = 0,68 \text{ MPa} \quad (4)$$

$$PMTA_{tampo} = \frac{S * E * e}{0,885 * L + 0,1 * e} = \frac{108 * 0,85 * 4,33}{0,885 * L + 0,1 * 4,33} = 0,6904 \text{ MPa} \quad (5)$$

Conforme calculado, a (PMTA) do casco e a (PMTA) do tampo a ser utilizada perante o código de projeto ASME, Seção VIII, Divisão I, é de 0.6904 MPa, limitada pelo tampo do vaso de pressão. Essa pressão é praticamente igual a (PMTA) do casco com 0,69 MPa, dando uma margem de erro desconsiderável perante o código ASME.

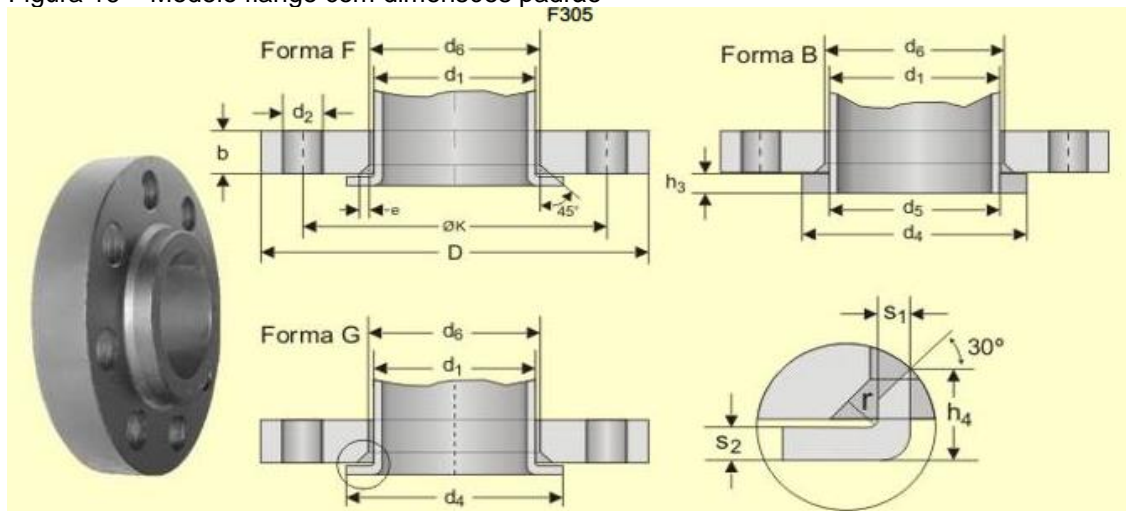
#### 4.4.5 Padronização dos componentes do (VP)

Salienta-se que após, o cálculo das espessuras perante o código ASME, foi constatado que os mesmos não estão de acordo com os padrões de comercialização. Portanto, devido a esta constatação, serão padronizados os flanges, tubos, casco e tampo, para deixar os mesmos na forma padronizada. Após essa padronização, realizam-se os procedimentos para a análise pelo (MEF), com espessura inferior a encontrada pelo código ASME. Essa ideia tem o intuito de verificar se a espessura menor poderá atender as normas.

##### 4.4.5.1 Padronização do flange e tubo de drenagem

Ao ser projetado o vaso, foram padronizados os flanges e tubos pela norma ANSI B16.5 que visa regulamentar dimensões existentes no mercado. Podem ser demonstrados na figura 16.

Figura 16 – Modelo flange com dimensões padrão



Fonte – (Cofermeta,2022).

Tabela 1 – Descrição geral dos padrões do flange e tubo

DIAM. NOMINAL	DIAM. EXTERNO	ESPESSURA MÍNIMA	DIÂM.	COMPRIMENTO TOTAL	DIÂM. INTERNO	RAIO	CENTRO DE FURAÇÃO	DIÂM. DO FURO	NÚMERO DE FUROS
NPS	O	Tf	X	Y	B	r	W	N	
½	90	11.2	30	16	22.9	3	60.3	5/8	4
¾	100	12.7	38	16	28.2	3	69.9	5/8	4
1	110	14.3	49	17	34.9	3	79.4	5/8	4
1 ¼	115	15.9	59	21	43.7	5	88.9	5/8	4
1 ½	125	17.5	65	22	50.0	6	98.4	5/8	4
2	150	19.1	78	25	62.5	8	120.7	3/4	4
2 ½	180	22.3	90	29	75.4	8	139.7	3/4	4
3	190	23.9	108	30	91.4	10	152.4	3/4	4
3 ½	215	23.9	122	32	104.1	10	177.8	3/4	8
4	230	23.9	135	33	116.8	11	190.5	3/4	8
5	255	23.9	164	36	144.4	11	215.9	7/8	8
6	280	25.4	192	40	171.4	13	241.3	7/8	8
8	345	28.6	246	44	222.2	13	298.5	7/8	8
10	405	30.2	305	49	277.4	13	362	1	12
12	485	31.8	365	56	328.2	13	431.8	1	12
14	535	35.0	400	79	360.2	13	476.3	1 1/8	12
16	595	36.6	457	87	411.2	13	539.8	1 1/8	16
18	635	39.7	505	97	462.3	13	577.9	1 1/4	16
20	700	42.9	559	103	514.4	13	635	1 1/4	20
24	815	47.7	663	111	616.0	13	749.3	1 3/8	20

Fonte – (Cofermeta, 2022).

As dimensões a serem utilizadas como padrão para o flange são diâmetro  $D= 125$  mm, espessura do flange de 15.9mm e tubo com diâmetro interno de 49.5mm e diâmetro externo de 73 mm. Todas essas dimensões são comercializadas utilizando o catálogo da (Cofermeta, 2022).



#### 4.4.5.2 Padronização da chapa do casco e tampo

Devido à divergência dos resultados da espessura do casco 2,45 mm e tampo 4,33 mm, e por serem medidas fora do padrão de comercialização, optou-se pela padronização da espessura, antes da análise pelo (MEF). A opção foi pela espessura menor perante a tabela 2, isso só será válido se atender os requisitos do código ASME e poderá possibilitar redução de custo em sua fabricação.

Tabela 2 - Padronização de chapa de aço.

Gauge	US Standard for steel sheet in inches (mm)	Steel inch (mm)	Galvanised steel inch (mm)	Stainless steel inch (mm)	Aluminium inch (mm)
3	0.2500 (6.35)	0.2391 (6.07)	-	-	-
4	0.2344 (5.95)	0.2242 (5.69)	-	-	-
5	0.2188 (5.56)	0.2092 (5.31)	-	-	-
6	0.2031 (5.16)	0.1943 (4.94)	-	-	0.162 (4.1)
7	0.1875 (4.76)	0.1793 (4.55)	-	0.1875 (4.76)	0.1443 (3.67)
8	0.1719 (4.37)	0.1644 (4.18)	0.1681 (4.27)	0.1719 (4.37)	0.1285 (3.26)
9	0.1563 (3.97)	0.1495 (3.80)	0.1532 (3.89)	0.1563 (3.97)	0.1144 (2.91)
10	0.1406 (3.57)	0.1345 (3.42)	0.1382 (3.51)	0.1406 (3.57)	0.1019 (2.59)
11	0.1250 (3.18)	0.1196 (3.04)	0.1233 (3.13)	0.1250 (3.18)	0.0907 (2.30)
12	0.1094 (2.78)	0.1046 (2.66)	0.1084 (2.75)	0.1094 (2.78)	0.0808 (2.05)
13	0.0938 (2.38)	0.0897 (2.28)	0.0934 (2.37)	0.094 (2.4)	0.072 (1.8)
14	0.0781 (1.98)	0.0747 (1.90)	0.0785 (1.99)	0.0781 (1.98)	0.0641 (1.63)

Fonte - (Andreas, 2021)

Após ser encontrado o valor pelo código ASME, analisou-se outro valor na figura 20, que é de #13 com espessura de 2.38 mm, inferior ao encontrado de 2.45 mm, isso se deve ao custo do material. Dando a liberdade de verificar se é possível atender com um valor menor ao estipulado.

#### 4.5 Dimensionamento de um (VP) via (MEF)

O (MEF) tem o intuito de resolver procedimentos numéricos que determinem soluções aproximadas de problemas com geometria complexa. Esta análise determina as tensões, deformação, deslocamento, fator de segurança e deflexão. Contudo, pode-se dividir o seu volume em um conjunto finito de elementos que origina um conjunto de grandes equações.

#### 4.5.1 Validação do método

A ferramenta (MEF) é um novo recurso mais avançado na engenharia que auxilia em situações mais complexas, fornecendo resultados com tolerâncias aceitáveis para a engenharia.

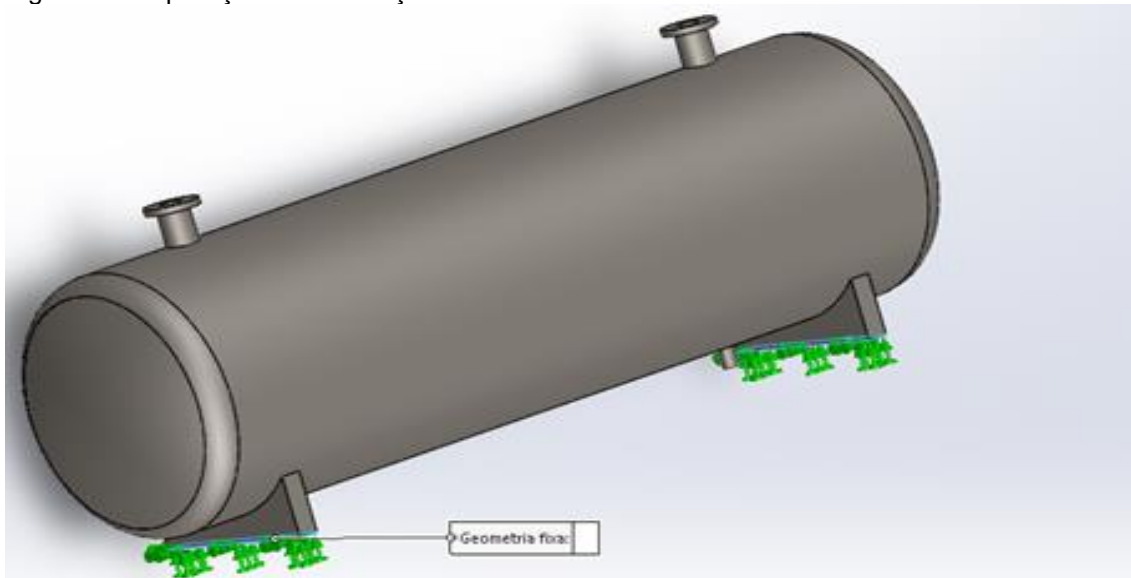
Para que seja válida essa análise computacional, primeiramente, foram projetados os modelos dos componentes do vaso de pressão no SolidWorks®, sendo tampo toriesférico, casco, flanges, manômetro e berço. Depois disso, foram realizadas a montagens do mesmo.

Essa montagem proporcionou a execução da ferramenta no equipamento montado, podendo analisar vários fatores com maior segurança.

Este cálculo do (MEF), será realizada de forma analítica, utilizando os valores de espessura do casco e do tampo, calculados a partir do código ASME, Seção VIII, Divisão I, que por meio do *software SolidWorks® simulation* será possível verificar o que acontece com as tensões e fator de segurança do material.

Neste modelo foram aplicadas algumas restrições em seus pés para sua fixação ao chão, por meio de parafusos chumbados como demonstrado na figura 17.

Figura 17 – Aplicações das restrições.



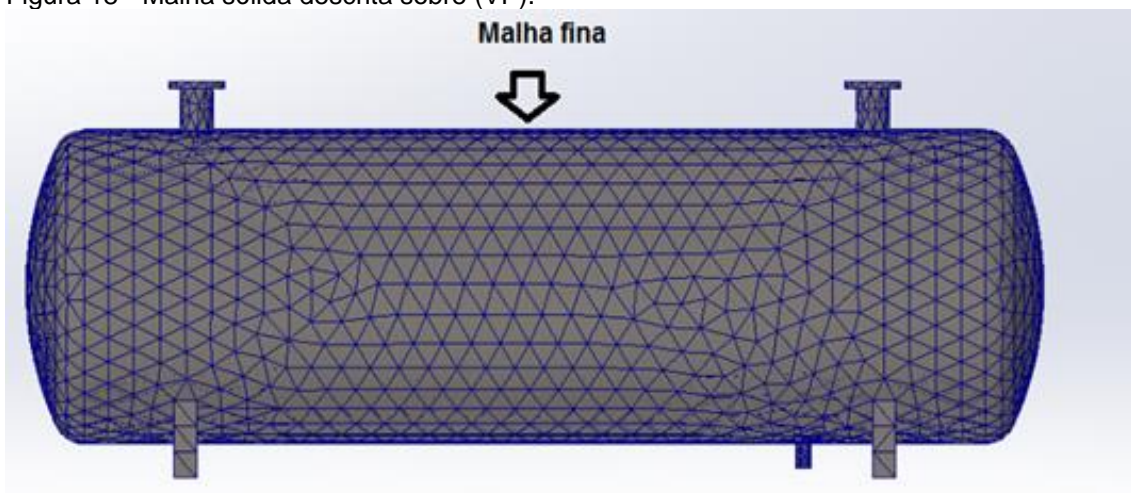
Fonte – (SolidWorks®, 2022)

Nesta análise dos elementos finitos foi gerada uma malha sólida que define as curvaturas.

Em sua grande maioria, a malha é uma geometria da peça que tem uma maior complexidade, podendo ser gerada a partir de um mapeamento pelo *software* que define a malha padrão em quadriláteros lineares ou malha mista de quadriláteros e triângulos.

A malha pode ser observada na fig. 23.

Figura 18 - Malha sólida descrita sobre (VP).



Fonte – (SolidWorks®, 2022)

#### 4.5.2 Aplicação da ferramenta (MEF) com padronização dos elementos

Neste estudo foram aplicados parâmetros padrões de projeto ilustrados na figura 15 que tem sua pressão máxima de 100 PSI e pressão mínima de 80 PSI do compressor da marca Schulz do modelo fort MSWV 72/425. Por não ter como padrão os valores de espessuras calculados para a análise de (MEF), aplicou-se a espessura padrão, tornando possível demonstrar em diferentes analogias o comportamento da estrutura do (VP).

Após aplicação da malha no equipamento do (VP) por meio da ferramenta de (MEF), visto pela figura 18, essa distribuição de tensão de Von Mises no (VP) é vista em uma escala de cores.

Através da escala de cores, é possível analisar a ocorrência tensões, deformação, deslocamento, fator de segurança e deflexão, em seus nós, onde se inicia com 0 MPa, na coloração azul até a cor vermelha, que indica a região de maior tensão mostrada, que estão acima do limite de escoamento do material. Essa faixa máxima não pode ser ultrapassada (188 GPa). A limitação é indicada quando o material, por ventura, em uma análise ultrapasse valores acima da tensão de escoamento, vindo a ser indicado na cor vermelha.

Para esta análise do (MEF) foram aplicados as seguintes questões:

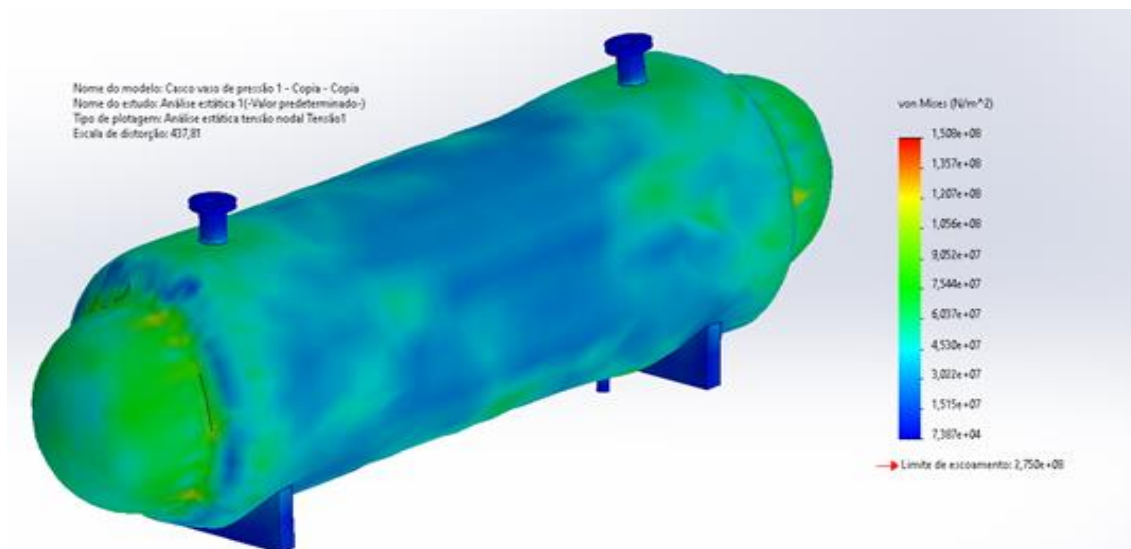
- Análise das tensões de Von Mises;
- Análise da deformação;
- Análise do deslocamento;
- Análise do fator de segurança.

#### 4.5.3 Análise das tensões de Von Mises

Por meio da escala de cores no (VP), é possível ver a distribuição de tensão de Von Mises por nó, iniciando pela cor azul até a cor vermelha, que indica as regiões onde as tensões mostradas estão acima do limite de

escoamento do material. Segundo Telles (2017), pela maior facilidade de programação, é comum o uso do critério de Von Mises nos procedimentos inelásticos em programas comerciais de elementos finitos.

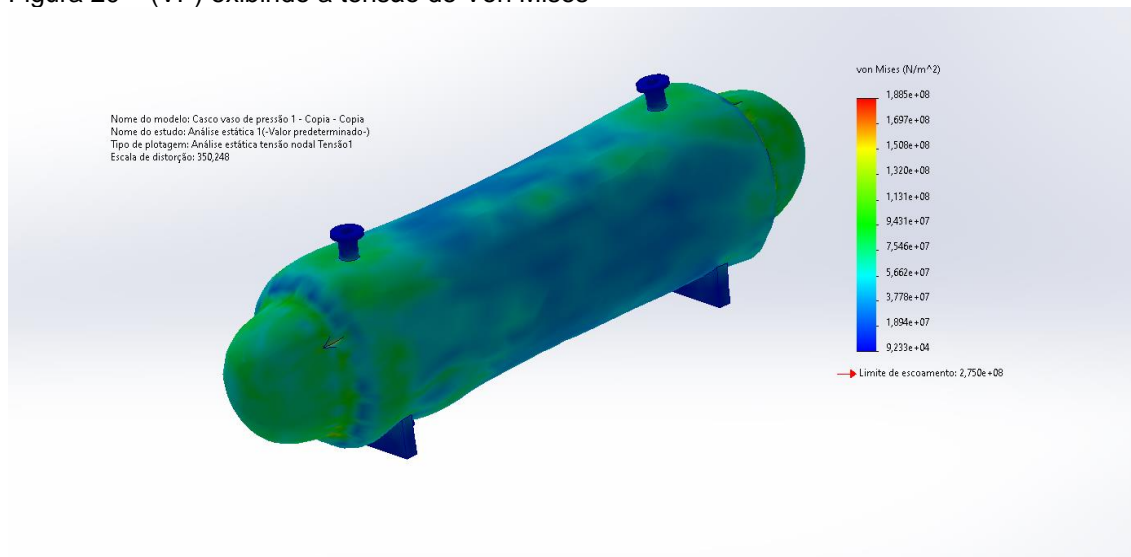
Figura 19 – (VP) exibindo a tensão de Von Mises em sua escala de cores limitado à tensão de escoamento.



Fonte – (SolidWorks®, 2022)

Na figura 19 analisou-se as tensões de Von Mises, aplicadas a pressão de 100 PSI na estrutura interna, avaliando-se a escala de cores, destacando o limite de escoamento do material de 275 MPa . Observa-se que a pressão na cor verde é de 9,401 MPa, que está abaixo do limite de escoamento do material, destaca-se na região da junção do tampo com casco ocorre uma pequena distorção.

Figura 20 – (VP) exibindo a tensão de Von Mises



Fonte – (SolidWorks®, 2022)

Com o mesmo intuito da análise da figura 19, aplicou-se uma pressão de 80 PSI no modelo que está na figura 20. Observa-se que a tensão Von Mises resultou em um valor de 100,2 MPa, e que está na cor verde claro. Devido ao resultado estar abaixo do limite de escoamento do material, o vaso não sofrerá falhas por esta energia de distorção ser baixa.

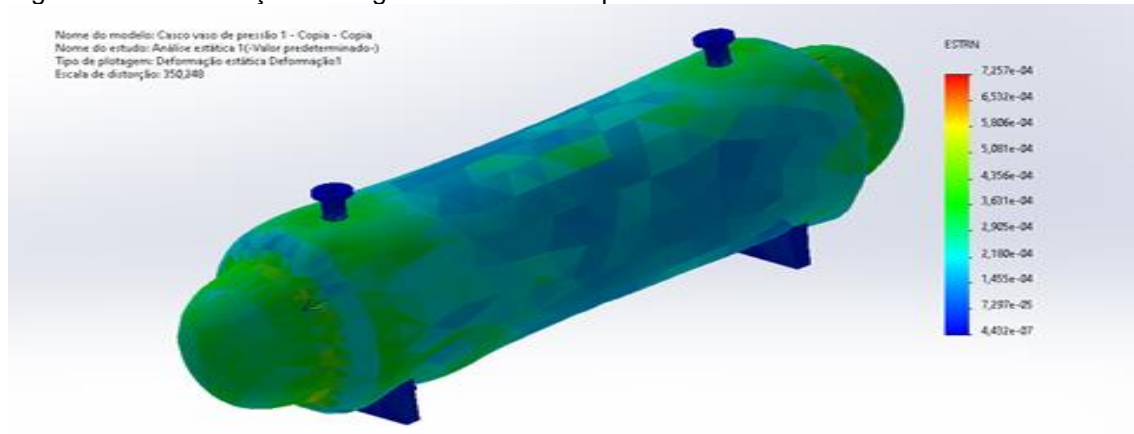
Comparação:

Salienta-se que a comparação das tensões de Von Mises a uma pressão máxima de 100 PSI e a carga mínima de 80 PSI, aplicando a ferramenta (MEF), atendeu os requisitos de padronização das espessuras da chapa, pois seus resultados estão abaixo dos limites de escoamento do material, e atendem o código ASME.

#### 4.5.4 Análise da deformação

Uma vez que a tolerância de dimensões para (VP) é grande, ela permite a escolha de um material que possa sofrer alterações geométricas e nas dimensões, sem prejudicar seu funcionamento. Entretanto, algumas peças devem ter uma tolerância menor, graças à necessidade de vedação e aos ajustes mecânicos, entre outros fatores, que implicam a necessidade de um material mais preciso, mais estável e com menos deformações.

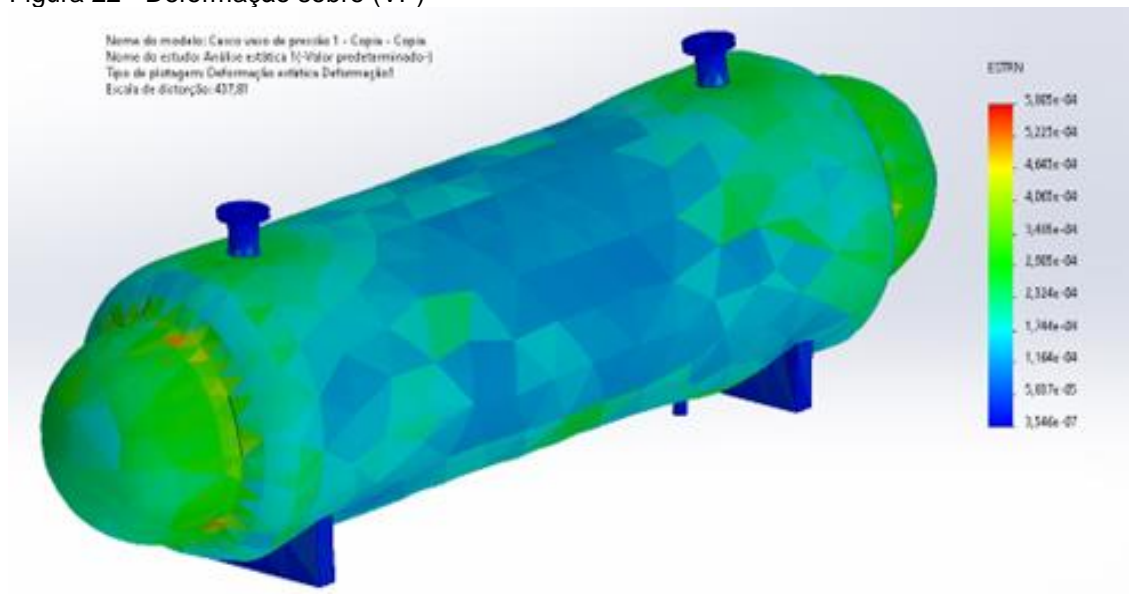
Figura 21 – Deformação em regiões com alta complexidade



Fonte – (SolidWorks®, 2022)

Para esta análise, aplicando a pressão de 100 PSI, resultou em um deslocamento de  $2,300 \times 10^{-0.4}$  mm nas regiões com cor verde. Esse deslocamento pode ser desconsiderado, pois o material possui alta ductilidade, sendo assim, a deformação que foi destacada não passará do limite elástico.

Figura 22 - Deformação sobre (VP)



Fonte – (SolidWorks®, 2022)

Compete afirmar que aplicou-se a pressão de 80 PSI, resultando um deslocamento de  $3,500 \times 10^{-0.4}$  mm. Isso significa que o material deformou permanente devido ao deslocamento de átomos ou moléculas para novas posições em sua estrutura.



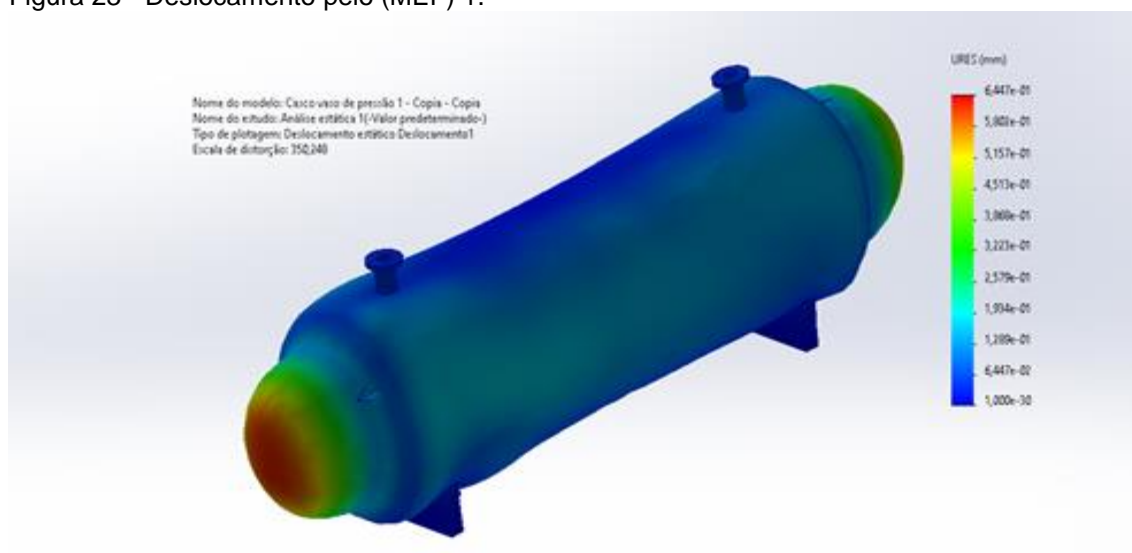
Comparação:

Para a comparação das figuras 21 e 22 sobre deslocamento, destacam-se as regiões na cor verde como os máximos deslocamentos que o material pode sofrer, podendo ser desconsiderado. Contudo, salienta-se que o maior deslocamento ocorre nas regiões de soldagem do tampo e casco.

#### 4.5.5 Análise do deslocamento

A seguir apresenta o deslocamento pelo (MEF) 1

Figura 23 - Deslocamento pelo (MEF) 1.

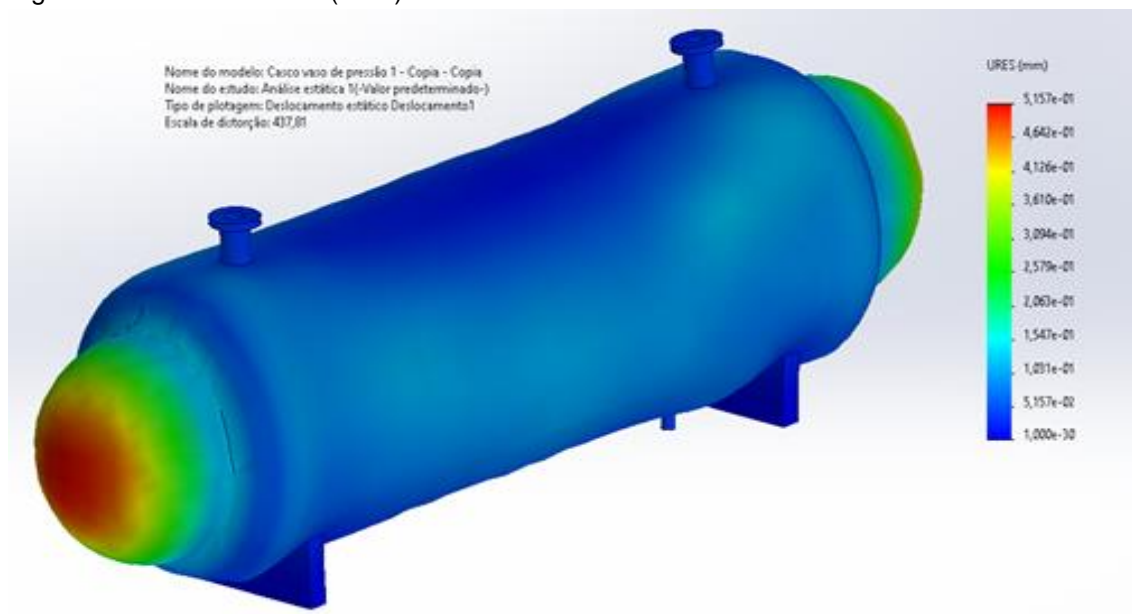


Fonte - (SolidWorks®, 2022)

Para este estudo de deslocamento do material, aplicou-se a pressão de 100 PSI internamente em sua estrutura, originando regiões do tampo em vermelho como destaque, onde seu deslocamento teve um valor de 0.67 mm. Devido a isso, salienta-se que seja avaliada a possibilidade de novo dimensionamento em trabalhos futuros.



Figura 24 – Deslocamento (MEF) 2



Fonte - (SolidWorks®, 2022).

Destaca-se que o deslocamento de maior abrangência na cor vermelha se sucedeu nas regiões da extremidade do tampo com valor de 0.51 mm. Esse valor corresponde à aplicação de uma pressão de 80 PSI, tornando o material mais fino se comparado às regiões na cor azul.

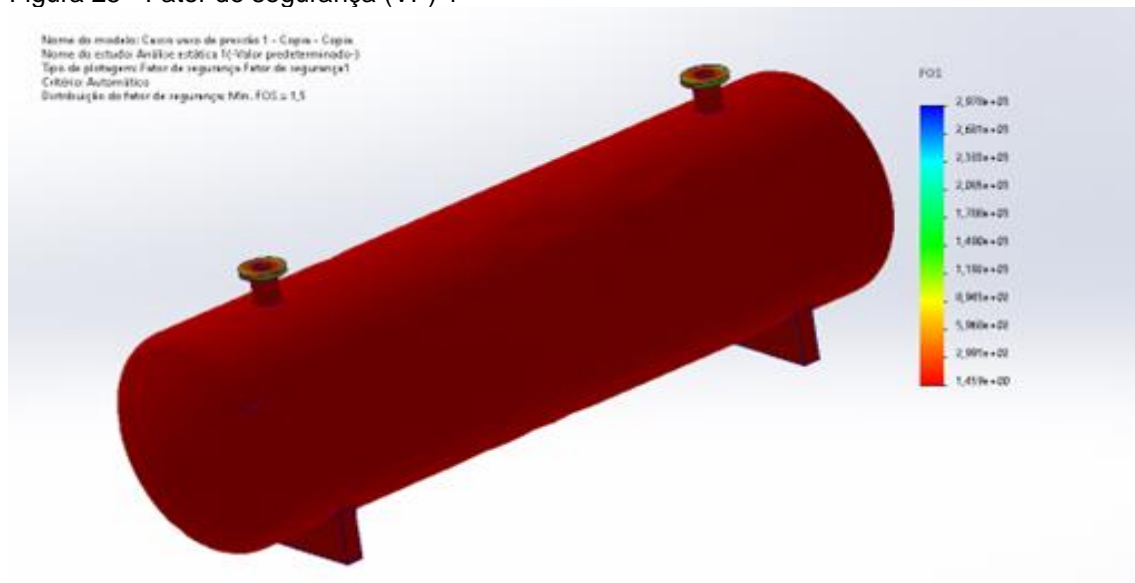
Comparação:

Nesta observação comparativa entre os deslocamentos encontrados a partir das pressões aplicadas de 100 e 80 PSI, obteve-se deslocamentos maiores na extremidade do tampo, devido a padronização adotada na espessura, podendo em trabalhos futuros recalcular com um reforço e possivelmente obter valores mais baixos. Mas esses valores não representam risco à estrutura do vaso.

#### 4.5.6 Análise pelo fator de segurança

Apresenta-se neste subcapítulo a análise do fator de segurança.

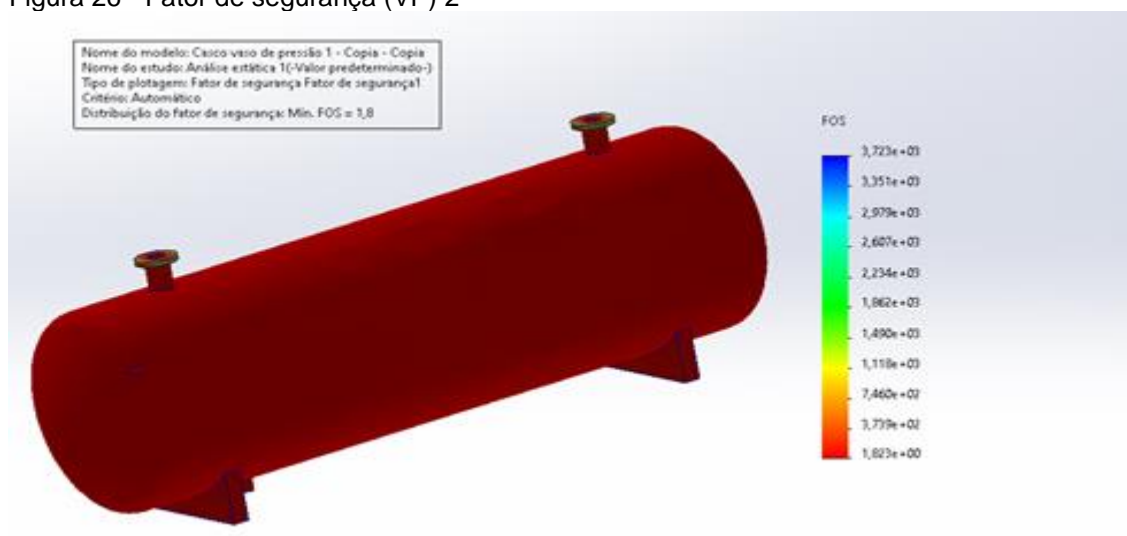
Figura 25 - Fator de segurança (VP) 1



Fonte – (SolidWorks®, 2022)

Perante todas as análises esse é sem dúvida um dos mais importantes que gera a garantia de segurança a estrutura. Foi aplicada uma pressão de 100 PSI, possibilitando resultar um fator de segurança de 1,5. Esse fator para projeto de (VP) seria baixo, mas ainda está dentro do limite de aprovação. A cor vermelha indicou que seu limite está no mínimo devido à padronização da espessura inferior ao calculado pelo método analítico.

Figura 26 - Fator de segurança (VP) 2



Fonte – (SolidWorks®, 2022)

Pela distribuição da pressão de 80 PSI, observou-se que o fator de segurança resultou em 1,8, possibilitando estar dentro do limite mínimo permitido pelo código ASME. A decorrência de cor vermelha em todo o (VP) demonstra que por mais baixo que for o fator de segurança, este ainda está válido, o que não pode é resultar abaixo de um, o que seria inadequado.

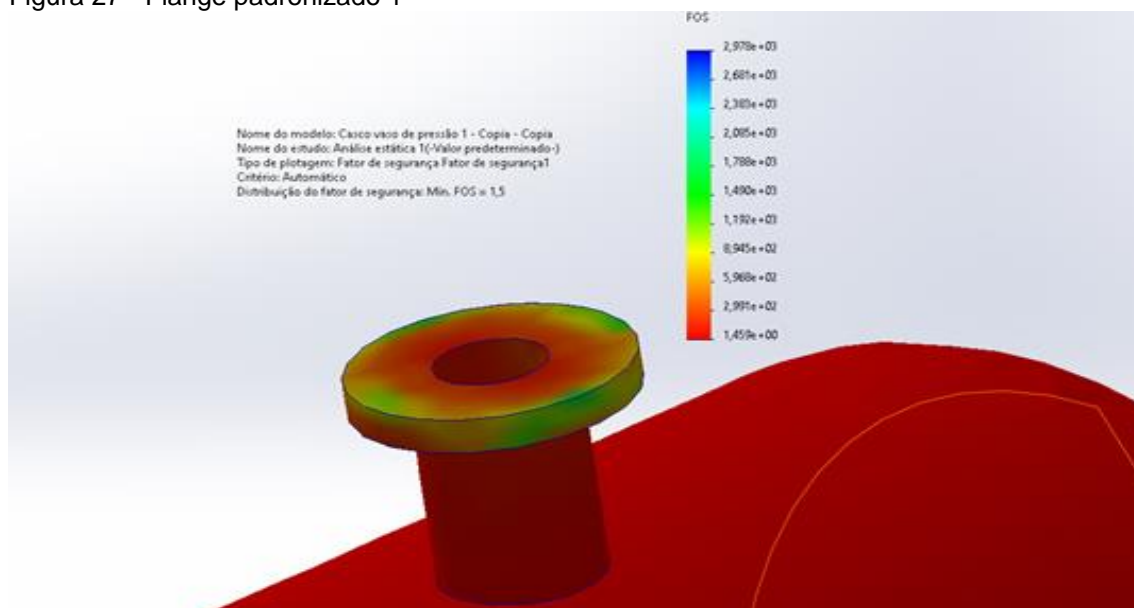
Comparação:

Devido aos fatos transcorridos, o fator de segurança é sem dúvida um dos principais fatores que contabilizam a vida do material. No estudo comparativo entre a figura 25 e 26, se manteve dentro dos limites aceitáveis, deixando mesmo assim em uma cor de perigo. Salienta-se que devido à padronização e redução de espessura e custo, optou-se em realizar o teste com espessura inferior à determinada pelo cálculo analítico.

#### 4.5.6.1 Análise fator de segurança flange

Neste subcapítulo apresenta-se a análise pelo fator de segurança do flange. Os detalhes da figura 18 destacam-se, os parâmetros de padronização do flange de  $De = 125$  mm e espessura de 15.9 mm que está apresentada na figura 27.

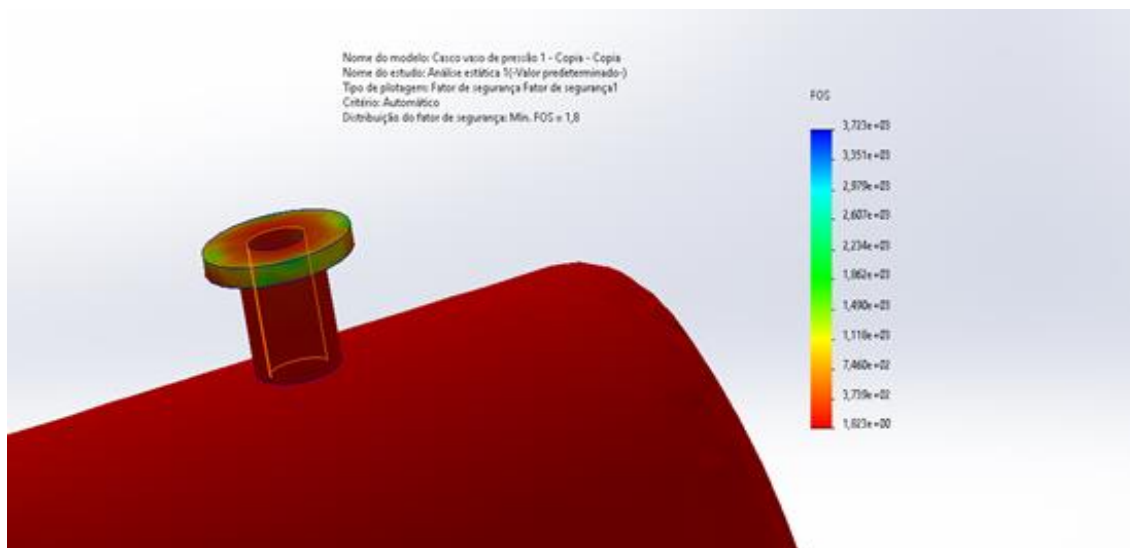
Figura 27 - Flange padronizado 1



Fonte – (SolidWorks®, 2022)

Devido à aplicação de pressão de 100 PSI na estrutura interna, o flange pode ser destacado como o item de maior fator de segurança, pois seu padrão é dimensionado para altas cargas, possibilitando uma análise na cor verde e um fator acima de 2, tornando o material super resistente.

Figura 28 – Flange padronizado 2



Fonte – (SolidWorks®, 2022)

Conforme observação, o flange teve sua cor vermelha, resultando em um valor mínimo de 1,8 para o fator de segurança. Isso não é considerado um valor fora do normal. O único problema seria se o mesmo estivesse abaixo de um resultado em um novo dimensionamento.

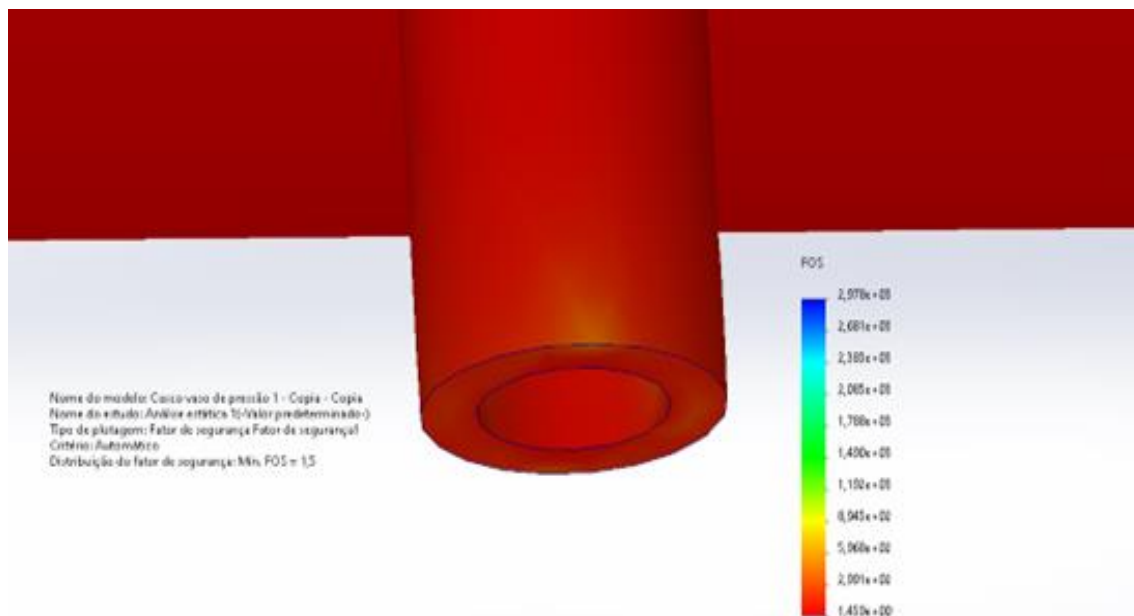
#### COMPARAÇÃO:

Devido aos dois fatores de segurança do flange serem maiores que 1, estar dentro da normalidade, pode-se em trabalhos futuros propor novo dimensionamento com fator de segurança ainda maior trazendo maior confiabilidade ao que se projeta.

#### 4.5.6.2 Análise do fator de segurança do dreno 1

Neste subcapítulo apresenta-se a análise do fator de segurança do dreno, como será apresentado na figura 29.

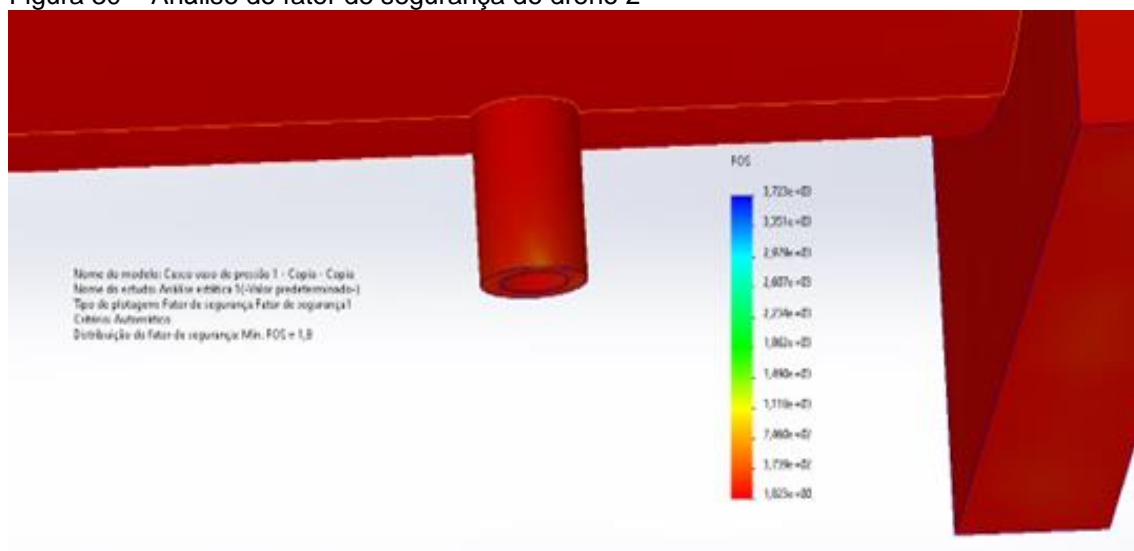
Figura 29 – Fator de segurança/ Análise (MEF)



Fonte – (SolidWorks®, 2022)

Observa-se que o dreno obteve resultado de fator de segurança em 1,45 demonstrado na cor vermelha. Isso se torna visível na escala de cores ao lado. Portanto, esse valor é resultado da pressão máxima aplicada na estrutura do dreno.

Figura 30 – Análise do fator de segurança do dreno 2



Fonte – (SolidWorks®, 2022)

Neste mesmo estudo sobre fator de segurança, salienta-se que devido a carga ser menor, o fator de segurança aumenta, resultando em 1,8 e tornando o dreno super dimensionado.

#### 4.5.6.3 Comparação geral

Perante as duas análises do dreno, os resultados obtidos estão dentro do esperado, o que torna o dreno válido e superdimensionado.

Devido ao vaso estar trabalhando com uma pressão máxima e mínima aceitável. Seu fator de segurança está dentro dos limites básicos do exigidos pelo código ASME, Seção VIII, Divisão I.

Na mesma análise foram propostas alterações de dimensões dos componentes desenhados no SolidWorks®, sobre (VP), para ser verificado o seu comportamento na escala de cores do 0 MPa, que corresponde no início em azul até a escala em vermelho, indicando o perigo que chega a 188 GPa.

Conforme visto na análise de simulação foram encontrados regiões com maior tensão, acima do limite de escoamento do material utilizado ASTM (A-285-C) determinado pelo código ASME, Seção VIII, Divisão I.

Portanto, ao reduzir a espessura do equipamento, por motivo de estar fora do padrão, perante o código ASME, Seção VIII, Divisão I, optou-se por fatores de segurança acima de 1 e maiores. Neste caso, o fator de segurança resultou em valores entre 1,5 a 1,8 estando dentro do limite e sendo aprovado.

Salienta-se que pode ser sim projetado um (VP) sem seguir o código ASME, mas pode gerar alto risco de falhas. Pois, em hipótese alguma, vasos de pressão podem ser projetados fora dos códigos e normas de segurança, isso violaria o código ASME. Por mais que seja milímetros a redução na espessura do equipamento, pelo (MEF) mostra que suas tensões aumentam significativamente em regiões de soldagem. Isso ocorre devido ao enfraquecimento do material.

#### 4.6 Comparação do (MA) com o (MEF)

É fundamental e de extrema importância que, ao serem projetados (VP), sejam avaliados todos os cuidados para que não ocorra nenhum erro. Neste estudo de caso com o vaso horizontal, foi analisado tanto na forma analítica, como na forma computacional. Na analítica foram seguidos os parâmetros estabelecidos pelo autor Telles (2017) que determina que seja projetado perante o código ASME. Já no caso de aplicação da ferramenta dos elementos finitos, a avaliação do equipamento pode ser feita inúmeras vezes, por meio de escala de cores e resultados. Isto possibilitou verificar se o material está resistindo ou não. Neste estudo de caso tanto cálculo analítico ou computacional os valores se aproximaram da realidade do projeto existente.

## 5 CONCLUSÕES

Pela observação dos aspectos analisados neste trabalho sobre (VP) que armazenam fluido ar, foram apresentados o modelo e o tipo de (VP). Podem ser destacados o modelo do casco horizontal e tampos toriesféricos. Este trabalho, sobre (VP), teve o intuito de estudar o vaso perante os códigos ASME, Seção VIII, Divisão I e normas que regulamentam sua segurança. Foi calculada a espessura das paredes do casco e do tampo pelo (MA). Na sequência, foram analisados pelo (MEF).

Conforme o código ASME descreveu, foram determinadas as espessuras do casco e do tampo, incluindo o fator de segurança visto na análise pelo (MEF). Com base nas informações, foram determinadas pelo (MA) as espessuras do casco, que foram de 2.44 mm e do tampo toriesférico de 4.33 mm, visto nos (itens 4.4.2 e 4.4.3), porém chapas com estas espessuras não estão comercialmente disponíveis, optou-se então, em padronizar as espessuras utilizando-se de catálogos de chaparia, sendo que possibilitou analisar a viabilidade e custo. Essa comparação entre os dois métodos deu ao (MEF) mais liberdade de analisar as espessuras, mas optou-se em utilizar uma espessura inferior à obtida pelo cálculo analítico da ASME. Isso se deve ao objetivo de verificação se atende ou não.

Para o estudo realizado no teste de pressão máxima e mínima dentro do (VP), foram observados que tanto um como o outro deram pequenas alterações em seu escoamento do material, mas não chegou ao limite máximo de escoamento, tornando o teste válido em ambas as pressões aplicadas.

Os resultados do fator de segurança a pressão máxima foram 1,5 aceitável pelo código ASME, já o fator de segurança a pressão mínima resultou em 1,8 verificado tanto pelo (MA) ou pelo método computacional, isso torna válido e atende as margens de segurança.

Devido o vaso estar em uma margem aceitável de segurança, e não sofrer danos no material perante o código de projeto utilizando no (MA), foram executados testes pelo (MEF) inúmeras vezes, considerando testes dentro da



margem de aceitação. Em um teste pelo (MEF) foi substituída a espessura do casco e tampo para serem analisados. Resultando em tensões abaixo do limite de escoamento e resultados do fator de segurança acima de 1,5 sendo válido, tornando o estudo dentro das margem estabelecidas pelo código ASME. Isso mostra que a regiões com alta concentração de tensão é de fato, podem apresentar pequenos danos ao material.

É válido mostrar que pelo (MA), do código ASME, Seção VIII, Divisão I, os cálculos são mais conservadores. Por outro lado, ao aplicar a ferramenta (MEF) é possível alterar parâmetros em todos os sentidos, sendo visualizados pontos em seus nós de qualquer formação, podendo ser vistos pela escala de cores fornecidos pelo programa. Deste modo é válida a realização do estudo pelos dois métodos, porém, podem ser analisados por outras ferramentas, que o programa SolidWorks® compõem, tornando o trabalho mais seguro. Em virtude da verificação pelo (MEF), permiti-o a otimização do projeto reduzindo a espessura, reduzindo custos, deve-se concluir também que a partir disso seria necessária a utilização de outra divisão do código ASME, por que existe outras divisões do código ASME, que utilização o (MEF).

## REFERÊNCIAS

ABNT. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS NBR 6022: INFORMAÇÃO E DOCUMENTAÇÃO – ARTIGO EM PUBLICAÇÃO PERIÓDICA TÉCNICA E/ OU CIENTÍFICA – APRESENTAÇÃO. RIO DE JANEIRO: ABNT, 2018. **NBR 6022**: Informação e documentação - Artigo em publicação periódica científica impressa - Apresentação. São Paulo, 2003.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE. **ASME BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE (BPVC) SEÇÕES I, IV, VIII, X E/OU XII.**: American Society of Mechanical Engineers Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 1. Estados Unidos, 2022.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE. **ASME BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE (BPVC) SEÇÕES I, IV, VIII, X E/OU XII.**: American Society of Mechanical Engineers Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 2. Estados Unidos, 2022.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE. **ASME BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE (BPVC) SEÇÕES I, IV, VIII, X E/OU XII.**: American Society of Mechanical Engineers Boiler and Pressure Vessel Code, Section II, Part D. Estados Unidos, 2022.

AR comprimido. São Paulo: Não Tem, 2022. 2 p. Disponível em: [https://pt.wikipedia.org/wiki/Ar\\_comprimido](https://pt.wikipedia.org/wiki/Ar_comprimido). Acesso em: 18 nov. 2022.

ASME. **Boiler and Pressure Vessel Code AN INTERNATIONAL CODE.** Estados Unidos: , Fifth Edition-Volumes 1 & 2 (2015), 2017. 24 p.

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. 81 f. Monografia (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Unesc, São Paulo, 2011.

CHATTOPADHYAY, Somnath. **Pressure Vessels Design and Practice.** Boca Raton London New York Washington: Taylor & Francis Group, Llc Crc Press Is An Imprint Of Taylor & Francis Group, An Informa Business, 2004.

FALCÃO, Carlos. **Projeto Mecânico Vasos de Pressão e Trocadores de Calor Casco e Tubos:** texto registrado sob o, n. 65030. 2008. 203 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Texto Registrado Sob O, N. 65030, Escritório de Direitos Autorais da Fundação Biblioteca Nacional do Ministério da Cultura, São Paulo, 2008.

FISCHER, Frida Marina; MORENO, Claudia Roberta de Castro; ROTENBERG, Lúcia. **Trabalho em turnos e noturno na sociedade 24 horas**. p. 237-237. 2003.

FLANGE AÇO CARBONO ANSI B16.5 150LBS SOBREPOSTO PLANO SOLTO DN 2. Belo Horizonte, Mg: Não Tem, 2022. Disponível em: <https://www.cofermetahidraulica.com.br/flange-aco-ansi-150lbs-sob-pl-solto-2>. Acesso em: 18 nov. 2022.

FLANGE SOLTO PARA TUBOS COM BORDA - DIN 2642 - CLASSE PN 10. Contagem: Não Tem, 2022. Disponível em: [http://www.valaco.com.br/produtos/conexoes\\_flg\\_solto\\_DIN2642\\_PN10.html](http://www.valaco.com.br/produtos/conexoes_flg_solto_DIN2642_PN10.html). Acesso em: 18 nov. 2022.

GROEHS, Ademar Gilberto. **Resistência dos Materiais e Vasos e Pressão**. Itatiba: Unisinos, 2002.

HIBBELER, Russell Charles. **Resistência dos Materiais**. 7. ed. São Paulo: Gabriela Trevisan, 2010.

**HISTÓRIA DAS NORMAS ASME: Nossas origens**. Estados Unidos, 29 jul. 2022.

IECKER, Thyago Duarte. **Análise de Tensões em Vasos de Pressão através do Método de Elementos Finitos**. 2014. 61 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, Rio de Janeiro, 2014.

JOHNSTON, BEER And. **Resistência dos Materiais**. 3. ed. São Paulo: Editora Makron Books, 1995.

LUZ, Gelson. **ASTM A285 Propriedades Mecânicas e Composição Química 2022**: ASTM a 285. São Paulo: Não Tem, 2022. Disponível em: <https://www.materiais.gelsonluz.com/2017/10/astm-a285-propriedades-mecanicas-e-composicao-quimica.html>. Acesso em: 18 nov. 2022.

MACINTYRE, Archibald Joséph. **Equipamentos Industriais e de processo**. Rio de Janeiro: Ltc, 300 p.1997.

MARIA EDUARADA FETT TABAJARA (Brasil) (ed.). **Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada**. 4. ed. São Paulo: Bookman, 2011. 1028 p.

MARTINS, ALEF GONÇALVES; BRANDÃO, SÉRGIO MATEUS; RODRIGUES, ROSEMBERG FORTES NUNES, 2020, Anápolis. **Manutenção e Inspeção em Vasos de Pressão—Uma Revisão Sistemática**: Anais do SIMPÓSIO NACIONAL DE CIÊNCIAS E ENGENHARIAS (SINACEN. Anápolis Goiás: Não Tem, 2020. 75 p.

NORMA REGULAMENTADORA - NR. **NR 13**: Norma Regulamentadora. 2011.

SAVIOLI, Rafael Guimarães *et al* (org.). **ESTUDO EXPERIMENTAL DO COMPORTAMENTO À FRATURA FRÁGIL EM AÇOS ESTRUTURAIS FERRÍTICOS E APLICAÇÕES À DETERMINAÇÃO DA CURVA MESTRA**. São Paulo: Não Tem, 2016. 175 p. Disponível em: file:///C:/Users/Win/Desktop/RafaelGuimaraesSaviolicorrigida2016.pdf. Acesso em: 18 nov. 2022.

SILVA, Adson Beserra da. **Projeto de Vaso de Pressão Segundo Norma ASME e Análise Pelo Método dos Elementos Finitos**. 2015. 144 f. TCC (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Pernambuco Centro de Tecnologia e Geociências Departamento de Engenharia Mecânica Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Recife, 2015.

TELLES, Pedro Carlos da Silva. **Vasos de pressão**. Rio de Janeiro: Ltc, 2017.

TOMAZINI, Guilherme Abreu *et al*. **Diretrizes básicas para Projetos de Vasos de Pressão Segundo a ASME**. 2015. 1 v. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Unesp, Guaratinguetá, 2015.

WAGEMAKER, Tiago Lucon. **Distribuição de Tensões em Bocais e Vasos de Pressão**. 2011. 32 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Guaratingueta, 2011.