



UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE (UFCG)  
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA (CCT)  
UNIDADE ACADÊMICA DE ENGENHARIA MECÂNICA (UAEM)



AÉCIO SILVA SOUZA

**SIMULAÇÃO DE PERDA DE ESPESSURA POR CORROSÃO DE UM VASO DE PRESSÃO DE UM  
COMPRESSOR**

Campina Grande, Paraíba.

2024

AÉCIO SILVA SOUZA

**SIMULAÇÃO DE PERDA DE ESPESSURA POR CORROSÃO DE UM VASO DE PRESSÃO DE UM COMPRESSOR**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à Unidade Acadêmica de Engenharia Mecânica, à Universidade Federal de Campina Grande como requisito parcial a obtenção ao título de graduado pleno em Engenharia Mecânica.

Orientador: Professor Wanderley Ferreira de Amorim Júnior – Dr.

Área: Projeto Mecânico.

Campina Grande, Paraíba  
Maio 2024

**SIMULAÇÃO DE PERDA DE ESPESSURA POR CORROSÃO DE UM VASO DE  
PRESSÃO DE UM COMPRESSOR**

Monografia Defendida em Campina Grande - PB, 13/05/2024

---

**Prof. Orientador de TCC– Prof. Wanderley Ferreira de Amorim Júnior, DSc.  
UFCG**

---

**Prof. Convidado – Professor Jader Moraes Borges, DSc.  
UFCG**

---

**Convidado – Júlio Feitosa da Silva Neto, BSc.**

Dedico este trabalho de conclusão de curso aos meus pais, Agnaldo Oliveira Souza e Maria Dos Anjos Silva Souza, que não medem esforços para meu crescimento pessoal e profissional.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço ao meu orientador Wanderley Ferreira pelas orientações, confiança, ajuda, conhecimentos passados, correções e dedicação comigo.

Agradeço em especial a meus pais Agnaldo Oliveira e Maria Dos Anjos que sempre me apoiaram e meus irmãos Arthur Souza e Amanda Souza que não hesitaram em me auxiliar nas mais diversas situações.

A todos os meus amigos que me ajudaram ao longo do curso, seja com palavras de apoio ou com ensinamentos.

Finalmente, a todos que direta ou indiretamente participam da minha trajetória, construída com ajuda de todos que já passaram por mim. Colho cada experiência com muito carinho.

SOUZA, Aécio; **SIMULAÇÃO DE PERDA DE ESPESSURA POR CORROSÃO DE UM VASO DE PRESSÃO DE UM COMPRESSOR**. 2024, XXp. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica); Unidade Acadêmica de Engenharia Mecânica; Centro de Ciência e Tecnologia, Universidade Federal de Campina Grande, PB, 2024.

## **RESUMO**

Neste trabalho, foi realizado a análise e simulação de vasos de pressão adotando os critérios de dimensionamento estabelecidos pela norma ASME e simulando com perda de espessura causada pela corrosão. O estudo envolveu a análise de falhas de um vaso de pressão com da marca Schulz, que foi testado por meio de simulação utilizando elementos finitos, sob pressões de 12 e 19 bar. Para o caso com a pressão de 12 bar o vaso de pressão suportou corretamente, não resultando em falhas. No caso de 19 bar houve indicativo de uma possível falha devido a um coeficiente de segurança abaixo de 1. O estudo também incluiu uma avaliação por deterioração por corrosão, onde se reduziu a espessura do vaso, e foram feitas novas simulações. Os resultados apontaram a corrosão e o excesso de pressão como principais fatores de risco de ruptura, especialmente nas juntas soldadas e nas áreas mais finas do casco afetadas por elementos corrosivos. A análise concluiu que a corrosão interna é uma das principais causas de falhas nos vasos de pressão.

Palavras chaves: Vaso de pressão, Método dos elementos finitos, ASME.

SOUZA, Aécio; **SIMULATION OF THICKNESS LOSS DUE TO CORROSION IN A COMPRESSOR PRESSURE VESSEL**. 2024, XXp. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica); Unidade Acadêmica de Engenharia Mecânica; Centro de Ciência e Tecnologia, Universidade Federal de Campina Grande, PB, 2024.

## **ABSTRACT**

In this study, the analysis and simulation of pressure vessels were conducted using the design criteria established by the ASME standard and simulating thickness loss due to corrosion. The study involved the failure analysis of a Schulz brand pressure vessel, which was tested through finite element simulation under pressures of 12 and 19 bar. In the case with 12 bar pressure, the pressure vessel performed adequately, with no failures occurring. However, at 19 bar, there was an indication of a possible failure due to a safety coefficient below 1. The study also included an evaluation of deterioration by corrosion, where the vessel's thickness was reduced, and new simulations were conducted. The results identified corrosion and excessive pressure as the main risk factors for rupture, especially at the welded joints and the thinner areas of the hull affected by corrosive elements. The analysis concluded that internal corrosion is one of the main causes of failures in pressure vessels.

Keywords: Pressure Vessel, Finite element method, ASME.

## LISTA DE FIGURAS

|  |    |
|--|----|
| <b>Figura 01</b> – Exemplo de modelo de vaso de pressão.....                         | 14 |
| <b>Figura 02</b> – Geometrias mais comuns para vaso de pressão.....                  | 17 |
| <b>Figura 03</b> – Suporte para vasos horizontais.....                               | 18 |
| <b>Figura 04</b> – Exemplo de vaso horizontal com declividade. ....                  | 18 |
| <b>Figura 05</b> – Exemplo de Geometria de tampo elíptico.....                       | 19 |
| <b>Figura 06</b> – Tensões presentes dentro dos vasos.....                           | 23 |
| <b>Figura 07</b> – Aplicação do método dos elementos finitos.....                    | 24 |
| <b>Figura 08</b> – Exemplo de estrutura utilizando método dos elementos finitos..... | 24 |
| <b>Figura 09</b> – Representação dos tipos de malha.....                             | 25 |
| <b>Figura 10</b> – Vaso de pressão com dimensões físicas (BRAVO CSL 20/200).....     | 30 |
| <b>Figura 11</b> – Etiqueta do vaso de pressão.....                                  | 31 |
| <b>Figura 12</b> – Fluxograma.....   | 32 |
| <b>Figura 13</b> – Modelo CAD do vaso de pressão externamente.....                   | 35 |
| <b>Figura 14</b> – Modelo CAD do vaso de pressão vista interna.....                  | 35 |
| <b>Figura 15</b> – Parâmetros para geração da malha.....                             | 35 |
| <b>Figura 16</b> – Modelo CAD do vaso de pressão com a malha.....                    | 36 |
| <b>Figura 17</b> – Modelo CAD com a fixação.....                                     | 37 |
| <b>Figura 18</b> – Modelo CAD após a simulação para 12 bar.....                      | 38 |
| <b>Figura 19</b> – Modelo CAD após a simulação para 19 bar.....                      | 40 |



|   |    |
|---|----|
| <b>Figura 20</b> – Modelo CAD modificado com 2,9 mm após a simulação para 12 bar.....                               | 43 |
| <b>Figura 21</b> – Modelo CAD modificado com 2,9 mm após a simulação para 19 bar.....                               | 45 |
| <b>Figura 22</b> – Vista inferior da região de deformação com 2,9 mm de espessura simulado a 19 bar.....            | 46 |
| <b>Figura 23</b> – Vista inferior em detalhe da região de deformação com 2,9 mm de espessura simulado a 19 bar..... | 46 |
| <b>Figura 24</b> – Região de colapso após teste hidrostático.....   | 47 |

## LISTA DE TABELAS

|  |    |
|--|----|
| <b>Tabela 01</b> – Tensões admissíveis até a temperatura de 260°C.....   | 20 |
| <b>Tabela 02</b> – Coeficiente de eficiência de solda.....   | 20 |
| <b>Tabela 03</b> – Valores comerciais para espessura.....  | 21 |
| <b>Tabela 04</b> – Características técnicas fornecidas pela Schulz.....  | 30 |
| <b>Tabela 05</b> – Resultados da simulação do modelo com 12 bar de pressão interna.....                                    | 37 |
| <b>Tabela 06</b> – Resultados da simulação do modelo com 19 bar de pressão interna.....                                    | 39 |
| <b>Tabela 07</b> – Comparativo de espessuras para vaso de pressão.....   | 41 |
| <b>Tabela 08</b> – Comparativo de pressão máxima suportada.....  | 42 |
| <b>Tabela 09</b> – Resultados da simulação do modelo modificado com espessura de 2,9 mm com 12 bar de pressão interna..... | 42 |
| <b>Tabela 10</b> – Resultados da simulação do modelo modificado com espessura de 2,9 mm com 19 bar de pressão interna..... | 44 |

## LISTA DE SIGLAS

|             |   |
|-------------|---|
| <b>ASME</b> | <i>American Society of Mechanical Engineers</i> |
| <b>BPVC</b> | <i>Boiler and Pressure Vessel Code</i>          |
| <b>PMTA</b> | Pressão máxima de trabalho admissível           |
| <b>FEA</b>  | Simulação por elementos finitos                 |
| <b>CAD</b>  | <i>Computer-Aided Design and Drafting</i>       |

## SUMÁRIO

### CAPÍTULO I

|                                  |    |
|----------------------------------|----|
| 1.0 INTRODUÇÃO.....              | 14 |
| 1.1 Justificativas.....          | 15 |
| 1.2 Objetivo Geral.....          | 16 |
| 1.2.1 Objetivos Específicos..... | 16 |
| 1.3 Estrutura do Trabalho.....   | 16 |

### CAPÍTULO II

|   |    |
|---|----|
| 2.0 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....                    | 17 |
| 2.1 Vasos de Pressão.....                         | 17 |
| 2.1.1 Tipos de Vasos de Pressão. ....             | 17 |
| 2.1.2 Normas para Vasos de Pressão.....           | 19 |
| 2.1.2.1 Dimensionamento de vasos de pressão. .... | 19 |
| 2.1.2.2 Teste hidrostático. ....                  | 22 |
| 2.1.2.3 Tensões sofridas. ....                    | 22 |
| 2.1.2.4 Corrosão em vasos de pressão.....         | 23 |
| 2.2 Método dos Elementos Finitos. ....            | 24 |
| 2.2.1 Tipos de Malha.....                         | 25 |

### CAPÍTULO III

|   |    |
|---|----|
| 3.0 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....                        | 27 |
| 3.1 Dimensionamento e Falha de Vasos de Pressão. .... | 27 |

### CAPÍTULO IV

|                      |    |
|----------------------|----|
| 4.0 METODOLOGIA..... | 29 |
|----------------------|----|

### CAPÍTULO V

|  |    |
|--|----|
| 5.0 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....                               | 33 |
| 5.1 Dimensionamento do modelo Bravo CSL 20/200 pela Norma..... | 33 |
| 5.2 Modelo CAD do Vaso de Pressão.....                         | 34 |
| 5.3 Simulação do Modelo CAD.....                               | 37 |

|  |    |
|--|----|
| 5.3.1 Variação da simulação para situação de afinamento causado por<br>corrosão..... | 42 |
|--|----|

## CAPÍTULO VI

|                    |    |
|--------------------|----|
| 6.0 CONCLUSÃO..... | 48 |
| REFERÊNCIAS.....   | 49 |
| APÊNDICE A.....    | 52 |
| APÊNDICE B.....    | 53 |
| APÊNDICE C.....    | 54 |
| APÊNDICE D.....    | 55 |
| APÊNDICE E.....    | 56 |

## CAPÍTULO I

### 1.0 INTRODUÇÃO

A análise e simulação de vasos de pressão em altas pressões são áreas fundamentais da engenharia mecânica e de materiais, especialmente em setores como a indústria petroquímica e a fabricação de equipamentos para geração de energia (RAPARLA, 2012). Vasos de pressão são componentes essenciais em muitos processos industriais, projetados para conter substâncias sob pressões elevadas sempre com foco em segura e com pensamento em eficiência (FRYER,1998). Essa área de estudo envolve a aplicação de conhecimentos em mecânica dos sólidos, materiais e termodinâmica para garantir a integridade estrutural e funcionalidade desses vasos sob condições extremas de pressão e temperatura, pois ambos parâmetros estão diretamente ligados. Na Figura 01 é apresentação um modelo de vaso de pressão.

Figura 01 – Exemplo de modelo de vaso de pressão.



Fonte: Adaptado de Jecker (2014).

A análise e simulação de vasos de pressão tem por objetivo otimizar o design, melhorar a segurança operacional e garantir o cumprimento das normas e regulamentações técnicas. Uma das agências que regulamenta essa área é ASME (*American Society of Mechanical Engineers*).

A “*BPVC (Boiler and Pressure Vessel Code) Section VIII – Rules for Construction of Pressure Vessels*” é a norma da ASME que rege a construção dos vasos de pressão (ASME, 2023a; ASME, 2023b; ASME, 2023c). No caso do Brasil a norma utilizada é a NR-13 (NR-13, 2019). Dessa forma, considerando as normas e levando em conta fatores

como, a resistência dos materiais, a distribuição de tensões e a deformação, os engenheiros podem realizar simulações computacionais avançadas para prever o comportamento dos vasos de pressão em diferentes cenários operacionais. Essa simulação são cruciais para garantir a confiabilidade e durabilidade desses equipamentos, reduzindo os riscos de falhas.

Sendo assim, é proposto neste estudo a simulação e validação de vasos de pressão em alta pressão com base nos aspectos vigentes em norma para verificação de possíveis pontos de falha.

## **1.1 Justificativas**

Vasos de pressão são equipamentos amplamente utilizados em diversos setores industriais, como petroquímico, alimentício, e farmacêutico, para armazenar fluidos sob pressões superiores bem superiores à atmosférica. A falha em tais equipamentos pode resultar em severas consequências, como explosões, gerando riscos para operadores e danos materiais para as companhias. Sendo assim, é necessário ser feita a análise do comportamento do equipamento sob diferentes condições de operação. Para tal, as ferramentas de simulação existem são de grande valia.

A simulação de vasos de pressão através de softwares de engenharia, como o ANSYS, permite realizar a análise detalhada das tensões, deformações e diversos outros fatores de segurança sob condições controladas. Estudos como os de Afkar (2014), Bouhala (2024), Regassa (2022) e Xinran Xiao (2005) que exploram as aplicações de métodos numéricos no design de vasos de pressão, fornecem base para a aplicação de tais técnicas.

Além disso, levando em consideração que, a conformidade com as normas vigentes não apenas garante a segurança operacional, mas também otimiza o desempenho dos equipamentos (Brownell e Young, 2003).

O presente trabalho visa contribuir para o aumento da segurança e eficiência dos vasos de pressão através da simulação e análise de um caso específico. No estudo também é proposto a comparação dos resultados das simulações com os parâmetros definidos pelas normas vigentes, visando verificar a aderência dos vasos de pressão projetados às exigências normativas e sugerir melhorias, caso seja necessário.

## **1.2 Objetivo Geral**

O objetivo geral desse trabalho é analisar o dimensionamento de vasos de pressão para alta pressão, realizando simulações baseadas nas normas aplicáveis a um vaso comercialmente disponível que foi submetido a testes.

### **1.2.1 Objetivos Específicos**

São objetivos específicos deste trabalho:

- Estudar os parâmetros usados no dimensionamento do modelo;
- Simular o modelo Bravo csl 20/200 em ambiente computacional;
- Avaliar regiões de maior esforço em um vaso de pressão;
- Avaliar a conformidade do modelo com as normas vigentes;
- Simular o vaso de pressão com a espessura mais fina devido a corrosão interna.

## **1.3 Estrutura do Trabalho**

Este trabalho está estruturado em seis capítulos, descritos a seguir. No capítulo 2 é apresentada a fundamentação teórica sobre vasos de alta pressão e simulações computacionais para vasos de pressão. No capítulo 3 é apresentada a revisão bibliográfica. No capítulo 4 é apresentada a metodologia para desenvolvimento do trabalho. No capítulo 5 são apresentados os resultados e análises. No capítulo 6 são apresentadas as considerações finais e conclusão, seguidas pela lista de referências bibliográficas citadas nesse trabalho.



## CAPÍTULO II

### 2.0 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo são apresentados os conceitos fundamentais necessários para uma compreensão abrangente do presente trabalho. O capítulo está dividido em duas seções principais: a primeira aborda os vasos de pressão, enquanto a segunda se concentra em simulações computacionais utilizadas para a construção do modelo dos vasos de pressão.

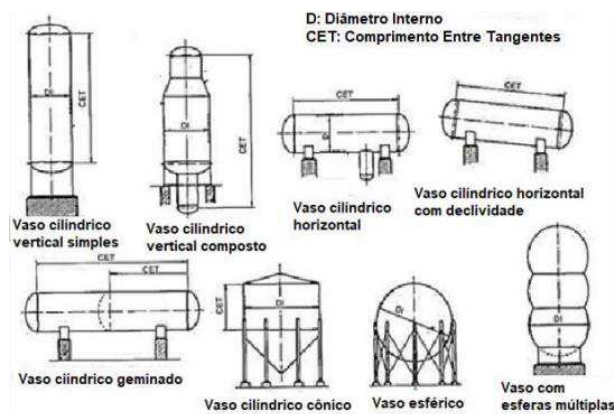
#### 2.1 Vasos de Pressão

O nome vaso de pressão (do inglês, *pressure vessel*) pode ser compreendido como de forma genérica todos os recipientes estanques, de diferentes tipos, formas, dimensões e finalidades, que são capazes de conter um fluido pressurizado (TELLES, 2007). Esses tipos de vasos são aplicados em diferentes ambientes e para diferentes finalidades. Dessa forma, há diferentes tipos de vasos de pressão.

##### 2.1.1 Tipos de Vasos de Pressão

Há diferentes vasos de pressão para cada tipo de aplicação. Dessa forma, na Figura 02 é apresentadas as geometrias mais comuns que existem em diversos ambientes como oficinas, indústrias, fábricas e hospitais.

Figura 02 – Geometrias mais comuns para vaso de pressão.



Fonte: Adaptado de Telles (2007).

Um dos tipos de vasos de pressão, apresentados na Figura 02, mais utilizados são os vasos horizontais. Dessa forma, Segundo Santini (2022) os vasos horizontais devem ser apoiados por meio de selas ou berços metálicos, conforme apresentado na Figura 03.

Figura 03 – Suporte para vasos horizontais.



Fonte: Adaptado de Santini (2022).

Normalmente são dois berços, soldados ao casco e junto aos tampos, que devem estender por pelo menos um terço da circunferência do casco, e se necessário o vaso pode ser reforçado por anéis de reforço, na região da suportação e em seções intermediárias.

Os berços devem ser situados simetricamente em relação ao meio do comprimento do vaso. A chapa calandrada de cada berço deve ser de mesmo material do casco e soldada ao vaso por um cordão de solda contínuo. Ocorre de vasos horizontais terem declividade, como exemplificado na Figura 04, para escoamento de fluidos acumulados provenientes da compressão de ar ambiente.

Figura 04 – Exemplo de vaso horizontal com declividade.



Fonte: Adaptado de Santini (2022).

As selas de um vaso horizontal devem ser posicionadas de forma a não obstruírem as soldas circunferenciais do vaso, permitindo a inspeção completa dessas soldas. Para a construção desses vasos de pressão existem normas vigentes que fazem a regulação.

## 2.1.2 Normas para Vasos de Pressão

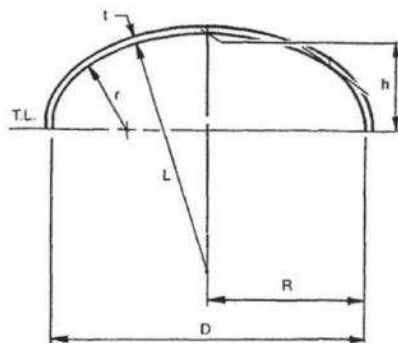
A construção e dimensionamento de vasos de pressão é regulamentado por normas técnicas que tem por objetivos garantir a segurança, a eficiência e a durabilidade desses equipamentos críticos. As normas mais reconhecidas pra dimensionamento é a ASME (BPVC), Seção VIII, que tem diretrizes detalhadas para o design, inspeção e teste de vasos de pressão (ASME, 2023a; ASME, 2023b; ASME, 2023c). No Brasil, temos a norma regulamentadora NR-13, que define procedimentos para instalação, inspeção, operação e manutenção de vasos de pressão, mas não consta a parte de dimensionamento (NR-13, 2019). Estas normas são complementadas por normas locais e especificações técnicas que podem variar conforme o país e a aplicação específica do vaso de pressão (KUMAR e GUPTA, 2012).

Dessa forma, de acordo com a ASME, os fatores a serem considerados no projeto de um vaso de pressão incluem: pressão interna ou externa de projeto; peso do vaso vazio e cheio, em condições normais ou de teste; cargas dinâmicas devido a variações de pressão, temperatura ou vibrações; cargas ambientais como vento, neve e sismos; impactos como choque térmico; gradientes de temperatura e expansão térmica; pressões anormais, como explosões; pressão de teste e carga estática coincidente. Com base nesses parâmetros é feito o dimensionamento dos vasos de pressão.

### 2.1.2.1 Dimensionamento de vasos de pressão

Na ASME Seção VIII é apresentado um guia de regras para a construção de um vaso de pressão, com diferentes adequações para os diferentes formatos. Um dos modelos mais utilizados para vasos de alta pressão é o vaso horizontal com tampo elíptico e com casco cilíndrico, como pode ser observado na Figura 05.

Figura 05 – Exemplo de Geometria de tampo elíptico.



Fonte: Adaptado de Moss (2004).

Com base na Figura 05 é possível calcular a espessura ( $t_{Tampo}$ ) do tampo para o vaso de pressão, a partir da equação 01,

$$t_{Tampo} = \frac{P \cdot D}{2 \cdot S \cdot E - 0,2P} + C, \quad (01)$$

no qual,  $P$  é pressão interna de projeto,  $D$  é o diâmetro interno do vaso de pressão,  $S$  é tensão admissível para o material, apresentada na Tabela 01,  $E$  é a eficiência de solda, de acordo com a Tabela 02 e  $C$  é sobre-espessura de corrosão.

Tabela 01 – Tensões admissíveis até a temperatura de 260°C.

| Classe de material | Formas de Apresentação | Especificação ASTM | -30 a 93 | 150   | 205   | 260   |
|--------------------|------------------------|--------------------|----------|-------|-------|-------|
| Aço carbono        | Chapas                 | A-285-C            | 108,0    | 108,0 | 108,0 | 106,0 |
| Aço carbono        | Tubos                  | A-53               | 80,6     | 80,6  | 80,6  | 80,1  |
| Aço carbono        | Tubos                  | A-179              | 92,3     | 92,3  | 92,3  | 91,8  |
| Aços de baixa liga | Forjados               | A-350-LF2          | 117,8    | 117,8 | 117,8 | 116,9 |
| Aços de baixa liga | Chapas                 | A-516-60           | 118,7    | 118,7 | 118,7 | 117,9 |
| Aços inoxidáveis   | Tubos                  | A-312-TP304        | 137,7    | 137,7 | 137,7 | 136,8 |
| Aços inoxidáveis   | Tubos                  | A-312-TP316        | 137,7    | 137,7 | 137,7 | 136,8 |
| Aços inoxidáveis   | Forjados               | A-182-F304         | 137,7    | 137,7 | 137,7 | 136,8 |
| Aços inoxidáveis   | Forjados               | A-182-F316         | 137,7    | 137,7 | 137,7 | 136,8 |
| Aço liga           | Chapas                 | A-387-11           | 137,7    | 137,7 | 137,7 | 136,8 |
| Aço liga           | Chapas                 | A-387-22           | 137,7    | 137,7 | 137,7 | 136,8 |
| Aço liga           | Forjados               | A-182-F11          | 137,7    | 137,7 | 137,7 | 136,8 |
| Aço liga           | Forjados               | A-182-F22          | 137,7    | 137,7 | 137,7 | 136,8 |
| Ferros fundidos    | Fundidos               | A-48               | 108,0    | 108,0 | 108,0 | 106,0 |
| Ferros fundidos    | Fundidos               | A-126              | 108,0    | 108,0 | 108,0 | 106,0 |

Fonte: Adaptado de ASME (2023a).

Tabela 02 – Coeficiente de eficiência de solda.

| Tipo de solda   | Limitações  | Radiografia Total | Radiografia Parcial | Não Radiografada |
|---|---|-------------------|---------------------|------------------|
| Solda de topo feita por ambos os lados                            | Nenhuma   | 1,00              | 0,85                | 0,70             |
| Solda de topo feita por apenas um lado, com mata-junta permanente | Nenhuma   | 0,90              | 0,80                | 0,65             |
| Solda de topo feita por apenas um lado, sem mata-junta            | Uso permitido somente para soldas circunferenciais, para espessuras inferiores a 15 mm e diâmetro do vaso inferior a 610 mm               | -                 | -                   | 0,60             |
| Solda sobreposta com filete duplo de altura total                 | Uso permitido para soldas longitudinais em espessuras inferiores a 10 mm, e para soldas circunferenciais em espessuras inferiores a 15 mm | -                 | -                   | 0,55             |

Fonte: Adaptado de ASME (2023a).

A partir da espessura calculada, o valor pode-se comparado com uma tabela comercial para adequação. Na Tabela 03 é apresentado um exemplo de tabela comercial.

Tabela 03 – Valores comerciais para espessura.

| Bitola MSG | Espessura (mm) | Peso Teórico (Kg/m <sup>2</sup> ) |
|------------|----------------|-----------------------------------|
| 16         | 1,50           | 12,00                             |
| 15         | 1,80           | 14,40                             |
| 14         | 2,00           | 16,00                             |
| 13         | 2,25           | 18,00                             |
| 12         | 2,65           | 20,80                             |
| 11         | 3,00           | 23,60                             |
| 10         | 3,35           | 26,30                             |
| 9          | 3,75           | 30,00                             |
| 8          | 4,25           | 34,00                             |
| 7          | 4,50           | 36,00                             |
| 3/16"      | 4,75           | 38,00                             |
| *          | 5,00           | 40,00                             |

Fonte: Kiferro (2024).

Com o valor comparado é possível ser feito o cálculo da pressão máxima de trabalho admissível ( $PMTA_{Tampo}$ ) para o tampo, por meio da equação 02,

$$PMTA_{Tampo} = \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot t_{Tampo}}{K \cdot D + 0,2t_{Tampo}}, \quad (02)$$

no qual,  $K$  é o fator de forma. Em seguida, é possível calcular a espessura para o casco ( $t_{Casco}$ ), por meio da equação 03,

$$t_{Casco} = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P} + C, \quad (03)$$

no qual,  $P$  é pressão interna de projeto,  $R$  é raio interno do vaso de pressão,  $S$  é tensão admissível para o material, apresentada na Tabela 01,  $E$  é a eficiência de solda, de acordo com a Tabela 02 e  $C$  é sobre-espessura de corrosão. A partir da espessura calculada, o valor pode-se comparado com uma tabela comercial para adequação, como apresentado

na Tabela 03. Com o valor comparado é possível ser feito o cálculo da pressão máxima de trabalho admissível para o casco ( $PMTA_{Casco}$ ), por meio da equação 04,

$$PMTA_{Casco} = \frac{S \cdot E \cdot t_{Casco}}{R + 0,6t_{Casco}}. \quad (04)$$

Com os valores calculados e feito o dimensionamento do vaso de pressão. Vale ainda lembrar que, em cada uma das normas há testes específicos necessários e exigidos, a serem seguidos, para garantir a confiabilidade dos sistemas.

### **2.1.2.2 Teste hidrostático**

O teste hidrostático é um procedimento não destrutivo exigido pela ASME, aplicado a vasos de pressão e outros equipamentos industriais pressurizados, como por exemplo, tanques e tubulações. Seu objetivo é verificar a presença de vazamentos ou rupturas. Durante o teste, os equipamentos são retirados de operação e submetidos a uma pressurização com um fluido incompressível até alcançar 1,3 vezes a pressão máxima de trabalho admissível (PMTA). Após manter essa pressão por meia hora, ela é reduzida em um terço para uma inspeção visual de vazamentos.

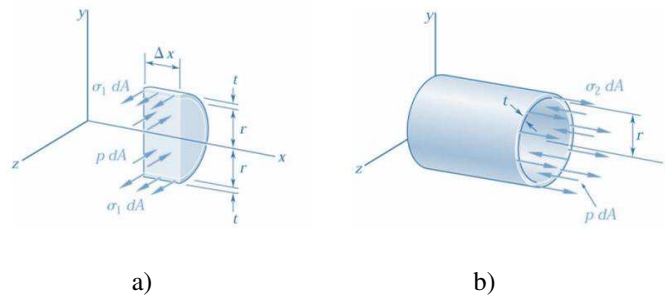
Os testes devem ser realizados periodicamente ou sempre que os equipamentos forem fabricados, reparados ou transportados. Antes de 2004, a norma da ASME determinava uma pressurização de 1,5 vezes a PMTA. Após revisão normativa, o valor foi ajustado para 1,3 vezes a PMTA. No entanto, para equipamentos projetados antes dessa mudança, como o vaso em análise, o teste ainda é realizado com a pressurização de 1,5 vezes a PMTA (HUPPES, 2009). Esses testes simulam as possíveis tensões sofridas dentro do vaso de pressão.

### **2.1.2.3 Tensões sofridas**

As tensões sofridas no interior de um vaso de pressão são complexas e críticas para a segurança e eficiência desses equipamentos. Em um vaso de pressão, as tensões resultam principalmente da pressão interna aplicada, que pode variar de acordo com o tipo de fluido armazenado e as condições operacionais. As tensões mecânicas incluem

tensões axiais e circunferenciais, conforme pode ser observado na Figura 06, que são analisadas através da teoria da elasticidade e cálculos de resistência dos materiais para assegurar que o vaso possa resistir às condições sem falhar (HUPPES, 2009).

Figura 06 – Tensões presentes dentro dos vasos, a) tensão circunferencial, b) tensão longitudinal.



Fonte: Adaptado de Huppess (2009).

Além disso, tensões térmicas podem surgir devido a gradientes de temperatura causados por processos de aquecimento ou resfriamento. Vale ainda ressaltar que a ASME tem diretrizes formuladas para a construção de vasos de pressão que devem ser seguidas para adequação do projeto.

Dessa forma, estudos de simulação por elementos finitos (FEA) oferecem percepções detalhadas sobre essas interações, permitindo aprimorar designs para melhorar a resistência e a eficácia dos vasos de pressão sob diversas condições de operação.

#### 2.1.2.4 Corrosão em Vasos de Pressão

A corrosão é um processo de deterioração material que ocorre devido a reações químicas ou eletroquímicas entre o material, geralmente metálico, e o ambiente. Essa deterioração pode resultar em perda de espessura, alterações químicas, e danos estruturais significativos, como trincas, que comprometem a segurança e eficácia do vaso de pressão (ADQ Consultoria, 2024).

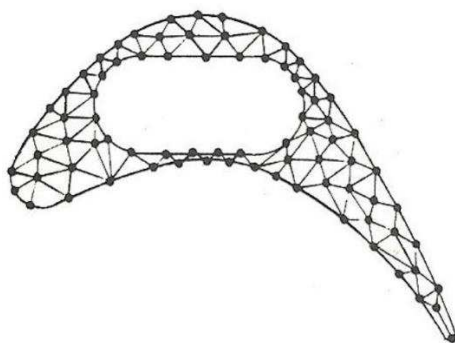
Como medida preventiva no momento do dimensionamento é utilizado a sobreespessura de corrosão (C), que é um acréscimo na espessura da parede do vaso para remediar a corrosão ao longo da vida útil prevista do equipamento. A sobreespessura é o produto da taxa de corrosão (comprimento/tempo) pelo tempo de vida útil prevista do equipamento (TELLES, 2007).

A análise da integridade estrutural de vasos de pressão que apresentam danos por corrosão é essencial para prevenir falhas e maximizar a vida útil desses equipamentos, isso pode ser feito utilizando normas vigentes, que servem de guia para avaliação da adequação ao serviço de equipamentos corroídos, visando manter a segurança operacional adequada (ALMEIDA, 2012).

## 2.2 Método dos Elementos Finitos

Um dos métodos numéricos mais utilizados para resolução de equações diferenciais é o método dos elementos finitos, muito utilizado em problemas de análise de estruturas e na mecânica de meios contínuos (SADIKU, 2012). O método se baseia na premissa que uma região pode ser representada pela união de um número finito de elementos discretos. Dessa forma como os elementos podem ser montados com várias formas distintas, a utilização desse método permite representações de geometrias complexas. Na Figura 07 é apresentado um exemplo da discretização de um objetivo irregular utilizando o método dos elementos finitos.

Figura 07 – Aplicação do método dos elementos finitos.

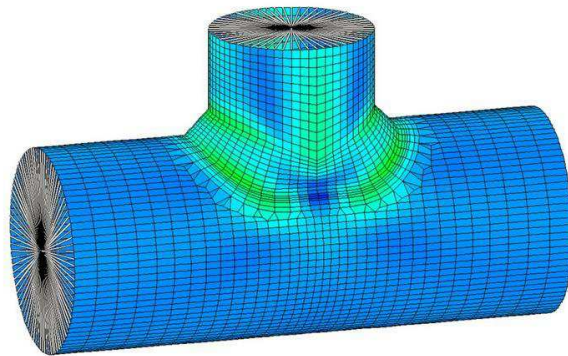


Fonte: Adaptado de Huebner (1975).

Os tipos de simulações empregados em vasos de pressão englobam técnicas diversas, adequadas aos materiais e às condições operacionais específicas. A Análise por Elementos Finitos é uma abordagem amplamente utilizada que permite aos engenheiros avaliar a integridade estrutural de vasos de pressão sob diferentes condições de carga, identificando regiões de alta tensão e potenciais falhas, como exemplificado na Figura 08.



Figura 08 – Exemplo de estrutura utilizando método dos elementos finitos.



Fonte: N.A tecnologia (2024).

Além disso, para vasos de pressão fabricados com materiais compósitos, os modelos de dano progressivo são cruciais, pois simulam falhas materiais como a delaminação sob condições reais, contribuindo significativamente para o design e a segurança destes sistemas. Estas técnicas são implementadas através de softwares especializados, como SolidWorks, Autodesk Inventor e ANSYS, proporcionando análises detalhadas e fundamentais para a segurança e eficiência dos vasos de pressão.

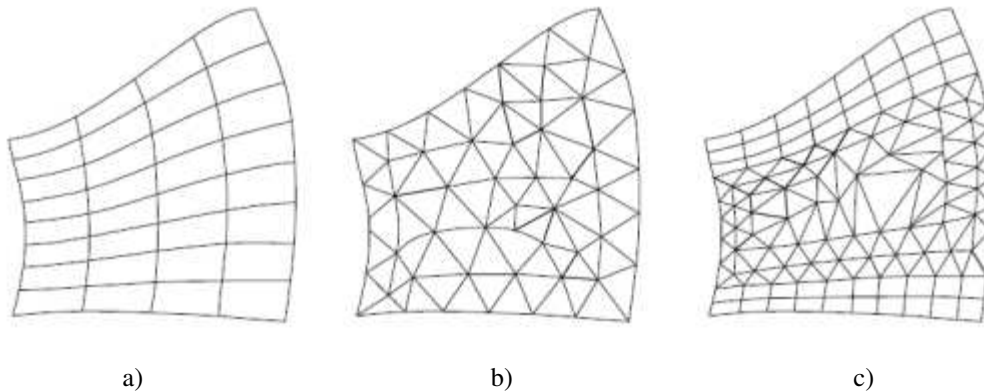
No dimensionamento do modelo é necessário escolher o tipo de malha adequado para a aplicação, pois há diferentes tipos de malha.

### **2.2.1 Tipos de Malha**

A precisão nesse tipo de solução depende do número de elementos e como estes estão distribuídos na malha. Entretanto, há a necessidade de balanceio entre precisão da solução através de refinamento da malha e o custo computacional. A qualidade da malha possui papel fundamental na qualidade da análise, sendo a geração da malha a etapa mais importante e que demanda mais tempo nas análises (SANTOS, 2010).

As malhas podem ser definidas como estruturadas, não-estruturadas e híbridas, conforme apresentado na Figura 09.

Figura 09 – Representação dos tipos de malha, a) estruturada, b) não-estruturada e c) híbrida.



Fonte: Adaptado de Santos (2010).

Com base na Figura 09 é possível observar há diferentes tipos de malha e cada uma tem suas especificidades com apresentado por Sousa (2012).

As malhas estruturadas podem ser definidas como malhas que apresentam uma clara lei de orientação dos elementos. Esses são quadriláteros e hexaédricos, para geometrias bidimensionais e tridimensionais, respectivamente. Malhas estruturadas oferecem vantagens sobre outros tipos de malha por apresentarem simples implementação e por requererem menor capacidade de armazenamento. A desvantagem desse tipo de malha é a falta de flexibilidade em se ajustar a geometrias complexas (SOUSA, 2012).

As malhas não-estruturadas, não apresentam uma clara lei de formação para seus elementos. Esses são triangulares e quadrangulares, para casos bidimensionais, e tetraédricos e hexaédricos, para casos tridimensionais. Uma vantagem é o seu fácil ajuste a geometrias complexas, devido à maior flexibilidade de forma que os seus elementos podem assumir. Porém, a demanda de capacidade de armazenamento é maior em comparação com uma malha similar estruturada (SOUSA, 2012).

Uma malha híbrida consiste na utilização das malhas estruturada e não estruturada simultaneamente, agregando os benefícios de ambos os tipos de malhas. Em locais onde haja maior necessidade de detalhamento se usa malha estruturada e onde o perfil analisado for de menor interesse usa-se não-estruturada. A desvantagem das malhas híbridas é a exigência de prática e experiência para gerar malhas em geometrias complexas (SOUSA, 2012). Considerando o exposto, no próximo capítulo é apresentada a revisão bibliográfica sobre os vasos de pressão.

## CAPÍTULO III

### 3.0 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentada a revisão bibliográfica que, no contexto deste trabalho, se concentra nas contribuições do estudo do dimensionamento e falha dos vasos de pressão.

#### 3.1 Dimensionamento e Falha de Vasos de Pressão

Os trabalhos de Nicola (2012) e Corrêa (2023) focam no projeto, dimensionamento e otimização de vasos de pressão. Já o trabalho de Huppés (2009) investiga as falhas de um dado vaso de pressão. Inicialmente serão apresentados os trabalhos com foco na construção dos vasos de pressão.

No trabalho desenvolvido por Nicola (2012) são abordados o projeto mecânico e a construção de um vaso de pressão destinado a operar com sulfeto de hidrogênio, com aplicabilidade potencial para diversos fluidos. Os autores propõem soluções baseadas no entendimento das normas aplicáveis, como a ASME Seção VIII, e incorporam práticas de fabricação e inspeção. O objetivo é assegurar que o vaso de pressão seja projetado para máxima segurança e eficiência, destacando práticas recomendadas para construção e inspeção em ambientes que lidam com substâncias altamente perigosas.

Em Corrêa (2023) foi desenvolvido um método de otimização numérica para o dimensionamento de vasos de pressão, focando na redução de custos e otimização do espaço de instalação. Utilizando o método de cálculo ASME VIII Div. I, é proposto no estudo um modelo que correlaciona variáveis e restrições para alcançar uma redução significativa de até 47% no custo de fabricação, considerando as limitações do mercado quanto à espessura das chapas. Este modelo numérico permite iterações entre dimensões e custos de fabricação, oferecendo uma solução econômica e eficaz que se ajusta às necessidades espaciais para o dimensionamento de vasos de pressão. Por fim, será apresentado o trabalho que tem como foco o estudo das falhas de vasos de pressão.

No trabalho desenvolvido por Huppés (2009) é feita a investigação das falhas de um vaso de pressão que rompeu durante um teste hidrostático, explorando as causas que levaram a ruptura do equipamento. Apesar de inicialmente não apresentar razões

aparentes para falhar, por meio da análise foi possível revelar que as principais causas da ruptura incluíam, a corrosão devido ao prolongado tempo de uso e as pressões operacionais excessivas. Utilizando uma metodologia de análise de falhas (com ensaio de ultrassom, ensaio de dureza), o trabalho detalha os resultados e discussões sobre o incidente, fornecendo percepções sobre como prevenir falhas semelhantes no futuro.

A revisão bibliográfica apresentada foi utilizada como base para o desenvolvimento da metodologia aplicados nesse trabalho. A metodologia é apresentada no Capítulo 4.

## CAPÍTULO IV

### 4.0 METODOLOGIA

Neste capítulo são descritas as etapas para o desenvolvimento que foram empregados para atingir os objetivos deste trabalho.

A Estratégia para desenvolvimento do projeto foi dividida da seguinte forma: Definição do problema; Dimensionamento seguindo a ASME; Criação do modelo CAD (do inglês, *Computer-Aided Design and Drafting*); Escolha do tipo de malha; Simulação do modelo; Comparação com o caso de teste e Avaliação do projeto e conformidade. Cada uma dessas etapas é explicada a seguir.

- **Definição do Problema:** Nesta etapa foi feita a identificação e definição dos requisitos de desempenho e das condições operacionais do vaso de pressão. Isso inclui determinar as pressões máximas, temperaturas, e as substâncias químicas envolvidas, além de considerar o ambiente operacional e os riscos potenciais. Para esse trabalho foi considerado o modelo BRAVO CSL 20/200 de vaso de pressão, considerando as revisões feitas, tomando como base o trabalho Huppés (2009). Para a partir das informações fornecidas pelo fabricante ser possível ser feito o desenvolvimento do trabalho. Com a problemática formulada foi feito o dimensionamento do vaso de pressão.
- **Dimensionamento seguindo a ASME:** Nesta etapa o dimensionamento da espessura do vaso de pressão é realizado de acordo com as especificações da norma ASME, seguindo as equações 01 e 03 e as tabelas 01 e 02, apresentadas. Após o cálculo da espessura é feito o comparativo com valores comerciais, por meio da Tabela 03. O valor escolhido para a espessura é exatamente o próximo valor superior a ele. Em seguida, é feito o cálculo da pressão máxima de trabalho por meio das equações 02 e 03, sendo considerado os valores obtidos da espessura. Com esses valores foi passado para a próxima etapa, a criação do modelo CAD.
- **Criação do modelo CAD:** Para o desenho CAD foi utilizado as medidas externas fornecidas pelo fabricante, o valor de espessura calculado. Na Tabela 04 é apresentado os valores fornecidos pelo fabricante.

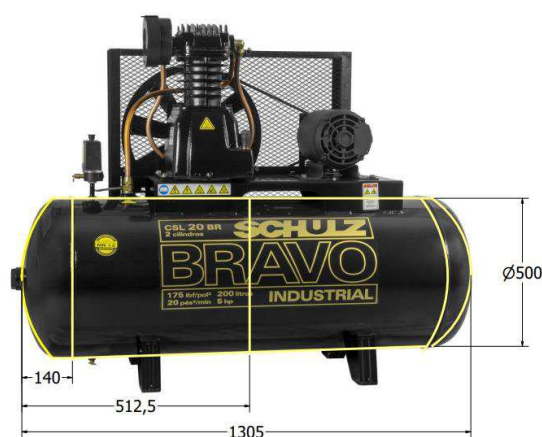
Tabela 04 – Características técnicas fornecidas pela Schulz.

| Característica                              | Valor                |
|---|----------------------|
| Potência do Motor                           | 5 hp / 3,7 kW        |
| Número de Polos                             | 2                    |
| Volume do Reservatório                      | 183 L                |
| Peso Líquido                                | 129,5 kg             |
| Peso Bruto                                  | 177 kg               |
| Dimensões (Largura x Altura x Profundidade) | 500 x 1020 x 1305 mm |

Fonte: Adaptado de Schulz (2024).

Na Figura 10 é ilustrado as dimensões no vaso de pressão BRAVO CSL 20/200.

Figura 10 – Vaso de pressão com dimensões físicas (BRAVO CSL 20/200).



Fonte: Adaptado de Schulz (2024).

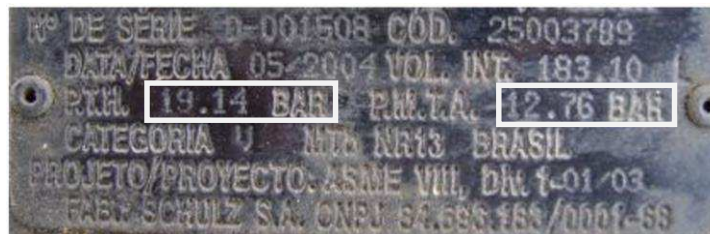
Com os valores foi feito o desenho do CAD utilizando o *software* Autodesk Inventor. Em seguida foi feita a escolha de malha.

- **Escolha do tipo de malha:** A seleção de malha para a simulação do vaso de pressão em estudo é uma etapa fundamental que influencia diretamente a precisão e eficiência dos resultados. O processo de seleção de malha geralmente envolve a consideração de diversos fatores como a geometria do vaso, os tipos de cargas a serem aplicadas e as características específicas do

material. Para o caso desse trabalho foi escolhido a malha não estruturada. Em seguida foi feita a simulação.

- **Simulação do modelo:** Depois que a malha foi definida são atribuídas algumas características ao modelo, são elas, tipo de fixação, o material da malha e o tipo de esforço. Para esse trabalho a fixação foi considerada não rotativa. O material utilizado foi um aço de alta resistência fornecida na biblioteca do Inventor, com as seguintes características, densidade de massa  $7,85 \text{ g/cm}^3$ , resistência à escoamento 275,80 Mpa e resistência máxima a tração de 448,00 Mpa, sendo este o que mais se aproximava do aço SA-414 Gr D, presente no trabalho do HUPPES (2009), o qual tem tensão de escoamento de 240 Mpa, podendo chegar até valores de 310 Mpa, gerando assim uma média de 275 Mpa. Já para o tipo de esforço um tipo de esforço distribuído (pressão) internamente, considerando os valores contido da etiqueta do vaso em estudo (12 e 19 bar), como apresentado na Figura 11.

Figura 11 – Etiqueta do vaso de pressão.



Fonte: Adaptado de Huppess (2009).

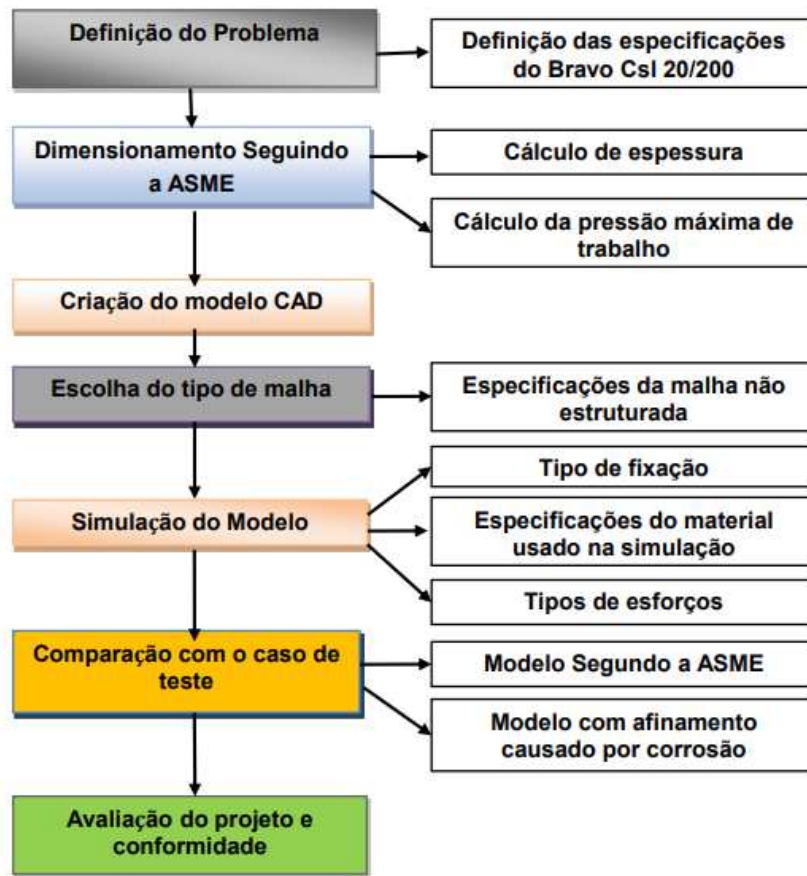
Após a simulação com o modelo com as pressões de 12 e 19 bar, foi feito uma alteração da espessura do vaso de pressão para avaliar o efeito de afinamento em consequência d corrosão, utilizando o valor de espessura de 2,9 mm do trabalho (HUPPES, 2009). Em seguida, o modelo foi simulado novamente para a pressão interna de 12 e 19 bar.

- **Avaliação do Projeto e Conformidades:** Após a realização das simulações, os resultados são comparados com os critérios de design e as especificações de projeto. Por fim, essa última etapa envolve a avaliação completa do projeto do vaso de pressão para garantir sua conformidade com todas as normas e

regulamentos aplicáveis. Isso inclui revisões de design, verificações de conformidade com as normas ASME e outras certificações necessárias.

Com base nas informações detalhadas anteriormente, é apresentado um fluxograma que ilustra a metodologia adotada, conforme exibido na Figura 12.

Figura 12 – Fluxograma.



Fonte: Autoria própria.

A partir da metodologia aplicada foram obtidos os resultados e discussões, que são apresentados no próximo capítulo.



## CAPÍTULO V

### 5.0 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesse capítulo são apresentados e discutidos os resultados obtidos durante a pesquisa. Inicialmente são apresentados os resultados do dimensionamento. Em seguida, os resultados da criação do modelo CAD. Posteriormente são apresentados os resultados das simulações.

#### 5.1 Dimensionamento do modelo Bravo CSL 20/200 pela Norma

Utilizando a equação 01 foi feito o cálculo da espessura do tampo do vaso de pressão, como pode ser observado nas equações 05 e 06,

$$t_{Tampo} = \frac{12 \cdot 496}{2 \cdot 1337 \cdot 0,9 - 0,2 \cdot 12} + C, \quad (05)$$

$$t_{Tampo} = 2,48 + C \text{ mm}, \quad (06)$$

como recomendação o coeficiente  $C$  da equação deve ser considerado o tempo de vida útil do vaso de pressão e uma média usada convencionalmente é de 0,1 mm/ano, sendo assim considerando uma vida útil de 10 anos um  $C = 1$  mm. Sendo assim o valor de  $t_{Tampo}$  é apresentado na equação 07,

$$t_{Tampo} = 3,48 \text{ mm}. \quad (07)$$

A partir da espessura calculada do tampo, foi possível comparar os valores da tabela comercial (Tabela 03). Dessa forma, o valor da espessura do tampo foi 3,75 mm. Com isso podemos calcular a pressão máxima de trabalho admissível do tampo, pela equação 02. Os resultados são apresentados nas equações 08 e 09,

$$PMTA_{Tampo} = \frac{2 \cdot 1337 \cdot 0,9 \cdot 3,75}{0,997 \cdot 496 + 0,2 \cdot 3,75}, \quad (08)$$

$$PMTA_{Tampo} = 18,22 \text{ bar}, \quad (09)$$

comparando esse valor e a pressão de operação do vaso, obtemos o valor do coeficiente de segurança de 1,518 ( $18,22 \text{ bar}/12 \text{ bar}$ ). Em seguida, foi calculado a espessura do casco por meio da equação 03, gerando os resultados das equações 10 e 11,

$$t_{casco} = \frac{12 \cdot 250}{1337 \cdot 0,9 - 0,6 \cdot 12} + 1, \quad (10)$$

$$t_{casco} = 3,51 \text{ mm}. \quad (11)$$

A partir da espessura calculada do tampo, foi possível comparar os valores da tabela comercial (Tabela 03). Dessa forma, o valor da espessura do tampo foi 3,75 mm. Com isso podemos calcular a pressão máxima de trabalho admissível do tampo, pela equação 04. Os resultados são apresentados nas equações 12 e 13,

$$PMTA_{Casco} = \frac{1377 \cdot 0,9 \cdot 3,75}{250 + 0,6 \cdot 3,75}, \quad (12)$$

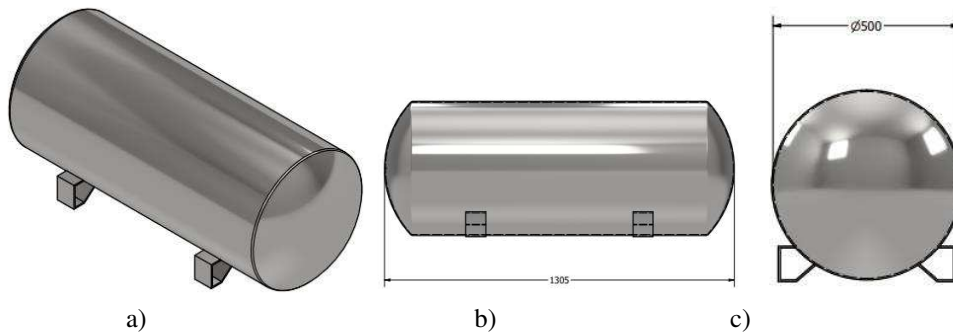
$$PMTA_{Casco} = 18,42 \text{ bar}, \quad (13)$$

comparando esse valor e a pressão de operação do vaso, obtemos o valor do coeficiente de segurança de 1,535 ( $18,22 \text{ bar}/12 \text{ bar}$ ). Em seguida, são apresentados os resultados para o modelo CAD criado.

## 5.2 Modelo CAD do Vaso de Pressão

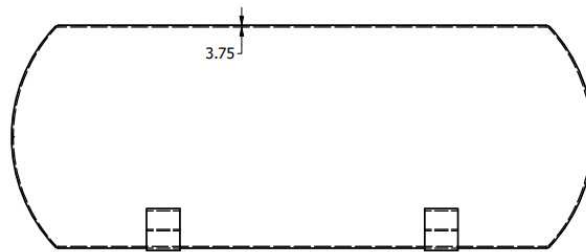
Nas Figuras 13 e 14 são apresentadas as vistas externas e internas, respectivamente, do modelo CAD desenvolvido no Autodesk Inventor (Apêndice A, B, C e D).

Figura 13 – Modelo CAD do vaso de pressão externamente, a) vista isométrica, b) vista frontal e c) vista lateral.



Fonte: Autoria própria.

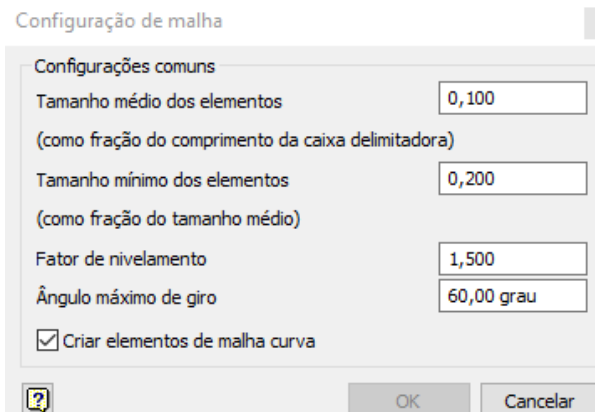
Figura 14 – Modelo CAD do vaso de pressão vista interna.



Fonte: Autoria própria.

Com base nas Figuras 13 e 14 foi gerada as especificações da malha que foi utilizada. Para a geração da malha do tipo não - estruturada, foram utilizados os parâmetros apresentados na Figura 15.

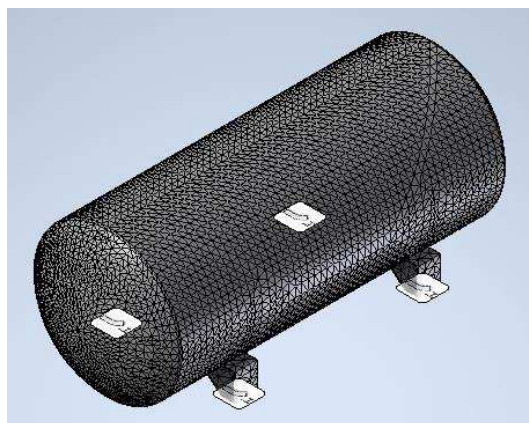
Figura 15 – Parâmetros para geração da malha.



Fonte: Autoria própria.

Com esses parâmetros apresentados na Figura 15, foi possível gerar a malha apresentada na Figura 16.

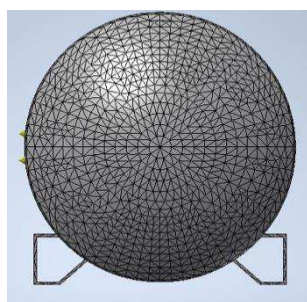
Figura 16 – Modelo CAD do vaso de pressão com a malha, a) vista isométrica, b) vista frontal e c) vista lateral.



a)



b)



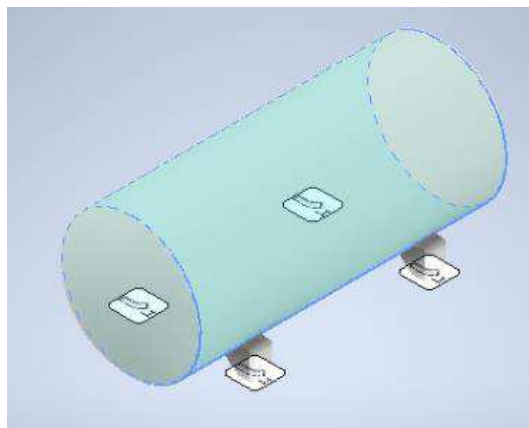
c)

Fonte: Autoria própria.

Com a malha pronta foi adicionada a fixação no modelo. Na fixação foi considerada o plano inferior dos pés de fixação do vaso de pressão, sendo estes soldados

diretamente na estrutura. Como se pode ser observado na Figura 17, essa fixação foi feita em quatro pontos.

Figura 17 – Modelo CAD com a fixação.



Fonte: Autoria própria.

Com o modelo feito e fixado são obtidos os resultados da simulação do vaso de pressão.

### 5.3 Simulação do Modelo CAD

Na Tabela 05 são apresentados os resultados do modelo simulado do vaso de pressão com 12 bar de pressão internos.

Tabela 05 – Resultados da simulação do modelo com 12 bar de pressão interna.

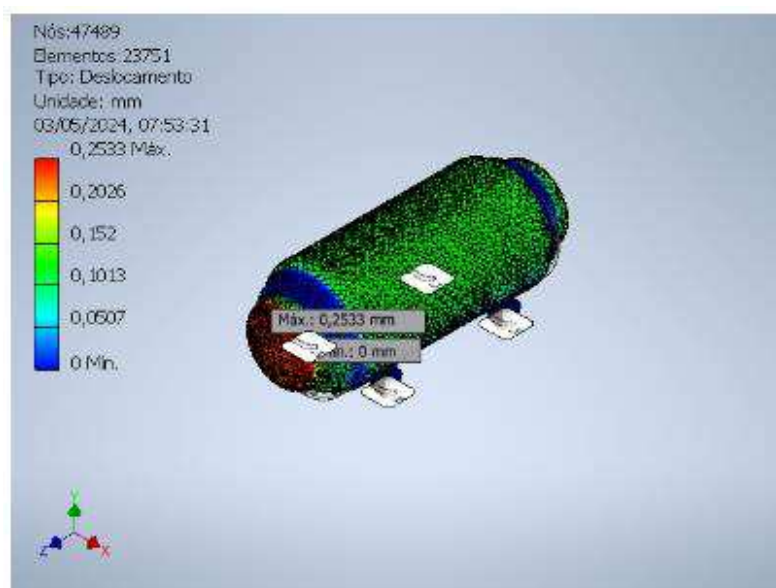
| Nome                      | Mínima                  | Máxima      |
|---------------------------|-------------------------|-------------|
| Volume                    | 9290130 mm <sup>3</sup> | -           |
| Massa                     | 72,9275 kg              | -           |
| Tensão de Von Mises       | 0,0763223 MPa           | 171,625 MPa |
| Primeira tensão principal | -37,8804 MPa            | 160,206 MPa |
| Terceira tensão principal | -86,9573 MPa            | 54,0329 MPa |
| Deslocamento              | 0 mm                    | 0,253312 mm |
| Fator de segurança        | 1,60699 s_m             | 15 s_m      |
| Tensão XX                 | -81,7055 MPa            | 99,0745 MPa |
| Tensão XY                 | -59,8868 MPa            | 58,7398 MPa |
| Tensão XZ                 | -64,533 MPa             | 67,6826 MPa |
| Tensão YY                 | -82,8733 MPa            | 109,17 MPa  |

|                               |                    |                 |
|-------------------------------|--------------------|-----------------|
| Tensão YZ                     | -77,8054 MPa       | 72,7595 MPa     |
| Tensão ZZ                     | -40,2701 MPa       | 91,7222 MPa     |
| Deslocamento X                | -0,103849 mm       | 0,102279 mm     |
| Deslocamento Y                | -0,0610801 mm      | 0,169544 mm     |
| Deslocamento Z                | -0,226759 mm       | 0,230427 mm     |
| Deformação equivalente        | 0,000000331183 s_m | 0,000748814 s_m |
| Primeira deformação principal | -0,0000222519 s_m  | 0,000831506 s_m |
| Terceira deformação principal | -0,00036189 s_m    | 0,000116049 s_m |
| Deformação XX                 | -0,000354567 s_m   | 0,00049873 s_m  |
| Deformação XY                 | -0,000385371 s_m   | 0,00037799 s_m  |
| Deformação XZ                 | -0,00041527 s_m    | 0,000435537 s_m |
| Deformação YY                 | -0,000352035 s_m   | 0,000495657 s_m |
| Deformação YZ                 | -0,000500678 s_m   | 0,000468207 s_m |
| Deformação ZZ                 | -0,000175481 s_m   | 0,000299383 s_m |

Fonte: Autoria própria.

Foi possível observar que na pressão média de trabalho do vaso se comportou de modo satisfatório, dentro dos valores esperados. A tensão de Von Mises 171,625 MPa seguiu abaixo da tensão escoamento do material, que é de 270 Mpa. Além disso, há uma variação de deslocamento pequena, cerca de 0,25 mm, como pode ser observado na Figura 18, dentro do aceitável previsto em norma.

Figura 18 – Modelo CAD após a simulação para 12 bar.



Fonte: Autoria própria.

Foi possível observar pela análise da Figura 17 que o deslocamento da figura foi de aproximadamente 0,25 mm. Em seguida, foi feita a simulação alterando a pressão interna para 19 bar. Os resultados da simulação podem ser observados na Tabela 06.

Tabela 06 – Resultados da simulação do modelo com 19 bar de pressão interna.

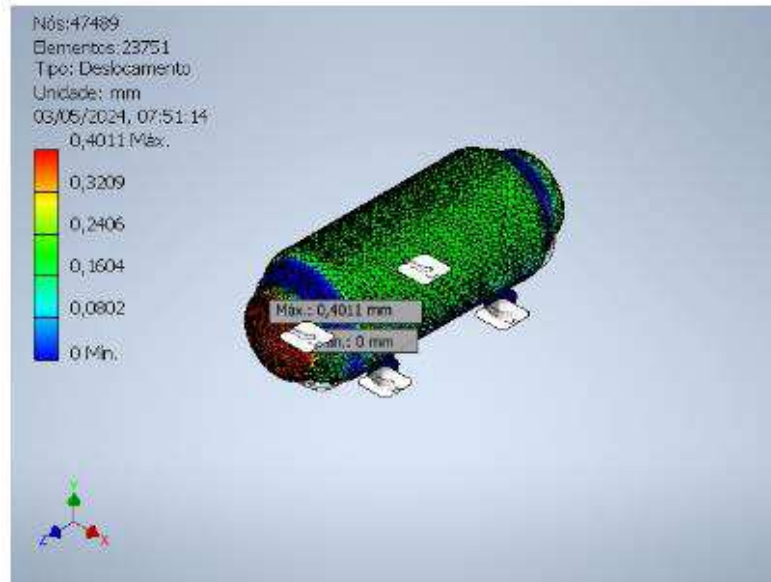
| Nome                          | Mínima                  | Máxima           |
|-------------------------------|-------------------------|------------------|
| Volume                        | 9290130 mm <sup>3</sup> | -                |
| Massa                         | 72,9275 kg              | -                |
| Tensão de Von Mises           | 0,13463 MPa             | 271,739 MPa      |
| Primeira tensão principal     | -59,8593 MPa            | 253,684 MPa      |
| Terceira tensão principal     | -137,662 MPa            | 85,5499 MPa      |
| Deslocamento                  | 0 mm                    | 0,401074 mm      |
| Fator de segurança            | 1,01494 s_m             | 15 s_m           |
| Tensão XX                     | -129,383 MPa            | 156,916 MPa      |
| Tensão XY                     | -94,7792 MPa            | 93,0097 MPa      |
| Tensão XZ                     | -102,177 MPa            | 107,137 MPa      |
| Tensão YY                     | -131,151 MPa            | 172,908 MPa      |
| Tensão YZ                     | -123,184 MPa            | 115,215 MPa      |
| Tensão ZZ                     | -63,7724 MPa            | 145,188 MPa      |
| Deslocamento X                | -0,164432 mm            | 0,161947 mm      |
| Deslocamento Y                | -0,0967117 mm           | 0,268445 mm      |
| Deslocamento Z                | -0,359029 mm            | 0,364838 mm      |
| Deformação equivalente        | 0,000000585804 s_m      | 0,00118559 s_m   |
| Primeira deformação principal | -0,000035548 s_m        | 0,00131644 s_m   |
| Terceira deformação principal | -0,000573015 s_m        | 0,0000185696 s_m |
| Deformação XX                 | -0,00056144 s_m         | 0,000648742 s_m  |
| Deformação XY                 | -0,00069094 s_m         | 0,00059815 s_m   |
| Deformação XZ                 | -0,00067511 s_m         | 0,000689826 s_m  |
| Deformação YY                 | -0,000557303 s_m        | 0,00078501 s_m   |
| Deformação YZ                 | -0,00079269 s_m         | 0,000741409 s_m  |
| Deformação ZZ                 | -0,000277782 s_m        | 0,000474301 s_m  |

Fonte: Autoria própria.

No caso da simulação com 19 bar, resultados da Tabela 06, o comportamento já foi mais expressivo, demonstrando a proximidade com a rompimento/falha, pois a tensão de Von Mises (271,739 MPa) foi superior tensão escoamento do material, que é de 270

Mpa. Demonstrando ser o limite do projeto. Além disso, na simulação o deslocamento de 0,4 mm, como pode ser observado na Figura 19, que é quase o dobro da situação a 12 bar.

Figura 19 – Modelo CAD após a simulação para 19 bar.



Fonte: Autoria própria.

Em seguida, foi feita a avaliação dos resultados. Além de avaliar o deslocamento gerado pela pressão interna, também é possível calcular o coeficiente de segurança baseado no critério de falha de Von Mises, que é regido pela seguinte equação 14,

$$\text{coeficiente de segurança } (C.S) = \frac{\text{Tensão de escoamento do material}}{\text{Tensão equivalente de Von Mises calculada}}, \quad (14)$$

caso o coeficiente de segurança for inferior ou igual a 1 há a falha. Dessa forma, por meio da equação 14 é possível verificar se nos casos simulados haveria falha ou não, ou resultados, podem ser observados nas equações 15 e 16.

$$C.S (12 \text{ bar}) = \frac{270 \text{ Mpa}}{171,6 \text{ Mpa}} = 1,573, \quad (15)$$

$$C.S (19 \text{ bar}) = \frac{270 \text{ Mpa}}{271,7 \text{ Mpa}} = 0,994. \quad (16)$$

Dessa forma, fica perceptível, que os valores estão de acordo com o que foi calculado levando em conta as normas da ASME, pois o coeficiente em 12 bar está dentro



do aceitável para um bom funcionamento, visto que os resultados do cálculo indicaram uma espessura mínima de aproximadamente 2,5 mm sem considerar o coeficiente de corrosão, o que é satisfeito com as medidas feitas por Huppés (2009), a qual teve as espessuras das paredes do vaso variando de 2,9 e 3,2 mm, isso para as regiões sem corrosão. Já para a simulação de 19 bar há um indicativo de falha, visto que, anteriormente foi calculado a  $PMTA_{Tampo}$ , é esse valor foi de 18,22 bar, máximo valor de pressão suportado pelo equipamento, isso já considerando um acréscimo na espessura, pois a dimensão calculada tanto para o tampo, quanto para o casco já com o coeficiente de corrosão foi de aproximadamente 3,5 mm, mas comercialmente não encontramos essa medida, sendo a utilizado o valor de 3,75 mm. Na Tabela 07 ficam evidenciado as espessuras utilizadas para comparação.

Tabela 07 – Comparativo de espessuras para vaso de pressão

| Caso   | Espessura (mm)    |
|--|-------------------|
| Cálculo com a norma ASME sem coeficiente de corrosão     | $\cong 2,50$      |
| Cálculo com a norma ASME com coeficiente de corrosão     | $\cong 3,50$      |
| Huppés (2009) – Bravo Csl 20/200 – sem colapso           | $\cong 2,9 - 3,2$ |
| Sobremedida por conta da espessura das chapas comerciais | 3,75              |

Fonte: Aatoria própria.

Sendo assim, foi possível observar com os valores calculados e utilizados nas simulações estão conformes, pois para o caso de pressão interna igual a 12 bar (pressão máxima de operação segundo fabricante), não haveria falhas, pois o fator de segurança é superior a 1 e espessura está dentro do esperado. Dessa forma, o equipamento suportaria essa pressão. Já no caso com 19 bar, muito possivelmente ocorreria uma falha pois o fator de segurança é inferior a 1, e nessa pressão já supera o valor de PMTA, calculado com 3,75 mm, medida superior a que temos no modelo de Huppés (2009), pois nesse último caso o vaso já se encontrava em uso a alguns anos. Além disso, é possível notar uma convergência de valores quando consideramos a pressão de teste hidrostático presente na figura 11 e a PMTA calculada, com uma divergência em aproximadamente 4,80%. Essas informações ficam evidentes na Tabela 08, onde temos as pressões máximas em cada caso que utilizamos para comparação.

Tabela 08 – Comparativo de pressão máxima suportada

| Situação                         | Pressão Máxima Suportada (bar) | Divergência |
|----------------------------------|--------------------------------|-------------|
| Bravo CSL -20/200                | 19,14                          | -           |
| Exemplo de caso de Huppés (2009) | 19,1                           | 0,20%       |
| Analítico com base na ASME       | 18,22                          | 4,80%       |
| Simulação com Autodesk Inventor  | ≈19                            | 0,73%       |

Fonte: Autoria própria.

Posteriormente, foi feita uma variação da simulação para análise do afinamento causado pela corrosão.

### 5.3.1 Variação da simulação para situação de afinamento causado por corrosão

Simulando novamente o vaso de pressão, mas agora considerando que a superfície inferior está mais fina (Apêndice E), com uma espessura de 2,9 mm (espessura mínima achada antes do colapso) e a pressão interna de 12 bar, os resultados podem ser observados na Tabela 09 e na Figura 20.

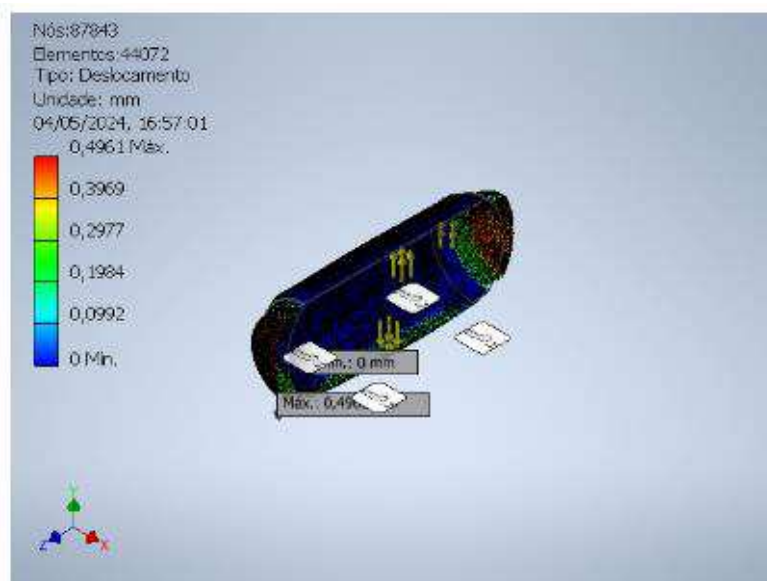
Tabela 09 – Resultados da simulação do modelo modificado com espessura de 2,9 mm com 12 bar de pressão interna.

| Nome                      | Mínima                  | Máxima      |
|---------------------------|-------------------------|-------------|
| Volume                    | 7584810 mm <sup>3</sup> | -           |
| Massa                     | 59,5408 kg              | -           |
| Tensão de Von Mises       | 0,130769 MPa            | 553,893 MPa |
| Primeira tensão principal | -62,5417 MPa            | 542,638 MPa |
| Terceira tensão principal | -388,74 MPa             | 51,8573 MPa |
| Deslocamento              | 0 mm                    | 0,496121 mm |
| Fator de segurança        | 0,497931 s_m            | 15 s_m      |
| Tensão XX                 | -318,219 MPa            | 245,463 MPa |
| Tensão XY                 | -160,519 MPa            | 154,489 MPa |
| Tensão XZ                 | -263,13 MPa             | 215,009 MPa |
| Tensão YY                 | -312,784 MPa            | 234,311 MPa |
| Tensão YZ                 | -249,983 MPa            | 223,473 MPa |
| Tensão ZZ                 | -233,343 MPa            | 401,418 MPa |
| Deslocamento X            | -0,244553 mm            | 0,25206 mm  |

|                               |                   |                  |
|-------------------------------|-------------------|------------------|
| Deslocamento Y                | -0,272673 mm      | 0,265441 mm      |
| Deslocamento Z                | -0,452746 mm      | 0,494326 mm      |
| Deformação equivalente        | 0,00000062119 s_m | 0,00243325 s_m   |
| Primeira deformação principal | 0,00000152751 s_m | 0,00274328 s_m   |
| Terceira deformação principal | -0,00049161 s_m   | 0,0000347079 s_m |
| Deformação XX                 | -0,00110164 s_m   | 0,00106677 s_m   |
| Deformação XY                 | -0,00103294 s_m   | 0,000994136 s_m  |
| Deformação XZ                 | -0,00169854 s_m   | 0,00119717 s_m   |
| Deformação YY                 | -0,00109257 s_m   | 0,000439815 s_m  |
| Deformação YZ                 | -0,00106864 s_m   | 0,00143805 s_m   |
| Deformação ZZ                 | 0,000736759 s_m   | 0,00188993 s_m   |

Fonte: Autoria própria.

Figura 20 – Modelo CAD modificado com 2,9 mm após a simulação para 12 bar.



Fonte: Autoria própria.

É possível observar a partir da Tabela 07 que o valor da tensão de Von Mises, no caso de 553,893 MPa, que o valor é maior que a tensão de escoamento (270 Mpa), o que iria ocasionar uma falha no equipamento. Na Figura 20 é possível observar que o

deslocamento aumento, sendo este agora de 0,4943 mm. Sendo assim, ocorre um esticamento da área o que pode levar a ruptura do equipamento.

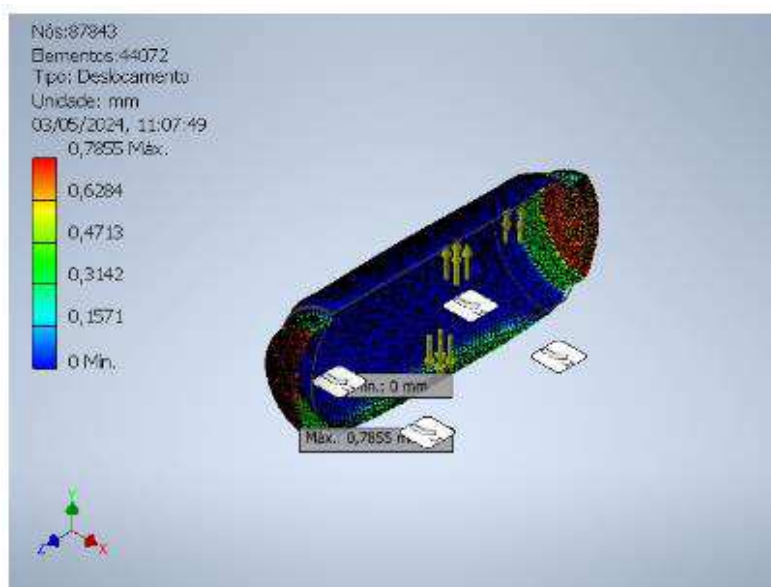
Calculando o coeficiente de segurança pela equação 14 o resultado de  $C.S$  foi igual a 0,49, valor esse que indicaria falha. Simulando novamente o vaso de pressão, a pressão interna de 12 bar foram obtidas a Tabela 10 e a Figura 21.

Tabela 10 – Resultados da simulação do modelo modificado com espessura de 2,9 mm com 19 bar de pressão interna.

| Nome                          | Mínima                  | Máxima           |
|-------------------------------|-------------------------|------------------|
| Volume                        | 7584810 mm <sup>3</sup> | -                |
| Massa                         | 549,508 kg              | -                |
| Tensão de Von Mises           | 0,213119 MPa            | 877,092 MPa      |
| Primeira tensão principal     | -99,0777 MPa            | 859,281 MPa      |
| Terceira tensão principal     | -615,612 MPa            | 82,1243 MPa      |
| Deslocamento                  | 0 mm                    | 0,785535 mm      |
| Fator de segurança            | 0,314448 s_m            | 15 s_m           |
| Tensão XX                     | -503,774 MPa            | 388,363 MPa      |
| Tensão XY                     | -254,334 MPa            | 244,546 MPa      |
| Tensão XZ                     | -416,108 MPa            | 340,446 MPa      |
| Tensão YY                     | -495,207 MPa            | 371,254 MPa      |
| Tensão YZ                     | -395,671 MPa            | 353,889 MPa      |
| Tensão ZZ                     | -369,491 MPa            | 635,757 MPa      |
| Deslocamento X                | -0,387201 mm            | 0,399104 mm      |
| Deslocamento Y                | -0,431745 mm            | 0,428022 mm      |
| Deslocamento Z                | -0,718656 mm            | 0,782692 mm      |
| Deformação equivalente        | 0,000000994428 s_m      | 0,00385307 s_m   |
| Primeira deformação principal | 0,00000245514 s_m       | 0,00434403 s_m   |
| Terceira deformação principal | -0,000239612 s_m        | 0,0000548977 s_m |
| Deformação XX                 | -0,00174406 s_m         | 0,00168888 s_m   |
| Deformação XY                 | -0,00163664 s_m         | 0,00157366 s_m   |
| Deformação XZ                 | -0,000627551 s_m        | 0,00059815 s_m   |
| Deformação YY                 | -0,00173965 s_m         | 0,00198768 s_m   |
| Deformação YZ                 | -0,00254614 s_m         | 0,00227928 s_m   |
| Deformação ZZ                 | 0,00116663 s_m          | 0,00299106 s_m   |

Fonte: Autoria própria.

Figura 21 – Modelo CAD modificado com 2,9 mm após a simulação para 19 bar.



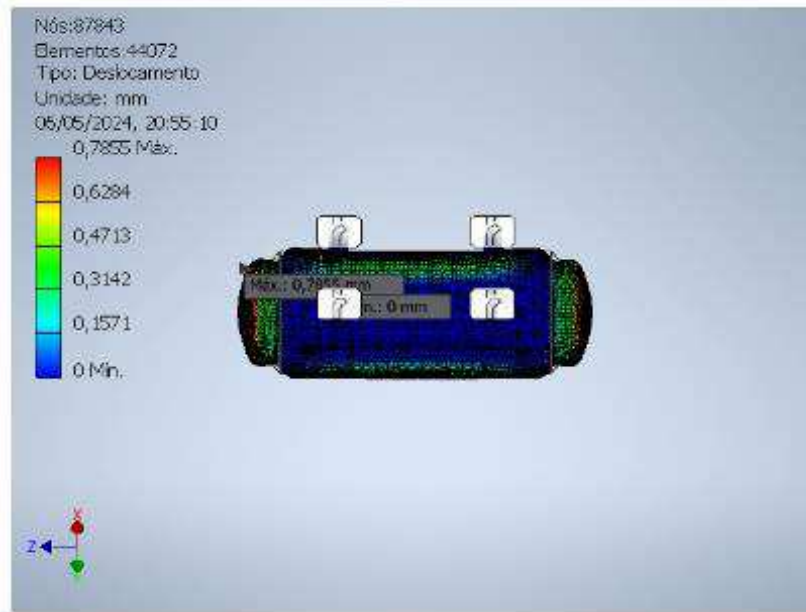
Fonte: Autoria própria.

É possível observar a partir da Tabela 09 que é alta a tensão de Von Mises, no caso no valor de 877,092 MPa, e fica claro a falha que ocorreria de modo catastrófico. Na Figura 20 é possível observar que o deslocamento aumentou de forma considerável, sendo este agora de 0,7855 mm, o que demonstra uma clara região de rompimento. Em seguida, foi calculado o coeficiente de segurança pela equação 14, é possível observar que o valor diminuiu, tendo um resultado de  $C.S$  igual a 0,31, o que indica uma falha catastrófica.

Sendo assim, foi possível observar que com a corrosão (deixa a espessura dos vasos mais finos), a uma maior propensão de ocorrer falhas visto que para os dois casos (12 e 19 bar) haveria a ruptura, podendo ocasionar sérios problemas. Dessa forma, a corrosão pode ser considerada um dos principais aspectos para falha de vasos de pressão. Além disso, a espessura após o colapso foi de 2,4 mm, medida essa inferior a mínima calculada pela Norma ASME .

Comparando esses resultados com o trabalho de Huppés (2009) é possível notar semelhança nos resultados, pois a região de maior deformação da simulação na situação de 19 bar, com espessura da parte inferior de 2,9 mm, é próxima do que ocorreu na prática, no qual, o rompimento ocorreu a 19,1 bar, com a mesma espessura da simulação. Isso fica demonstrado nas Figuras 22, 23 e 24. Na Figura 22 é apresentado a vista de região inferior do vaso de pressão, com os valores de deslocamento.

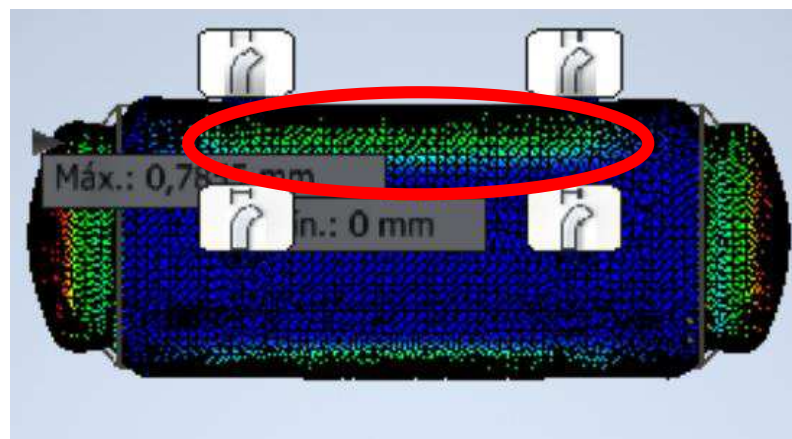
Figura 22 – Vista inferior da região de deformação com 2,9 mm de espessura simulado a 19 bar.



Fonte: Autoria própria.

Na Figura 23 temos em detalhe na simulação a região onde ocorreu maior deformação.

Figura 23 – Vista inferior em detalhe da região de deformação com 2,9 mm de espessura simulado a 19 bar.



Fonte: Autoria própria.

Na figura 24 está o resultado do colapso após o teste hidrostático, tendo um rompimento na parte inferior do vaso de pressão.

Figura 24 – Região de colapso após teste hidrostático.



Fonte: Adaptado de Huppel (2009).

## CAPÍTULO VI

### 6.0 CONCLUSÃO

Foi apresentado nesse trabalho a análise e simulação de vasos de pressão em diferentes situações. Durante o desenvolvimento deste estudo, foi proposto o dimensionamento de um vaso de pressão seguindo a norma da ASME e valores comerciais. Na análise de falhas, foi avaliado o design de um vaso de pressão modelo BRAVO CSL 20/200, que foi submetido a pressão interna de 12 e 19 bar.

Para 12 bar o equipamento funcionou da forma esperada, não havendo falhas. Já para o caso de 19 bar, haveria possivelmente a falha pois o coeficiente de segurança foi inferior a 1. Contudo, esse valor era esperado, pois pelas normas da ASME o valor máximo suportado pelo equipamento era de 18,22 bar, demonstrando uma variação de 4,80% entre o modelo analítico presente na norma e especificação do modelo do mercado (Bravo CSL 20/200). Além disso, também temos uma pequena variação entre a simulação e o modelo de mercado, sendo esta de 0,73%, demonstrando a convergência de resultados.

Em seguida, o equipamento foi simulado novamente considerando um afinamento devido a corrosão, de modo que a simulação demonstrou que a região de maior deformação foi a parte inferior, similar ao apresentado no trabalho de Huppés (2009).

A validação do projeto foi realizada com base na norma ASME Seção VIII Divisão 1 e com as simulações feitas no Autodesk Inventor.

Os principais fatores suspeitos de causar a ruptura foram a corrosão e o excesso de pressão, já que defeitos no material são incomuns e o design do vaso é amplamente utilizado em várias localidades sob condições similares, salve condições de manutenção que não foram demonstrados.

As simulações desempenharam um papel crucial para identificar as regiões de maior vulnerabilidade, especialmente nas juntas soldadas, e na última simulação que considerou a parede inferior do casco mais fina devido a corrosão causada por anos, devido a umidade, e com isso se mostraram consistentes com os dados calculados manualmente, sendo estes de espessura mínima e de pressão máxima de trabalho admissível. Após toda a análise, é possível concluir a corrosão interna do vaso é um das principais causas das falhas de vasos de pressão, causando uma fragilidade na região inferior, onde ocorreu o colapso.



## REFERÊNCIAS

ADQ Consultoria. Corrosão em vasos de pressão. Disponível em: <https://adqconsultoria.com/corrosao-em-vasos-de-pressao/>. Acesso em: 14/05/2024.

ALMEIDA, Jayann Ismar Lira. Análise numérica da integridade estrutural de vasos de pressão com corrosão usando a norma API 579. 2012.

AFKAR, Amir; CAMARI, Majid Nouri; PAYKANI, Amin. « Design and analysis of a spherical pressure vessel using finite element method ». World Journal of Modelling and Simulation, v. 10, n. 2, p. 126-135, 2014.

ASME. BPVC Section VIII - Rules for Construction of Pressure Vessels Division 1. 2023a. Disponível em: <https://www.asme.org/codes-standards/find-codes-standards/bpvc-viii-1-bpvc-section-viii-rules-construction-pressure-vessels-division-1/2023/print-book>. Acesso em: 25/04/2024.

ASME. BPVC Section VIII - Rules for Construction of Pressure Vessels Division 2 - Alternative Rules. 2023b. Disponível em: <https://www.asme.org/codes-standards/find-codes-standards/bpvc-viii-2-bpvc-section-viii-rules-construction-pressure-vessels-division-2-alternative-rules/2023/print-book>. Acesso em: 25/04/2024.

ASME. BPVC Section VIII - Rules for Construction of Pressure Vessels Division 3 - High Pressure Vessels. 2023c. Disponível em: <https://www.asme.org/codes-standards/find-codes-standards/bpvc-viii-3-bpvc-section-viii-rules-construction-pressure-vessels-division-3-alternative-rules-construction-high-pressure-vessels/2023/print-book>. Acesso em: 25/04/2024.

BOUHALA, Lyazid et al. « Design of Type-IV Composite Pressure Vessel Based on Comparative Analysis of Numerical Methods for Modeling Type-III » Vessels. Journal of Composites Science, v. 8, n. 2, p. 40, 2024.

BROWNELL, L.E., YOUNG, E.H., "Process Equipment Design", Wiley, 2003.

CORRÊA, Cauê Vítor Anschau. Dimensionamento de Vaso de Pressão Utilizando um Método Numérico de Otimização. 2023. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2023.

FANG, H., & WANG, D. (2022). Simulation Analysis of Delamination Damage for the Thick-Walled Composite-Overwrapped Pressure Vessels. *Materials*, 15(19), 6880.

FRYER, Donald M. et al. High pressure vessels. Springer US, 1998.

HUEBNER, K. H. Finite element analysis of fluid film lubrication- A survey. *Finite elements in fluids*, v. 2, p. 225-254, 1975.

HUPPES, Ricardo Müller. Análise de Falha em Um Vaso de Pressão. 2009. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

IECKER, Thyago Duarte. Análise de tensões em vasos de pressão através do método de elementos finitos. CEFET/RJ, 2014.

KIFERRO. Chapa Fina a Quente. Disponível em: <https://kiferro.com.br/produto/chapa-fina-a-quente/>. Acesso em: 19/04/2024.

KUMAR, A., & GUPTA, V. K. (2012). "Modern Pressure Vessels: Design and Practice". New Delhi: Prentice Hall.

MOSS, Dennis R. Pressure vessel design manual. Elsevier, 2004.

N.A TECNOLOGIA. Análise de flexibilidade integrada a análise por elementos finitos. Disponível em: <https://natecnologia.net/tag/analise-de-flexibilidade-integrada-a-analise-por-elementos-finitos/>. Acesso em: 16/04/2024.

NICOLA, Marcelo Dalvi; VIEIRA, Marcos Fernando Neto. Projeto Mecânico e Construção de Vaso de Pressão: Estudo de Caso Serviço com Sulfeto de Hidrogênio.

2012. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

NR 13 – Caldeiras, Vasos de Pressão, Tubulações e Tanques Metálico de Armazenamento, D.O.U, 2019.

RAPARLA, Siva Krishna; SESHIAH, T. Design and analysis of multilayer high pressure vessels. *International Journal of Engineering Research and Application*, v. 2, n. 1, p. 355-361, 2012.

REGASSA, Yohannes; GARI, Jema; LEMU, Hirpa G. « Composite overwrapped pressure vessel design optimization using numerical method ». *Journal of Composites Science*, v. 6, n. 8, p. 229, 2022.

SADIKU, M. N. O. *Elementos do Eletromagnetismo*. 5. ed. Porto Alegre: Bookman, 2012. 716 p.

SANTINI, Petroblog. Manual simplificado de projeto mecânico e de fabricação de Vasos de Pressão conforme Código ASME Sec VIII Div 1, 2022.

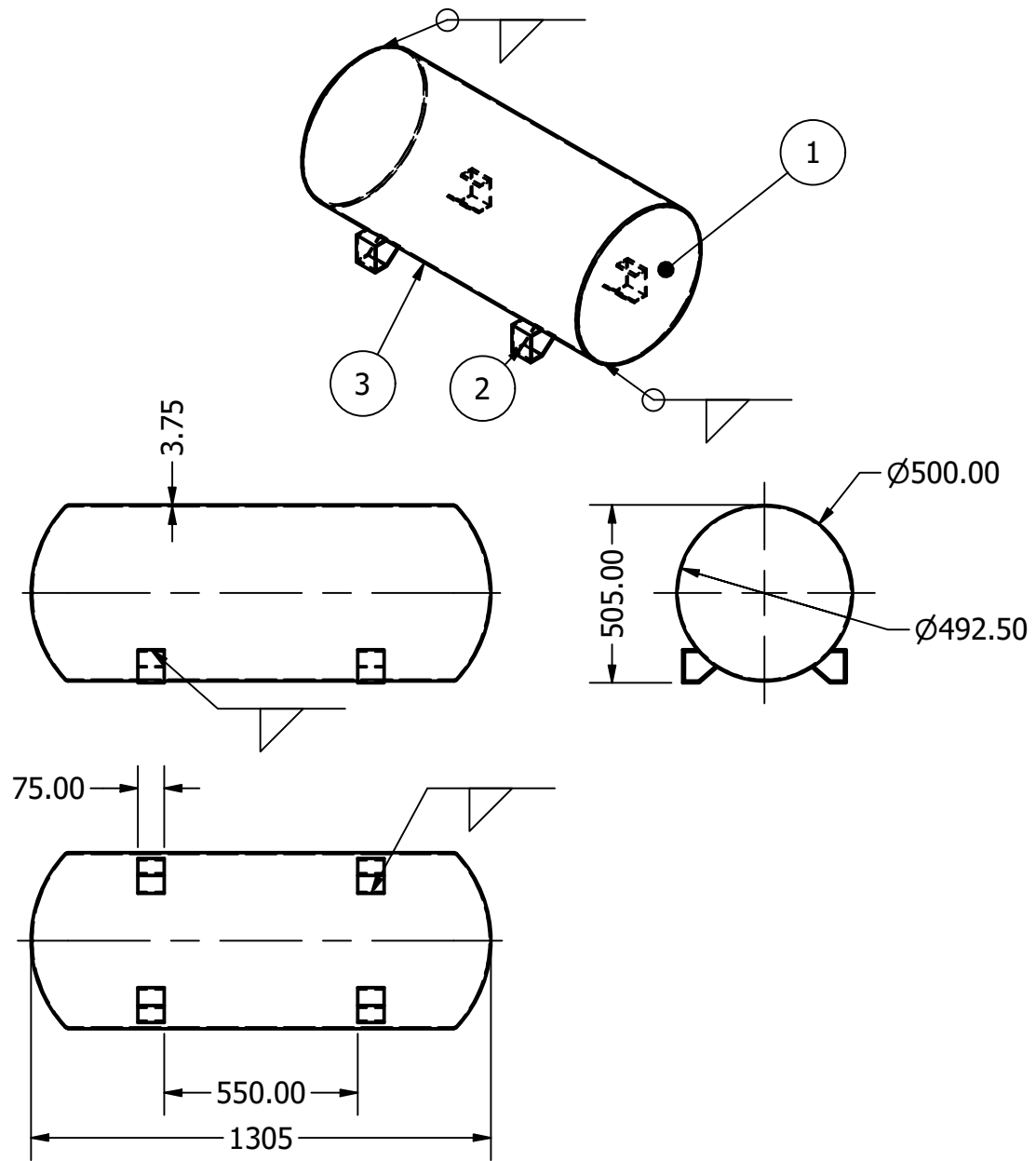
SCHULZ. Bravo CSL 20BR/200. Disponível em: Acesso em: 10/04/2024.

SOUSA, João Victor Nunes de. Concepção do casco de um veículo autônomo submarino via simulação computacional. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Unidade Acadêmica de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, 2012.

TELLES, SILVA. *Vasos de Pressão*, 2ª ed. Rio de Janeiro: TLC, 2007, p. 6-11.

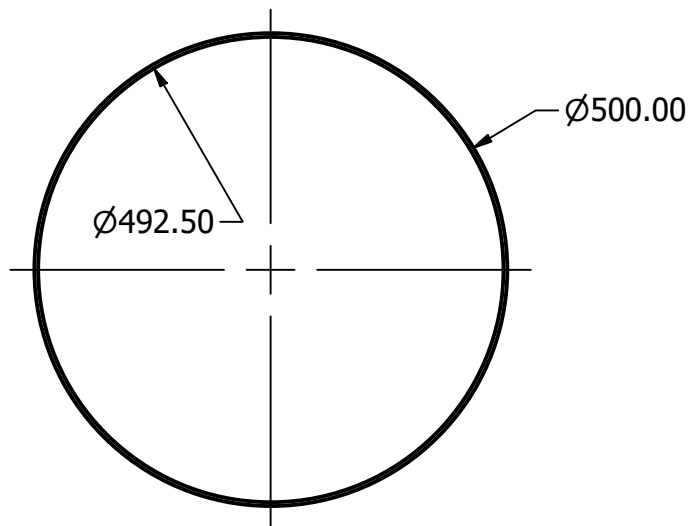
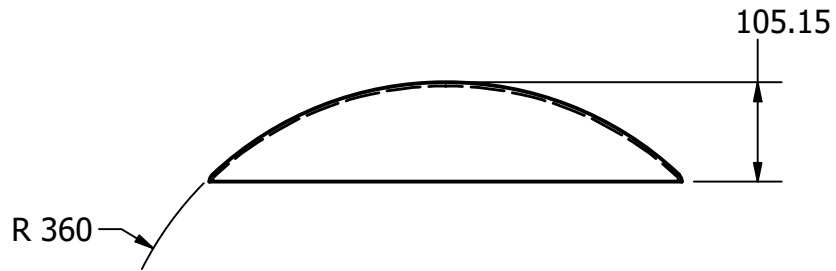
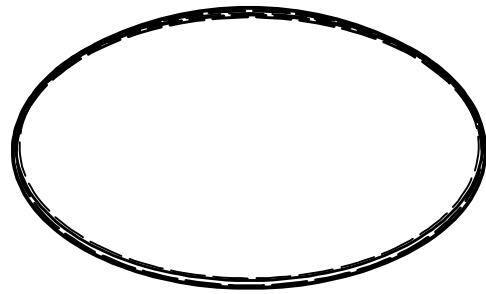
XINRAN XIAO, "The Use of Numerical Methods in Pressure Vessel Design", *Engenharia Mecânica*, 2005.

# Apêndice A



| Componentes              |   |
|--------------------------|---|
| 1 - Tampo                |   |
| 2 - Suporte              |   |
| 3 - Casco                |   |
| Autor: Aécio Silva Souza |   |
| Data:<br>14/05/2024      | Desenho com base no modelo<br>Bravo Csl 20/200 e Asme |
| Escala:<br>1:20          |   |

# Apêndice B



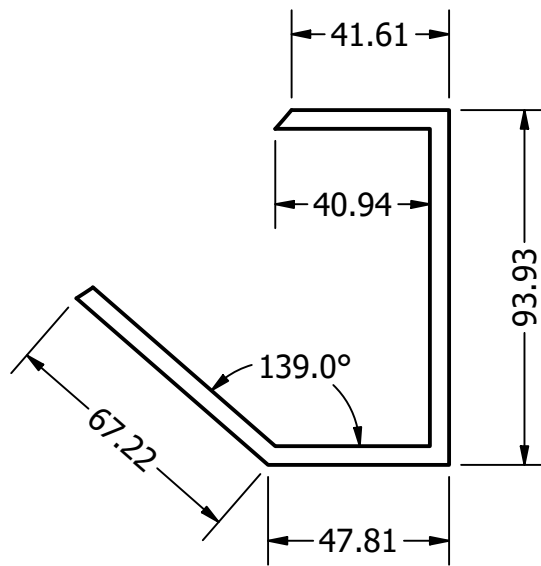
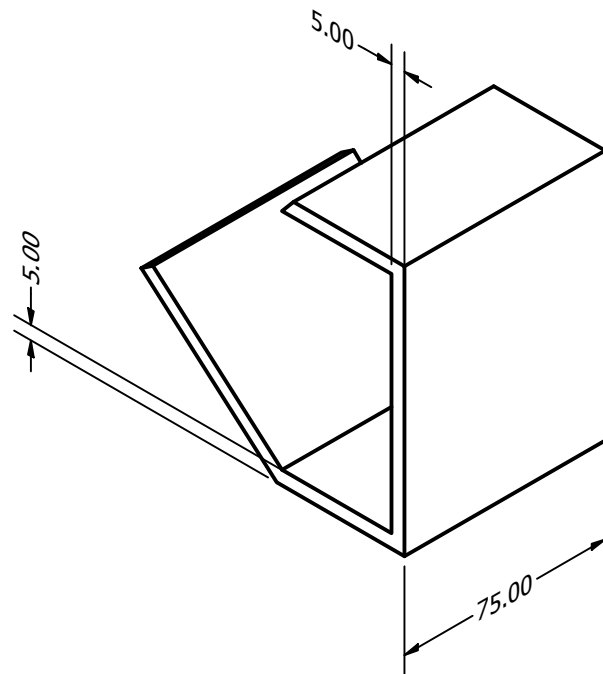
Autor: Aécio Silva Souza

Data:  
14/05/2024

Escala:  
1:8

Desenho do tampo do vaso de  
pressão

# Apêndice C



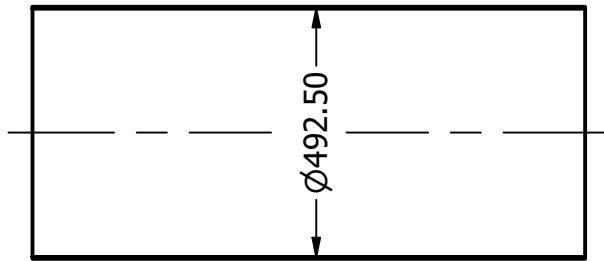
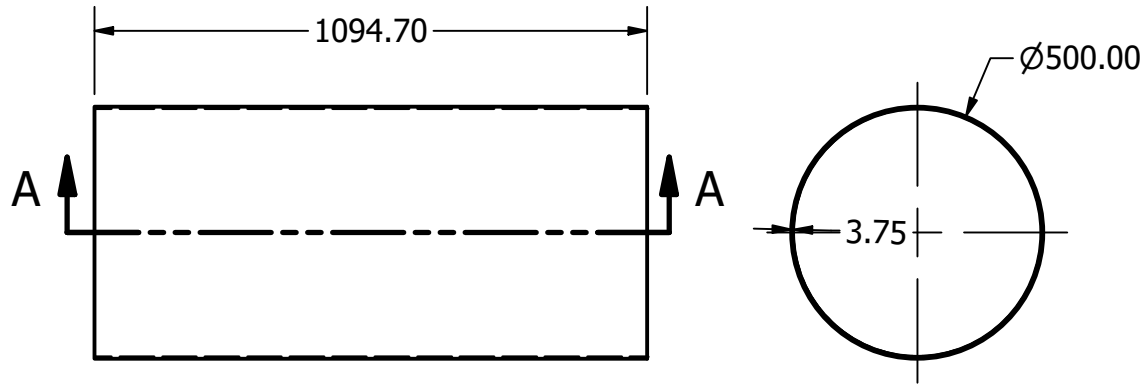
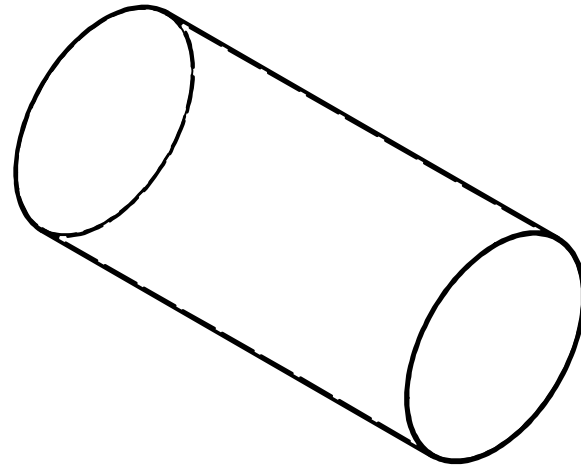
Autor: Aécio Silva Souza

Data:  
14/05/2024

Escala:  
1:2

Desenho do suporte do vaso de  
pressão

# Apêndice D



SEÇÃO A-A  
ESCALA 1 / 15

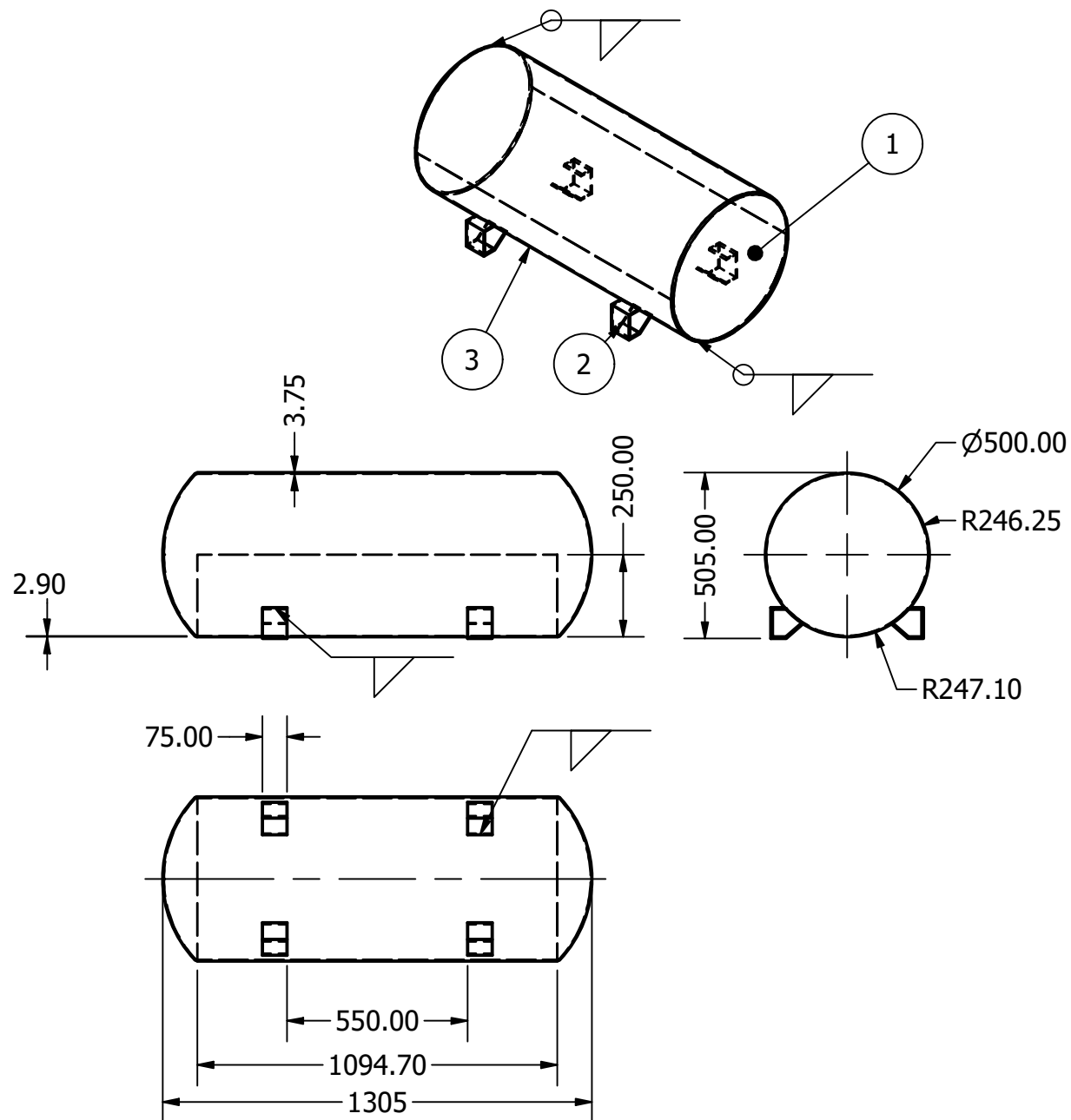
Autor: Aécio Silva Souza

Data:  
14/05/2024

Escala:  
1:15

Desenho do casco do vaso de  
pressão

# Apêndice E



| Componentes              |   |
|--------------------------|---|
| 1 - Tampo                |   |
| 2 - Suporte              |   |
| 3 - Casco                |   |
| Autor: Aécio Silva Souza |   |
| Data:<br>14/05/2024      | Desenho com perda de espessura na região inferior |
| Escala:<br>1:20          |   |