

**GUILHERME ABREU TOMAZINI**

**Diretrizes básicas para projetos de vasos de pressão segundo a ASME**

**Guaratinguetá**

**2015**

GUILHERME ABREU TOMAZINI

DIRETRIZES BÁSICAS PARA PROJETOS DE VASOS DE PRESSÃO SEGUNDO A  
ASME

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins

Guaratinguetá

2015

Tomazini, Guilherme Abreu  
T655d Diretrizes básicas para projetos de vasos de pressão segundo a ASME  
Trabalho / Guilherme Abreu Tomazini – Guaratinguetá : [s.n], 2014.  
43 f. : il.

Bibliografia : f. 43

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade  
Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2014.

Orientador: Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins

1. Vasos de pressão I. Título

CDU 621.643.2


**Guilherme Abreu Tomazini**

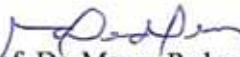
ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO  
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE  
“**GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA**”

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE  
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

  
Prof. Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins  
Coordenador

**BANCA EXAMINADORA:**

  
Prof. Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins  
Orientador/UNESP-FEG

  
Prof. Prof. Dr. Mauro Pedro Peres  
UNESP-FEG

  
Eng. Pedro Guimarães de Barros  
Membro Externo

**Fevereiro de 2015**

**DADOS CURRICULARES**

**GUILHERME ABREU TOMAZINI**

NASCIMENTO	13/04/1989 GUARATINGUETÁ - SP
FILIAÇÃO	JOSÉ ELIAS TOMAZINI MARIA DE LOURDES OLIVEIRA ABREU TOMAZINI
2009/2014	Curso de Graduação em Engenharia Mecânica, na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.

## **AGRADECIMENTOS**

Em primeiro lugar agradeço a Deus por ter me dado saúde e força para superar as dificuldades.

A esta universidade, seu corpo docente, direção e administração pela dedicação, presteza e principalmente pela vontade de ajudar.

Ao meu orientador pelo suporte no pouco tempo que lhe coube, pelas suas correções e incentivos.

Aos meus pais, pelo amor, incentivo e apoio incondicional.

E a todos que direta ou indiretamente fizeram parte da minha formação, o meu muito obrigado.

TOMAZINI, G. A. **Diretrizes básicas para projetos de vasos de pressão segundo a ASME**. 2014. 43 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2014.

## **RESUMO**

Neste trabalho foi feito o projeto de um vaso de pressão simples, utilizando o desenvolvimento analítico estudado em disciplinas de Mecânica dos Materiais, em seguida utilizando as normas exigidas pela ASME. Foi feito também uma simulação utilizando o software Simulation Mechanical da Autodesk para calcular as tensões principais em um vaso de pressão. Foi realizado a simulação em um vaso simples sem bocais, comparando com o cálculo analítico. Após isso, a simulação de um outro vaso de pressão fictício, adicionando três bocais para verificar a influência dos bocais nas tensões principais e comparando com os resultados analíticos. Após a simulação, observou-se que as tensões principais máximas, mínimas e intermediárias são maiores no vaso com bocais, no entanto, a uma pequena distância elas diminuem tornando-se próximas das tensões no vaso sem bocais. Os resultados analíticos calculados de acordo com as Normas ASME estão de acordo com os resultados simulados utilizando o método dos elementos finitos.

**PALAVRAS-CHAVE:** Vaso de Pressão. Tensões principais. Simulação.

TOMAZINI, G. A. **Basic guidelines for pressure vessels projects according to ASME.** 2014. 43 f. Graduate Word (Graduate Work in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2014.

### **ABSTRACT**

In this work it was made analysis of a simple pressure vessel, using the analytical development studied in Mechanics of Materials disciplines, and then using the standard required by ASME. Following the simulation was realized using Autodesk Mechanical Simulation software to calculate the principal stresses in a pressure vessel. The simulation was done in a single vessel without nozzles, compared with the analytic calculation. After that, the simulation of another fictitious pressure vessel was done by adding three nozzles to verify the influence of the nozzles in the principal stresses and compared with the analytical results. After the simulation, it was found that the principal are bigger in the pressure vessel with nozzles, but they decrease at a small distance from the nozzle becoming equal to the stresses in the vessel without nozzles. The analytical results calculated according to the ASME agree with simulated results.

**KEYWORDS:** Pressure Vessel. Principal Stress. Simulation.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Exemplo de um vaso de pressão.....	12
Figura 2 - Representação dos tipos de vasos de pressão existentes.....	13
Figura 3 - Vaso de pressão bi-apoiado.....	14
Figura 4 – Tela inicial do Software Simulation Mechanical .....	17
Figura 5 - Tensões circunferenciais e longitudinais num cilindro.....	22
Figura 6 - Ilustração dos tipos de tampos.....	23
Figura 7 – Ilustração de um Tampo Torisférico.....	25
Figura 8 - Ilustração da força causada pela retirada de material.....	25
Figura 9 - Representação do vaso de pressão utilizado sem bocais.....	28
Figura 10 - Vaso de pressão deformado.....	29
Figura 11 - Tensões principais máximas.....	30
Figura 12 - Tensões principais mínimas.....	31
Figura 13 - Tensões principais intermediárias.....	33
Figura 14 - Deformação do vaso de pressão.....	33
Figura 15 - Representação do vaso de pressão utilizado com bocais.....	35
Figura 16 - Vaso de pressão deformado.....	35
Figura 17 - Tensões Máximas principais.....	36
Figura 18 - Tensões Mínimas principais.....	37
Figura 19 - Tensões Intermediárias principais.....	38
Figura 20 - Deformação do vaso de pressão.....	39
Figura 21 - Gráfico da tensão máxima em função da distância do Bocal.....	40
Figura 22 - Gráfico da tensão intermediária em função da distância do Bocal.....	41
Figura 23 - Gráfico da tensão mínima em função da distância do Bocal.....	41

## LISTA DE TABELAS

TABELA 1 - Dados do vaso de pressão simulado.....	27
TABELA 1 - Dados dos bocais instalados no vaso de pressão.....	34
TABELA 3 - Comparação dos resultados obtidos com a simulação.....	39

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASME	-	American Society of Mechanical Engineers
MEF	-	Método dos elementos finitos
$\sigma_x$	-	Tensão Longitudinal
$\sigma_\theta$	-	Tensão circunferencial

## SÚMARIO

1	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	11
1.1	OBJETIVO.....	12
1.2	ESTRUTURAS DO TRABALHO .....	12
2	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	13
2.1	CÓDIGO ASME.....	15
2.1.1	<b>Critérios para escolha entre Divisão 1 e Divisão 2</b> .....	17
2.2	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS.....	18
2.3	“SOFTWARE” SIMULATION MECHANICAL.....	19
3	<b>METODOLOGIA</b> .....	20
3.1	INTRODUÇÃO.....	20
3.2	TENSÕES EM VASOS DE PRESSÃO.....	20
3.2.1	<b>Tensões Primárias</b> .....	21
3.2.2	<b>Tensões Secundárias</b> .....	21
3.2.2	<b>Tensões de Pico</b> .....	21
3.3	CASCOS.....	22
3.3.1	<b>Cascos Cilíndricos</b> .....	22
3.4	TAMPOS.....	23
3.5	BOCAIS.....	24
3.5.1	<b>Bocais de Visitas</b> .....	25
3.5.2	<b>Bocais de nível</b> .....	25
3.5.3	<b>Bocais de dreno</b> .....	25
3.6	FLANGES.....	26
3.7	SIMULAÇÃO NO SIMULATION MECHANICAL.....	26
4	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b> .....	27
4.1	RESULTADOS ANALÍTICOS DAS TENSÕES PRINCIPAIS.....	27
4.2	SIMULAÇÃO DO VASO DE PRESSÃO SEM BOCAIS.....	28
4.3	SIMULAÇÃO DO VASO DE PRESSÃO COM 3 BOCAIS.....	34
5	<b>CONCLUSÃO</b> .....	42
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	43

## 1 INTRODUÇÃO

Vasos de pressão são definidos como reservatórios para contenção de pressão tanto externa, como internamente. Essa pressão pode ser obtida de uma fonte externa, ou pela aplicação de calor fornecido por uma fonte direta ou indireta, ou por qualquer combinação entre essas fontes (TELLES, 2007).

Segundo Falcão (2008) vasos de pressão são equipamentos amplamente utilizados em indústrias de processo, refinarias de petróleo, petroquímicas, indústrias farmacêuticas e alimentícias. Esses equipamentos devem ser projetados de modo a evitar as principais falhas que estão diretamente relacionadas ao conteúdo da disciplina de resistência dos materiais, tais como;

- Deformação elástica excessiva, incluindo instabilidade elástica;
- Deformação plástica excessiva, incluindo instabilidade plástica;
- Altas tensões localizadas;
- Fluência a alta temperatura;
- Fratura frágil à baixa temperatura;
- Fadiga;
- Corrosão.

A grande maioria das indústrias trabalha em regime contínuo, dia e noite, durante muitos meses. Os equipamentos permanecem submetidos a um regime severo de operação, porque não há paradas diárias para manutenção e inspeção (TELLES, 2007).

Essas indústrias ficam sujeitas, muitas vezes, a condições de grande risco, devido ao manuseio de fluidos inflamáveis, tóxicos, explosivos, ou em elevadas pressões e temperaturas, condições para as quais, qualquer falha pode resultar em um acidente ou mesmo um desastre de grandes proporções (TELLES, 2007).

Devido a inúmeros acidentes ocorridos no século XX com vasos de pressões, foram criados grupos de trabalho que iniciaram a criar critérios para projetos de fabricação e inspeção para esse tipo de equipamento. Desta forma, surgiram os primeiros códigos de projeto. O primeiro código americano para vasos foi escrito pela ASME (American Society of Mechanical Engineers). Os códigos ASME têm como objetivo criar regras seguras para projetos e fabricação apresentando metodologia e critérios para dimensionamento, fabricação, realização de exames não destrutivos, além de materiais aplicáveis com respectivas tensões admissíveis. (FALCÃO, 2008)

Figura 1 - Exemplo de um vaso de pressão



Fonte: (<http://www.isolmarc.com.br/vaso-de-pressao>)

## 1.1 OBJETIVO

O trabalho tem como objetivo a aplicação dos métodos analisados em disciplinas de mecânica para verificação das tensões em vasos de pressão. Objetiva, também, a determinação das tensões em um vaso de pressão simples usando cálculo analítico, obedecendo às normas técnicas e, em seguida, a determinação das tensões utilizando um software de elementos finitos. Os resultados destas formas deverão ser comparados.

## 1.2 ESTRUTURAS DO TRABALHO

O trabalho é organizado da seguinte forma: no capítulo 1 é exposta uma introdução sobre o assunto, assim como os objetivos e estrutura do trabalho.

No capítulo 2 é exposta uma revisão bibliográfica visando caracterizar os tipos de vasos de pressão existentes e um resumo do histórico do código ASME. É feita, também, uma breve introdução sobre o método dos elementos finitos.

Após a revisão da literatura, no capítulo 3, será descrito o método escolhido para a realização do projeto do vaso de pressão e a norma regente para o projeto. Será feita também a memória de cálculo e o projeto em MEF (método dos elementos finitos).

No capítulo 4 são apresentados os resultados e feita uma comparação entre o cálculo analítico e MEF.

No capítulo 5 é, então, finalizado com a conclusão e, em seguida, as referências bibliográficas.

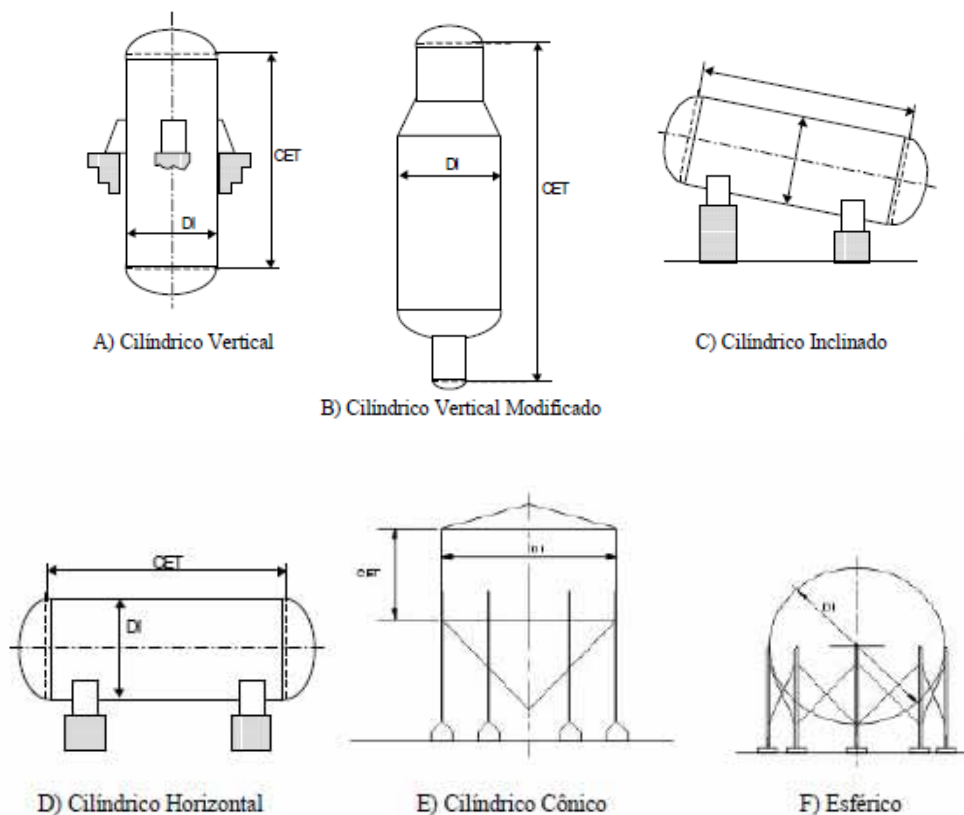
## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Contrariamente ao que acontece com quase todos os outros equipamentos, máquinas, veículos, objetos e materiais de uso corrente, a grande maioria dos vasos de pressão não constituem um item de linha de fabricação industrial. Salvo raras exceções, os vasos são normalmente projetados e construídos por encomenda, sob medida, para atender, em cada caso, certas finalidades ou determinadas condições de desempenho. Como resultado, o projeto é quase sempre feito particularmente para cada vaso a ser construído (TELLES, 2007).

O projeto de um vaso de pressão abrange não somente o seu dimensionamento físico para resistir à pressão e demais cargas atuantes, como também a seleção técnica e econômica dos materiais, dos processos de fabricação, detalhes, peças internas, etc. (TELLES, 2007).

Para cada aplicação ou serviço, pode-se ter um tipo de vaso de pressão específico. Os vasos mais comuns são: vasos verticais e vasos horizontais. Pode-se ter, também, algumas variações como: vasos inclinados, vasos cônicos, vasos esféricos, etc.

Figura 2 - Representação dos tipos de vasos de pressão existentes



Fonte: (TELLES, 2007)

Neste trabalho, será abordado o vaso de pressão horizontal. Segundo Telles (2007), vasos verticais são usados particularmente quando é necessário fazer o uso da ação da gravidade para o escoamento de fluidos. Por exemplo, torres de fracionamento, de destilação, de cubas de fermentação, de retificação e de absorção. De um modo geral, vasos verticais são mais caros que do que os horizontais.

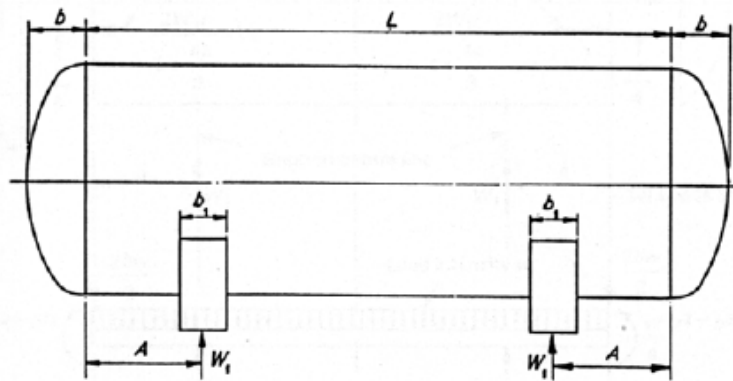
Os vasos horizontais são cilíndricos e, na maioria das vezes bi apoiados em selas soldadas ao casco. Além de submeter-se às cargas de pressão o vaso atua como uma estrutura tubular, com momentos e forças cortantes devidas às reações nos apoios (FALCÃO, 2008).

Pode-se ter três tipos de apoio diferentes:

- Tipo 1 - Vasos apoiados simetricamente em duas selas;
- Tipo 2 - Vasos apoiados simetricamente em três ou mais selas equidistantes;
- Tipo 3 – Vasos apoiados em duas ou mais selas posicionadas arbitrariamente.

Como citado anteriormente será feito um estudo de um vaso de pressão horizontal apoiado simetricamente em duas selas (Tipo 1), conforme Figura 3.

Figura 3 - Vaso de pressão bi apoiado.



Fonte: (FALCÃO, 2008)



## 2.1. CÓDIGO ASME

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

Uma explosão em Londres, em 1815, deu origem a uma investigação, pelo parlamento britânico. Chegou-se à conclusão de que o acidente aconteceu devido à má construção, a materiais não adequados e à pressão excessiva nas caldeiras. Foi imposto então que as caldeiras fossem construídas de ferro forjado, com tampos hemisféricos e com duas válvulas de segurança. Essas imposições, que hoje podem parecer simplistas, representaram, entretanto, na época um grande avanço tecnológico (TELLES, 2007).

Em 1905, em Brockton, Massachusetts, ocorreu um trágico acidente em uma fábrica de sapatos, matando 58 pessoas e deixando 117 feridos. Depois deste acidente, o estado de Massachusetts criou a primeira legislação para projeto e construção de caldeiras a vapor. Esta norma foi criada em 1907, conhecida como Massachusetts Rules, e estabelecia coeficiente de segurança de 4,5 em relação ao limite de resistência do material. Essa norma foi o começo da norma ASME (TELLES, 2007).

Em 1911, criava-se uma comissão especial da ASME (American Society of Mechanical Engineers) para elaborar uma norma cuja primeira edição apareceu em 1914, contendo apenas caldeiras estacionárias. Só em 1924 seria publicada, pela primeira vez, a Seção VIII do Código ASME, relativa aos vasos de pressão não sujeitos a chama (TELLES, 2007).

O primeiro código americano, para vasos, foi editado pela ASME (American Society of Mechanical Engineers) em 1925, intitulado “Rules for construction of pressure vessels” section VIII, 1925 Edition (FALCÃO, 2008).

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 vasos de pressão;
- Seção IX – Qualificações de Soldagem e Brasagem;
- Seção X – Código de Vasos de Pressão e Caldeiras – Fibras – Vasos de Pressão com Reforçamentos Plásticos;
- Seção XI – Regras para Inspeção de Plantas e Componentes Nucleares;
- Seção XII – Regras para construção de Tranques Transportáveis.

A seção que interessa para este trabalho é a Seção VIII – Regras para construção de vasos de pressão.

O ASME VIII é dividida em três divisões:

#### **ASME Section VIII, Division 1 – Rules for Construction of Pressure Vessels.**

Segundo Telles (2007), essa é a norma mais usada no Brasil e, em grande parte, no mundo. Essa norma determina regras apenas para dimensionamentos dos componentes principais (casco, tampos, reduções, flanges, bocais e reforços), submetidos à pressão interna ou externa.

Este código é limitado a pressões interna, máxima de 20685 kPa e mínima de 103 kPa, ou externa máxima de 103 kPa. Tem como critério de projeto a teoria da “máxima tensão de ruptura”.

O código unicamente trata de dimensionamento para pressões nos componentes principais, não apresentando métodos para computação e avaliação (FALCÃO, 2008).

#### **ASME Section VIII, Division 2 – Rules for Construction of Pressure Vessels – Alternative Rules**

A divisão 2 do código ASME, foi criada em 1969 como alternativa à divisão 1, adotando critérios e detalhes de projeto, fabricação, exames e testes mais rigorosos e tensões admissíveis superiores, além de não limitar a pressão do projeto (FALCÃO, 2008).

Esse código leva em consideração uma tecnologia mais avançada adotando um novo critério de projeto. É adotada a teoria da “máxima tensão de cisalhamento”, conhecida do critério de Tresca (TELLES, 2007).

Essa norma admite tensões maiores do que as da divisão 1, conduzindo, assim, em menores espessuras e menor peso para o vaso. Em contrapartida, para garantir um grau de segurança equivalente, ou mesmo maior, é feita uma série de exigências adicionais de projeto, cálculos, materiais, fabricação e inspeção, que resultam evidentemente em maior custo, de forma que nem sempre compensa a economia feita em materiais e em solda (TELLES, 2007).

A divisão 2 é obrigatória para os vasos em serviços cíclicos (sujeito à análise de fadiga), vasos de construção especial e vasos para serviços muito severos (fluidos altamente tóxicos, por exemplo) (TELLES, 2007).

### **ASME Section VIII, Division 3 – Rules for Construction of Pressure Vessels – Alternative Rules for high pressure vessels**

A divisão 3 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 1 e 2.

Apesar de ser parecida com a Divisão 2 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 do que esta divisão.

A análise de fadiga é mandatória para equipamentos projetados por essa divisão (FALCÃO, 2008).

#### **2.1.1 Critérios para escolha entre Divisão 1 e Divisão 2**

Existem situações de projeto em que a aplicação da divisão 2 é mandatória. Sempre que um vaso de pressão está sujeito a carregamentos cíclicos e gradientes térmicos, deve ser projetado por esta divisão, pois apenas nela estão previstas metodologias de cálculos para estas exigências. Também é o caso de equipamentos com pressão interna de projeto superior a 20685 kPa, pois a divisão 1 limita o seu escopo a este valor.

Caso não haja nenhuma das condições acima, deve ser feita uma análise de custo e prazos para a seleção da Divisão a ser adotada. A Divisão 2 permite espessuras mais finas

devidas as tensões admissíveis mais altas, porém exige exames, testes e inspeção mais rigorosos (por exemplo radiografia total), o mesmo ocorrendo com detalhes construtivos.

Entretanto, existem algumas considerações, de caráter prático que indicam a Divisão 2 como a mais apropriada:

- Quando o diâmetro for maior que 1500mm e a pressão interna ultrapassar 7,0MPa;
- Quando o vaso for construído de material de qualidade superior aos aços carbono e a pressão for superior a 2,0MPa;
- Quando o vaso for do tipo multicamada;
- Quando a razão diâmetro/camada for menos que 16;
- Quando a espessura for maior que 75mm.

## 2.2. MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

O MEF foi inicialmente proposto pelo matemático Courant à época da 2ª guerra mundial através da publicação de um artigo em 1943. Como nessa época ainda não haviam sido desenvolvidos computadores hábeis de realizar uma grande quantidade de cálculos matemáticos, o método matemático foi ignorado pela academia durante vários anos. (WAGEMAKER, 2011).

Na década de 1950, engenheiros e pesquisadores envolvidos no desenvolvimento de aviões a jato na Boeing, começaram os primeiros trabalhos práticos no estabelecimento do MEF aplicados à indústria aeronáutica (WAGEMAKER, 2011).

O chamado Método dos Elementos Finitos (MEF) constitui em diferentes métodos numéricos que aproximam a solução de problemas de valor de fronteira descritos tanto por equações diferenciais ordinárias quanto por equações diferenciais parciais através da divisão da geometria do problema em elementos menores, chamados elementos finitos, nos quais a aproximação da solução exata pode ser obtida por interpolação de uma solução aproximada. (WAGEMAKER, 2011).

Nos dias de hoje o MEF encontra aplicação em praticamente em todas as áreas da engenharia, como na análise de tensões e deformações, transferência de calor, mecânica dos fluidos eletromagnetismo, etc., inclusive atendendo demandas específicas como na mecânica dos fluidos computacionais (CFD) e no eletromagnetismo computacional (CEM). (WAGEMAKER, 2011).

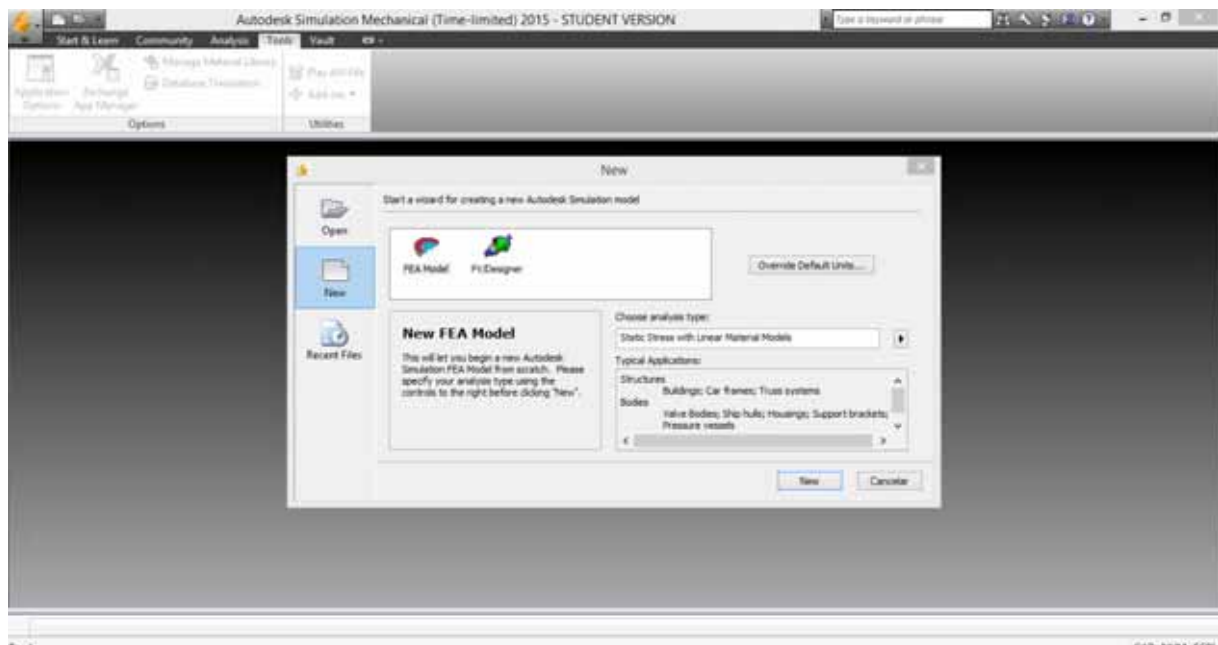
Para esse trabalho, não será analisado em detalhes o método dos Elementos Finitos (MEF), apenas será utilizado um software (Simulation Mechanical) para realizar as análises e comparar os resultados obtidos com o cálculo analítico do vaso de pressão escolhido.

### 2.3. “SOFTWARE” SIMULATION MECHANICAL

Para a realização da simulação do vaso de pressão, será utilizado o “software” Simulation Mechanical, versão estudante. O “software” foi baixado do Site Autodesk gratuitamente. Para realizar a análise, primeiramente será dimensionado o vaso de pressão e serão inseridos todos os parâmetros adotados no projeto do vaso. Entre eles, pressão, espessura, diâmetro, tipo de tampos, tipos de flanges, bocais e apoios.

O “software” possui um módulo específico para o modelamento geométrico de vasos de pressão cilíndricos, admitindo vários tipos de bocais, vários tipos de tampos, flanges, onde todos estes parâmetros geométricos são facilmente inseridos, seguindo as abas constituintes do “software”. Após inserir todos os dados e premissas, o vaso será submetido ao software para realizar a simulação.

Figura 4 - Tela inicial do “Software” Simulation Mechanical



Fonte: (Autor próprio)

### 3 METODOLOGIA

#### 3.1 INTRODUÇÃO

A metodologia do desenvolvimento deste trabalho se baseou na comparação das tensões encontradas utilizando as fórmulas analíticas e a solução numérica, utilizando análises de tensões via Método dos Elementos Finitos, ambos conforme código ASME.

Tais análises foram realizadas considerando hipóteses de isotropia, homogeneidade e linearidade do material utilizando o software comercial SIMULATION MECHANICAL.

Por isotrópico, admite-se que o material possui os mesmos valores das propriedades mecânicas em todas as direções. Por homogêneo, entende-se que o material não apresenta nenhuma descontinuidade ou falha interna e finalmente, por comportamento linear, foi admitido que durante toda a análise, os níveis de tensões não ultrapassaram o limite de escoamento do material.

Inicialmente foi feito a simulação de um vaso de pressão sem bocais simples (Figura 9) e comparar os resultados obtidos na simulação com os cálculos analíticos. Em seguida serão inseridos 3 bocais no vaso e será realizada outra simulação (Figura 15). Como o cálculo analítico de bocais é um método de aproximação, não será feito o cálculo analítico destes e também de flanges, etc.

Para realização do cálculo analítico serão utilizadas as premissas exigidas pela norma ASME Seção VIII, Divisão 1, onde a teoria adotada é a teoria da “máxima tensão de ruptura”.

#### 3.2. TENSÕES EM VASOS DE PRESSÃO

Vasos de pressão são equipamentos compostos por diferentes tipos de sólidos de revolução, projetados para suportar uma diferença de pressão interna e externa. Sendo a pressão interna normalmente maior que a pressão externa. Os principais componentes de um vaso de pressão são:

- Cascos (Cilíndricos, Cônicos, Esféricos ou Semiesféricos);
- Tampos (Elípticos, Torisférico, Hemisférico, Cônico);
- Bocais
- Flanges

Nesse trabalho, o vaso de pressão que será simulado e calculado é composto por um corpo cilíndrico e tampos torisféricos apoiados em duas selas dispostas simetricamente.

### **3.2.1 Tensões Primárias**

São as tensões produzidas por esforços contínuos, excluindo as tensões devidas a concentração de tensão e descontinuidade geométrica. Como exemplo tem-se as tensões de membrana circunferenciais e longitudinais em vasos cilíndricos sujeitos ao carregamento de pressão interna. Estes vasos, geralmente romperão na direção longitudinal do costado cilíndrico.

Como exemplo das tensões primárias gerais de membrana pode-se citar aquelas causadas por pressão, peso próprio e cargas de vento. Exemplos de tensões primárias de flexão são as causadas por pressão em placas planas e na região esférica de tampos conformados. (FALCÃO, 2008)

### **3.2.2 Tensões Secundárias**

São tensões normais ou de cisalhamento, cuja principal característica é ser auto-limitante. Pequenas deformações plásticas locais reduzem estas tensões que, geralmente, não provocam falhas nos equipamentos, e por este motivo têm tensões admissíveis superiores aos das tensões primárias locais (FALCÃO, 2008)

### **3.2.3 Tensões de Pico**

As tensões de picos são as máximas tensões locais ocorridas em regiões limitadas onde ocorre uma concentração de tensão.

As principais particularidades dessa tensão é que ela pode causar ruptura por fadiga devido ao alto nível de concentração. Usualmente essas tensões são analisadas em equipamentos sujeitos a carregamento cíclico.

As tensões de pico são aditivos para as tensões primárias e secundárias presentes em um ponto de concentração de tensão. Tensões de Pico são significativas somente para a condição de fadiga ou para materiais frágeis (FALCÃO, 2008).

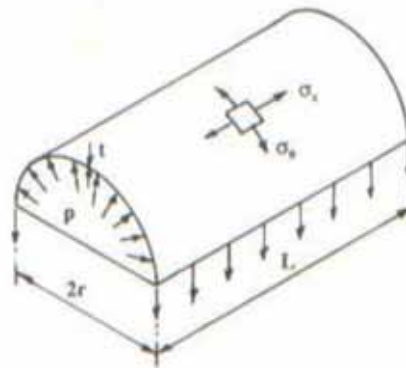
### 3.3 CASCOS

Como citado anteriormente, o vaso de pressão a ser simulado será um vaso horizontal com cascos cilíndricos e tampos torisféricos.

#### 3.2.1 Cascos Cilíndricos

Conforme a Figura 5, espessura, raio e comprimento são nomeados como  $t$ ,  $r$  e  $L$  respectivamente. As tensões nos corpos cilíndricos atuam nas direções longitudinal  $\sigma_x$  e circunferencial  $\sigma_\theta$ . Do equilíbrio tem-se que as forças devidas a pressão são iguais às forças que atuam na parede do cilindro:

Figura 5 - Tensões circunferenciais e longitudinais num cilindro de parede fina sujeito a pressão interna.



Fonte: (TELLES, 2007)

#### Tensão Longitudinal:

$$P \pi R^2 = \sigma_x 2 \pi R t \rightarrow \sigma_x = \frac{PR}{2t} \quad (1)$$

De acordo com a Norma ASME Divisão 1 essa tensão é definida como:

$$S = \left( \frac{PR}{2t} \right) - 0,4P \quad (2)$$



### Tensão Circunferencial:

$$P 2 R L = \sigma_{\theta} 2 L t \rightarrow \sigma_{\theta} = \frac{PR}{t} \quad (3)$$

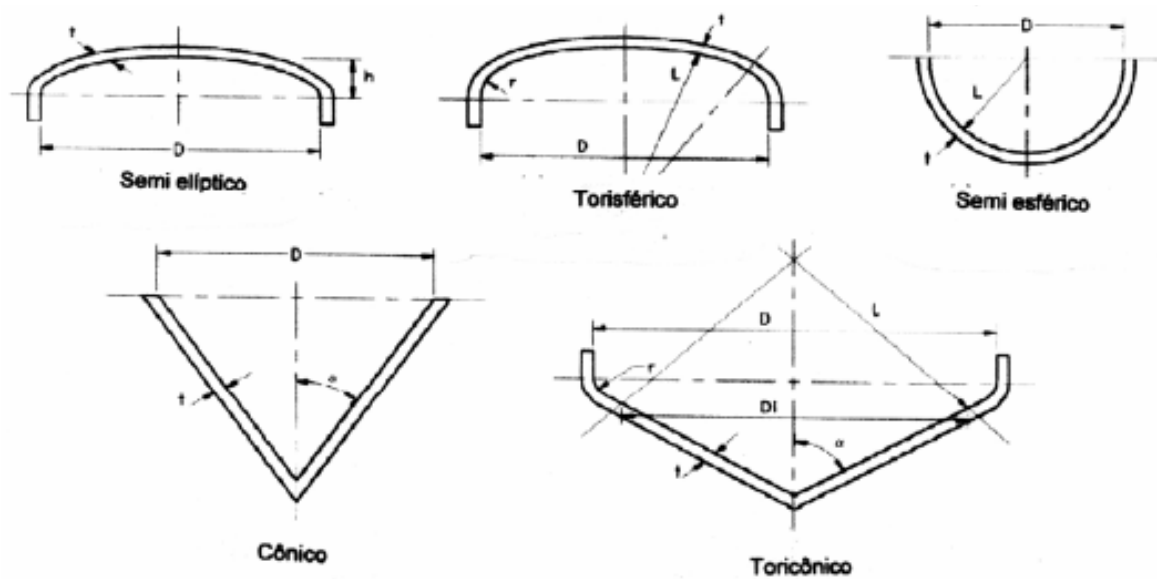
De acordo com a Norma ASME Divisão 1 essa tensão é definida como:

$$S = \left(\frac{Pr}{t}\right) + 0,6P \quad (4)$$

### 3.4 TAMPOS

Os tampos são as peças de fechamento dos cascos dos vasos de pressão como citado anteriormente, existem vários formatos de tampos, os mais comuns são: Elípticos, Torisférico, Hemisférico, Cônico.

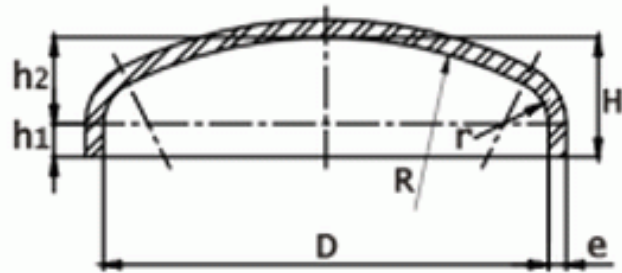
Figura 6 - Ilustração dos tipos de tampos



Fonte: (FALCÃO, 2008)

Como citado anteriormente, este trabalho foi focado no tampo torisférico mostrado na Figura 7:

Figura 7 - Ilustração de um Tampo Torisférico



Fonte: (<http://www.unitampos.com.br/calculo.html>)

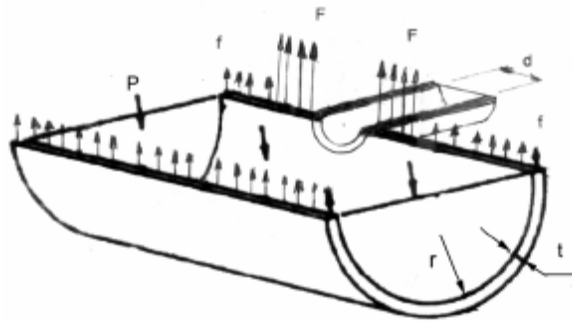
Segundo Telles (2007), tampos torisféricos são compostos por uma calota central esférica com raio  $R$  e por uma seção toroidal de concordância de raio  $r$ . O tampo torisférico é bem mais fácil de fabricar do que o elíptico e essa facilidade é tanto maior quanto menor for o raio  $r$ , ou seja, quando menos profundo for. Porém, sua resistência será tanto maior quanto maior for o raio  $r$ , permitindo chapas de menor espessura.

Qualquer tampo torisférico é tanto mais resistente quanto mais o seu perfil se aproxima de uma elipse perfeita.

### 3.5 BOCAIS

A retirada de uma seção da parede de um casco submetido a uma pressão interna para a instalação de um bocal gera concentração de tensão. Para suprir essa concentração de tensão gerada na vizinhança da abertura é necessário que seja feito um reforço de material. De forma simplificada, conclui-se que a introdução de uma área exatamente igual à área removida, é satisfatória para preservar o nível de tensão uniforme em toda a extensão da parede do casco

Figura 8 - Ilustração da força causada pela retirada de material



Fonte: (FALCÃO, 2008)

### 3.5.1 Bocais de Visitas

Os bocais de visitas são aberturas fechadas por meio de tampas removíveis, permitindo a entrada de pessoas no interior do vaso, para inspeção, limpeza, manutenção, montagem e desmontagem de peças no interior.

De acordo com o Código ASME Seção VIII, Divisão 1 é obrigatório algum meio de visita ou de inspeção interna.

Segundo Telles (2007), na prática é usual a colocação de pelo menos uma boca de visita em cada compartimento de todos os vasos com diâmetros maiores que 600 mm, exceto quando for geometricamente impossível.

### 3.5.2 Bocais de nível

São instalados nos vasos de pressão a fim de possibilitar a leitura do nível de fluido armazenado no vaso. São constituídos de tubos de pequenos comprimentos e flanges.

### 3.5.3 Bocais de dreno

São instalados nos vasos de pressão a fim de possibilitar a limpeza interna destes. Assim como os demais acessórios descritos neste trabalho, são constituídos de tubos de pequenos comprimentos e flanges.

### 3.6 FLANGES

Flanges são elementos de ligação e conexão entre as partes removíveis de um equipamento, são também utilizados para conexão de bocais e tubulações externas. Podem ser padronizadas, particularmente utilizadas para bocais, ou serem fabricadas de acordo com a necessidade de cada caso. Uma conexão flangeada é composta por flange, junta de vedação e parafusos.

### 3.7 SIMULAÇÃO NO SIMULATION MECHANICAL

O Software utilizado, Simulation Mechanical, possui um módulo para simular vasos de pressão de modo que é possível inserir bocais, flanges e tampos e dimensioná-los do jeito que desejar.

Como observado anteriormente, o vaso de pressão simulado é um vaso fictício, porém bem parecido com um vaso de pressão real.

Primeiramente será feita a simulação de um vaso de pressão sem nenhum bocal, a fim de verificar os resultados das tensões e compará-los com o resultado analíticos calculados.

Em seguida, serão inseridos três bocais (Tabela 2) e refeita a simulação para verificar a interferência que os bocais ocasionam nas tensões principais no vaso. Serão inseridas duas bocas de visitas, e uma boca de inspeção, mantendo as mesmas dimensões, espessura e material.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

A seguir são apresentados os resultados para os dois casos analisados: vaso de pressão sem bocais e vaso de pressão com três bocais.

A tabela 1 apresenta os valores utilizados para a realização dos cálculos analíticos e da simulação.

### 4.1 RESULTADOS ANALÍTICOS DAS TENSÕES PRINCIPAIS.

Tabela 1 - Dados do vaso de pressão simulado

Diâmetro	2500mm
Comprimento	4700mm
Espessura	16mm
Tipo de Tampo	r = 250mm R = 2500mm
Material	Aço ASTM A-36
Pressão de operação	0,49MPa

#### Tensão Longitudinal:

$$\sigma_x = \frac{PR}{2t}$$

$$S = \left(\frac{Pr}{2t}\right) - 0,4P$$

$$\frac{490000 \times 1.25}{2 \times 0,016} - 0,4 \times 490000 = 18944625 = \boxed{18,9 \text{ MPa}}$$

#### Tensão Circunferencial:

$$\sigma_\theta = \frac{PR}{t}$$

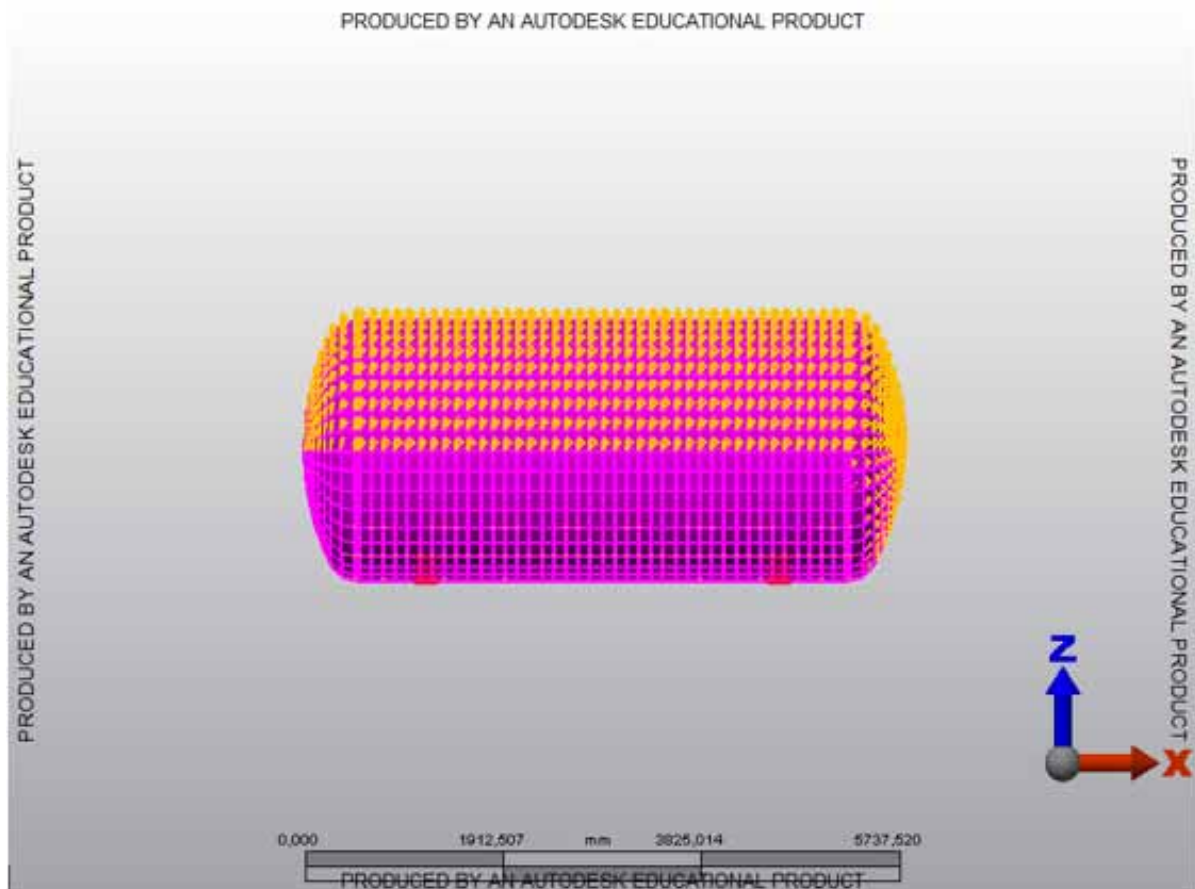
$$S = \left(\frac{Pr}{t}\right) + 0,6P$$

$$= \frac{490000 \times 1.25}{0,016} - 0,4 \times 490000 = 38575250 = \boxed{38,6 \text{ MPa}}$$

#### 4.2 SIMULAÇÃO DO VASO DE PRESSÃO SEM BOCAIS

A seguir são mostrados os resultados de tensão e deformação para o vaso de pressão cilíndrico sem bocais. A Figura 9 mostra o vaso simulado sem nenhum bocal

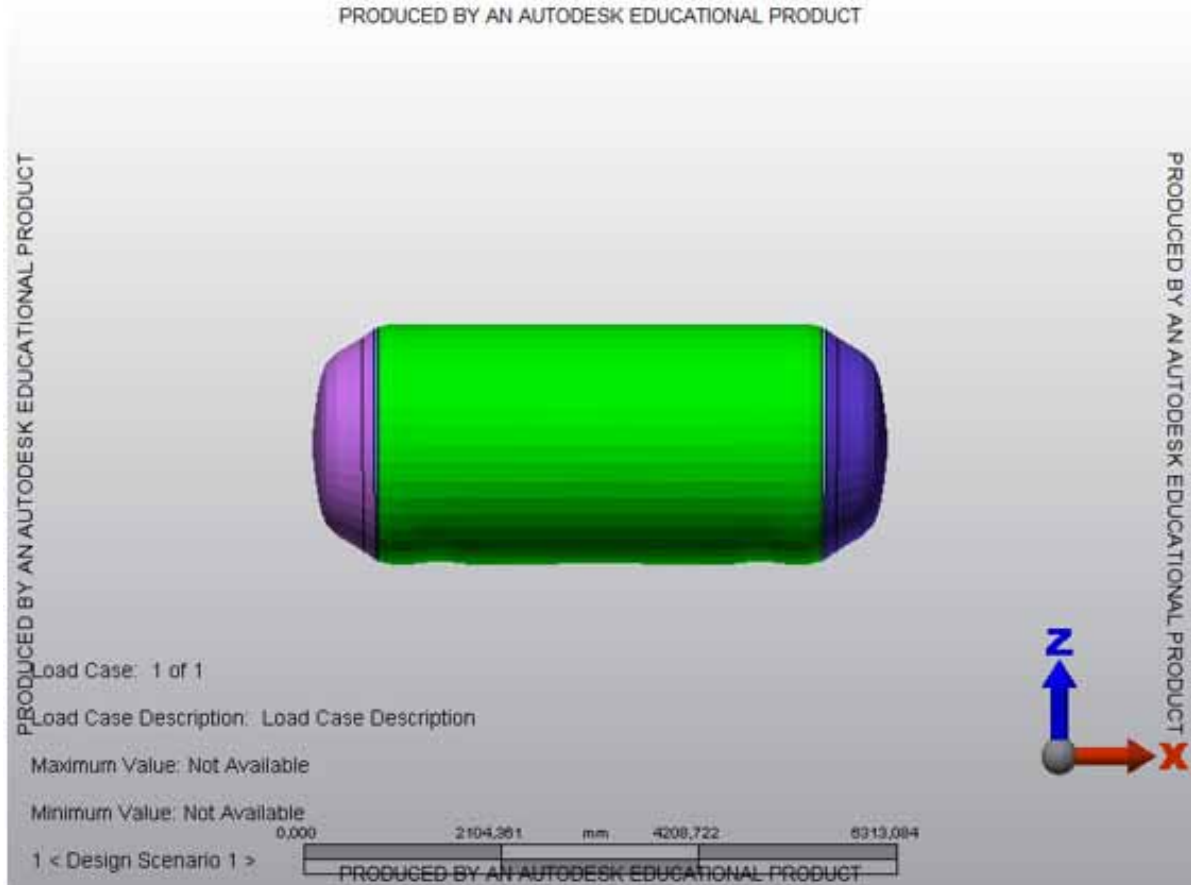
Figura 9 - Representação do vaso de pressão utilizado sem bocais



Fonte: (Autor próprio)

A Figura 10 mostra a forma deformada do vaso, pode-se observar uma deformação simétrica. Na parte inferior observa-se os efeitos dos suportes do vaso, que são considerados fixos.

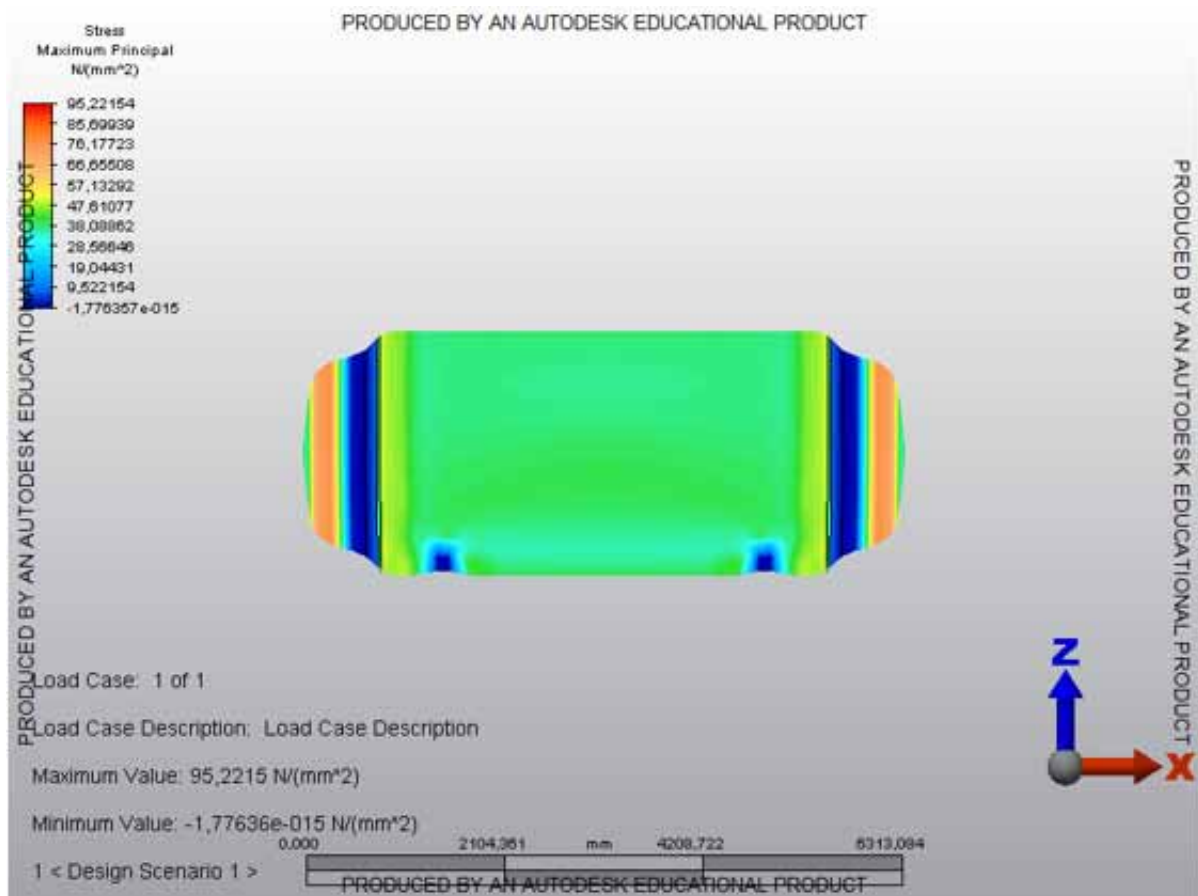
Figura 10 - Vaso de pressão deformado



Fonte: (Autor próprio)

Na Figura 11, observa-se uma zona de transição na parte dos tampos do vaso, observa-se também que as tensões na parte cilíndrica, longe dos pontos de concentração de tensão, são aproximadamente 38 MPa, próximas ao cálculo de tensão circunferencial calculado analiticamente.

Figura 11 - Tensões Principais Máximas

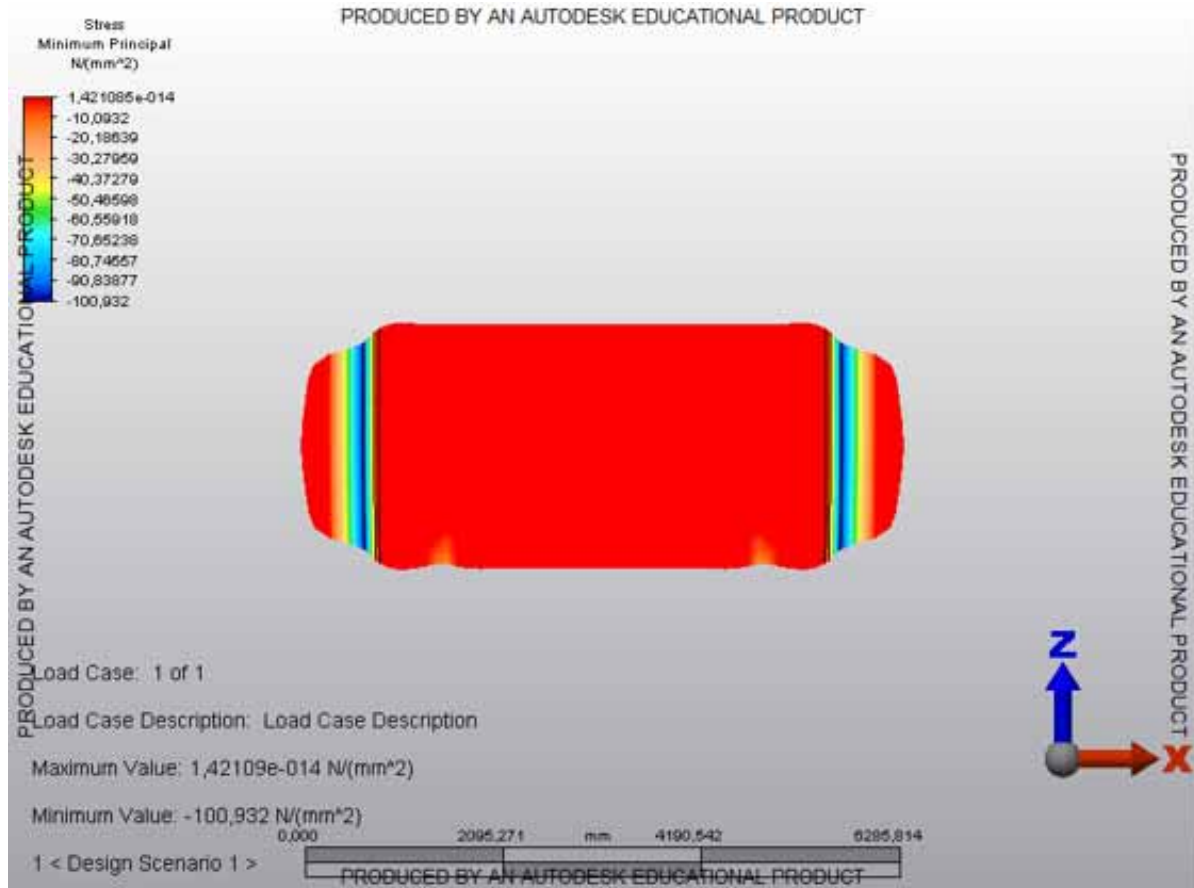


Fonte: (Autor próprio)



Na Figura 12, pode-se observar que as tensões principais mínimas na parte cilíndrica do vaso de pressão são praticamente zero, o que está de acordo com estado plano de tensões, que ocorre na parede externa do vaso.

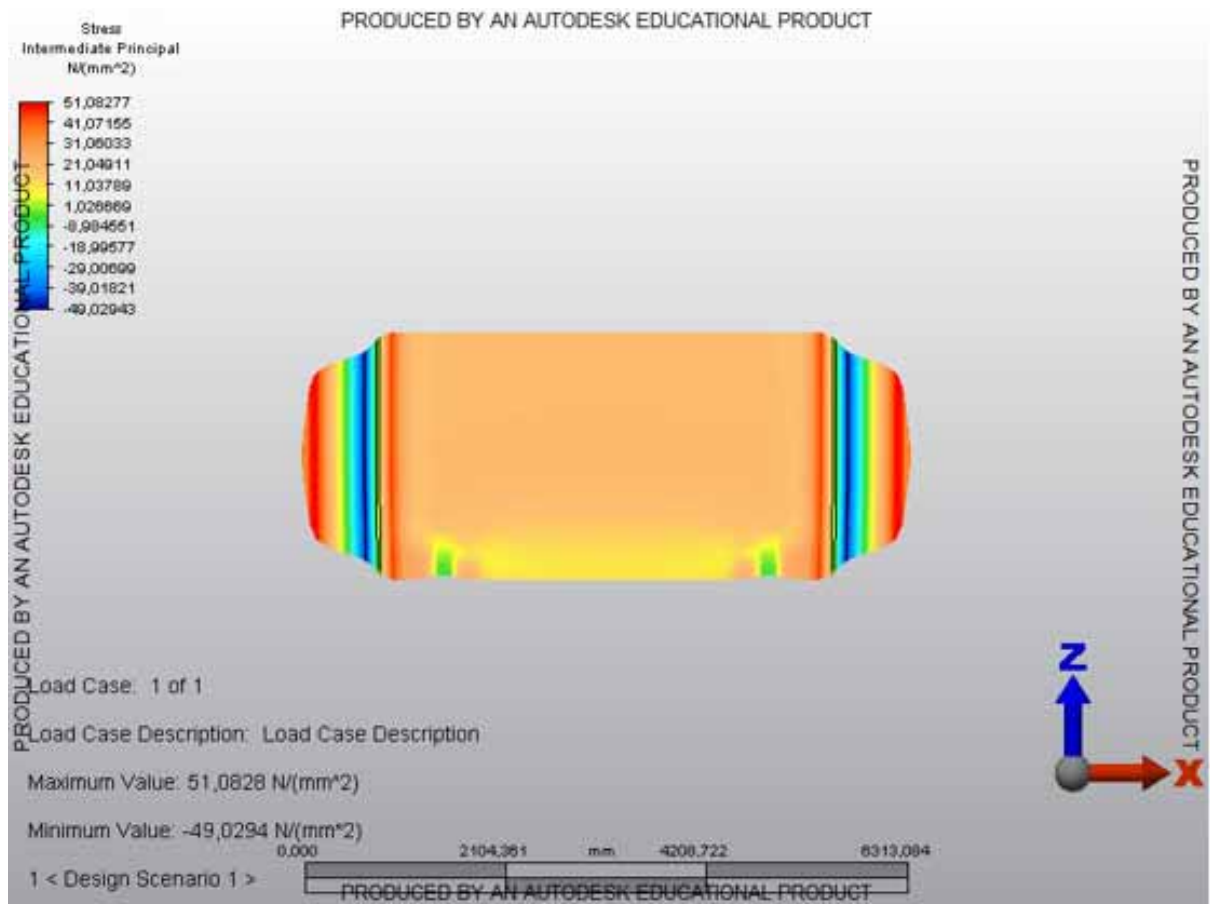
Figura 12 – Tensões Principais Mínimas



Fonte: (Autor próprio)

Na Figura 13, observa-se as tensões intermediárias principais nas partes cilíndricas ficou por volta de 20 MPa, muito próxima da tensão longitudinal calculado analiticamente, correspondente à tensão intermediária analítica

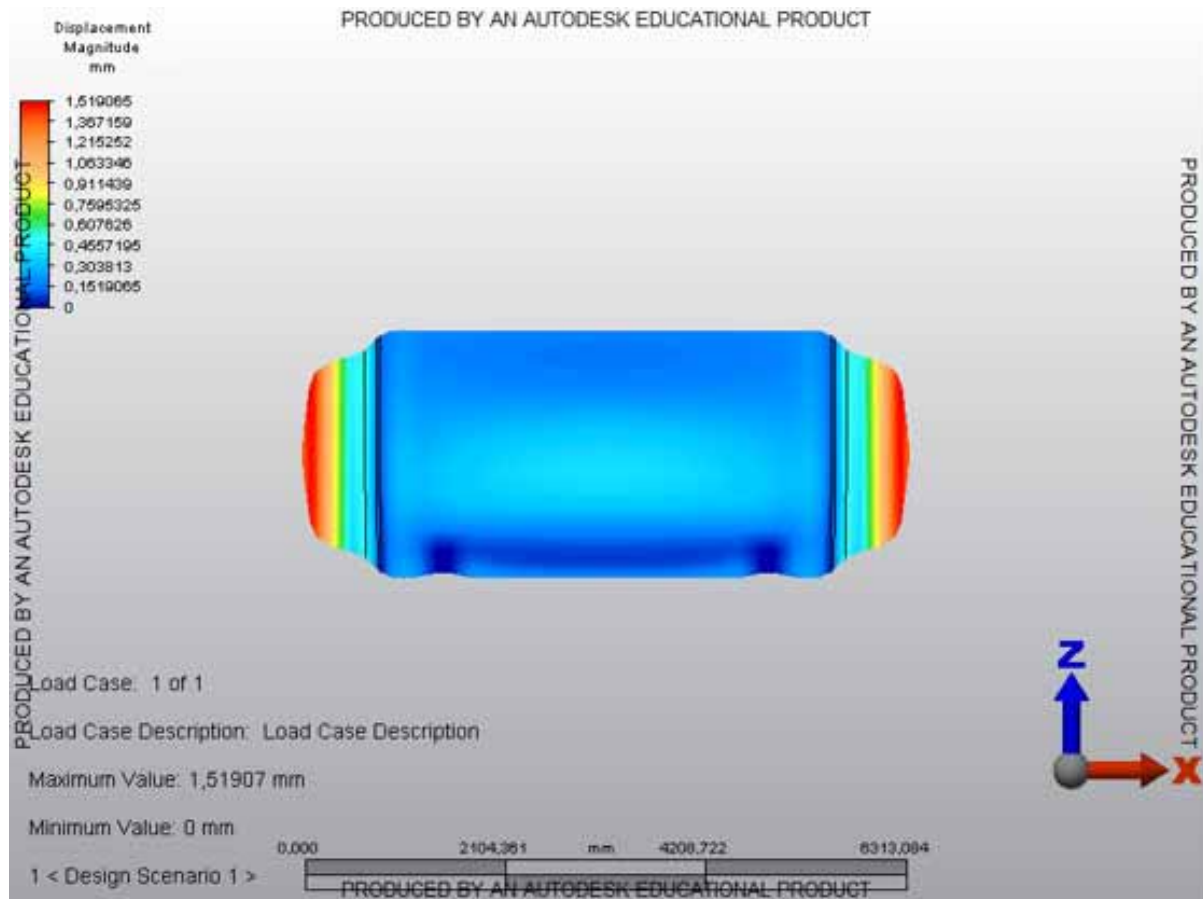
Figura 13 - Tensões Principais Intermediárias



Fonte: (Autor próprio)

Na Figura 14, pode-se verificar o deslocamento causado pela pressão no vaso. Observa-se que os maiores deslocamentos ocorrem nos tampos do vaso. Aproximadamente 1,51mm. Observa-se também que as deformações próximas aos apoios foram zero.

Figura 14 - Deformação do vaso de pressão



Fonte: (Autor próprio)

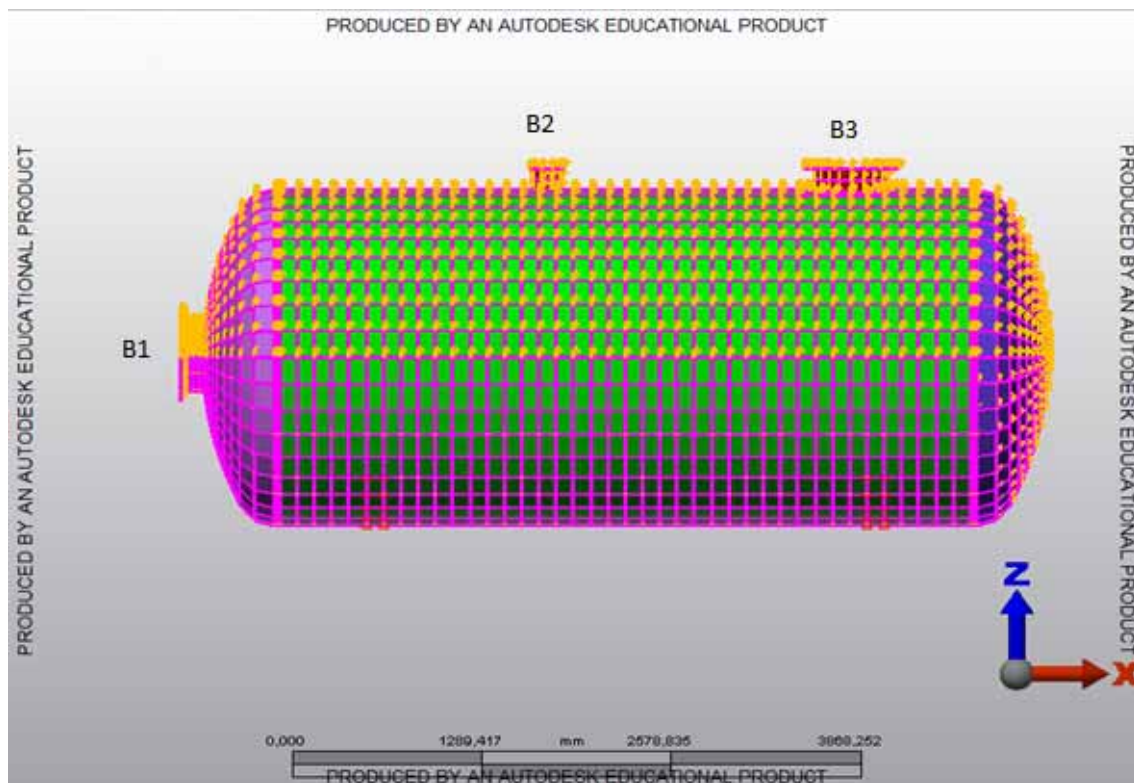
### 4.3 SIMULAÇÃO DO VASO DE PRESSÃO COM 3 BOCAIS

A seguir são mostrados os resultados de tensão e deformação para o vaso de pressão cilíndrico com bocais. A Figura 15 mostra o vaso simulado.

Tabela 2 - Dados dos bocais instalados no vaso de pressão.

<b>B1</b>	Diâmetro	500 mm
	Comprimento do pescoço	150 mm
	Flange	80 mm
<b>B2</b>	Diâmetro	200 mm
	Comprimento do pescoço	150 mm
	Flange	20 mm
<b>B3</b>	Diâmetro	500 mm
	Comprimento do pescoço	150 mm
	Flange	80 mm

Figura 15 - Representação do vaso de pressão utilizado com bocais

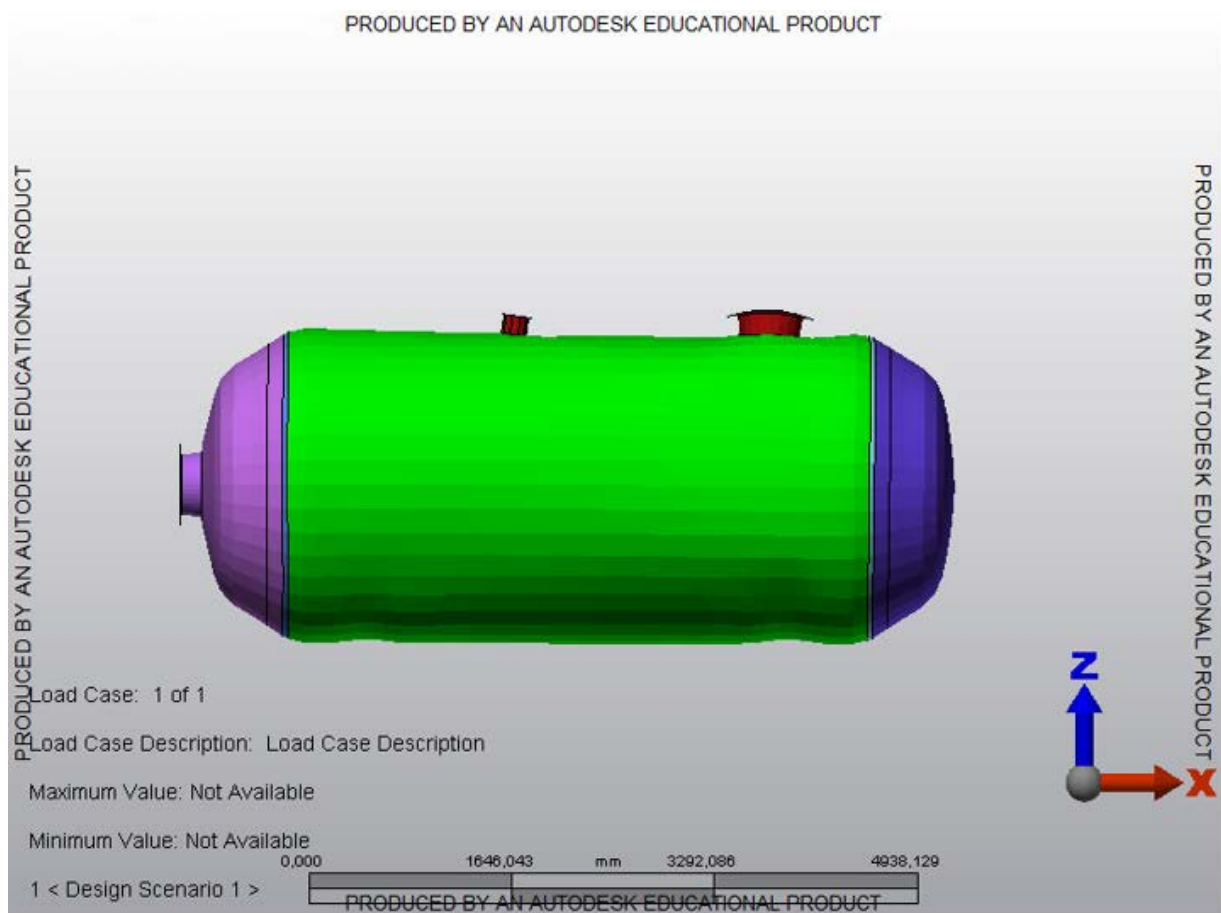


Fonte: (Autor próprio)

Na Figura 16, pode-se observar a deformação do vaso de pressão. Verifica-se que a deformação na parte superior é maior que a deformação na parte inferior, isso acontece devido ao vaso estar fixo no suporte

Pode-se verificar também que o bocal B2 tende a se inclinar para o lado direito devido a esse deslocamento.

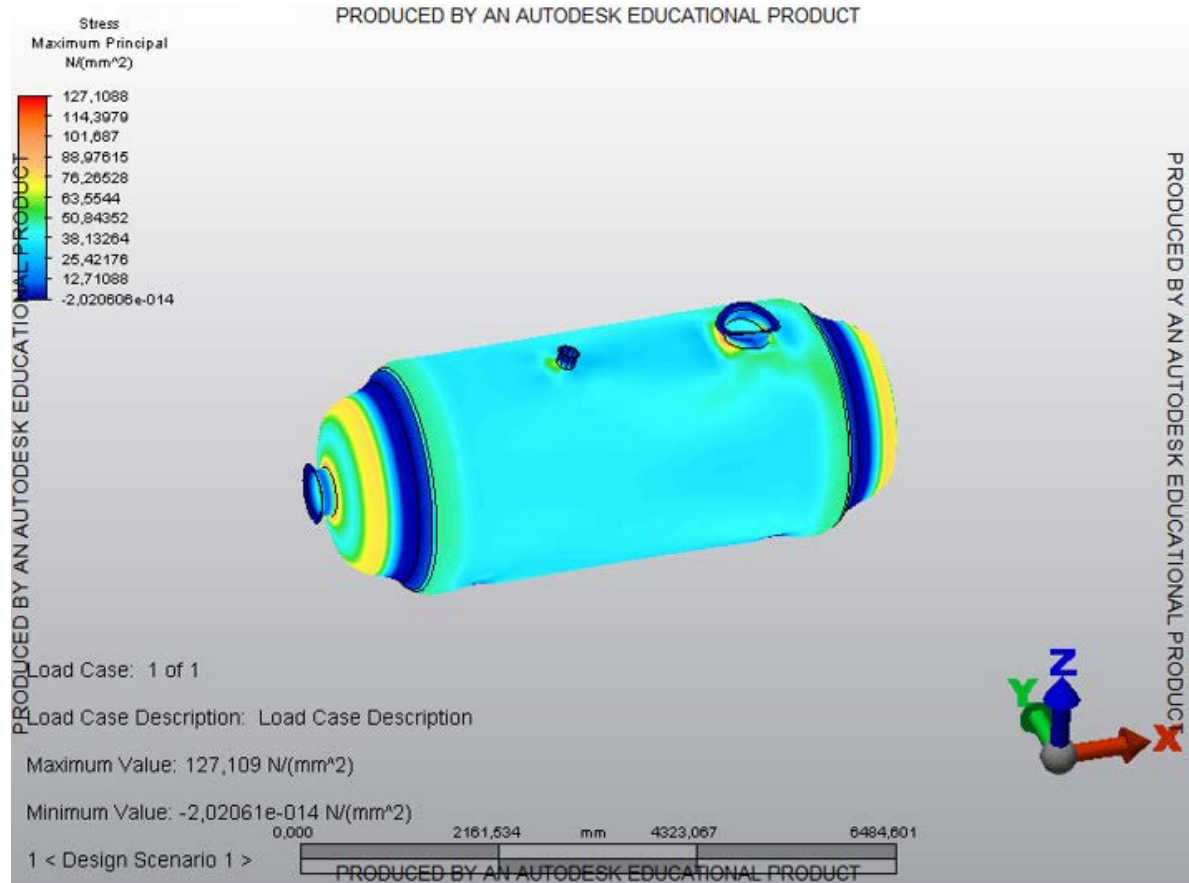
Figura 16 – Vaso de pressão deformado



Fonte: (Autor próprio)

A Figura 17 mostra a distribuição de tensões principais máximas. Que para pontos longe dos bocais corresponde à tensão circunferencial.

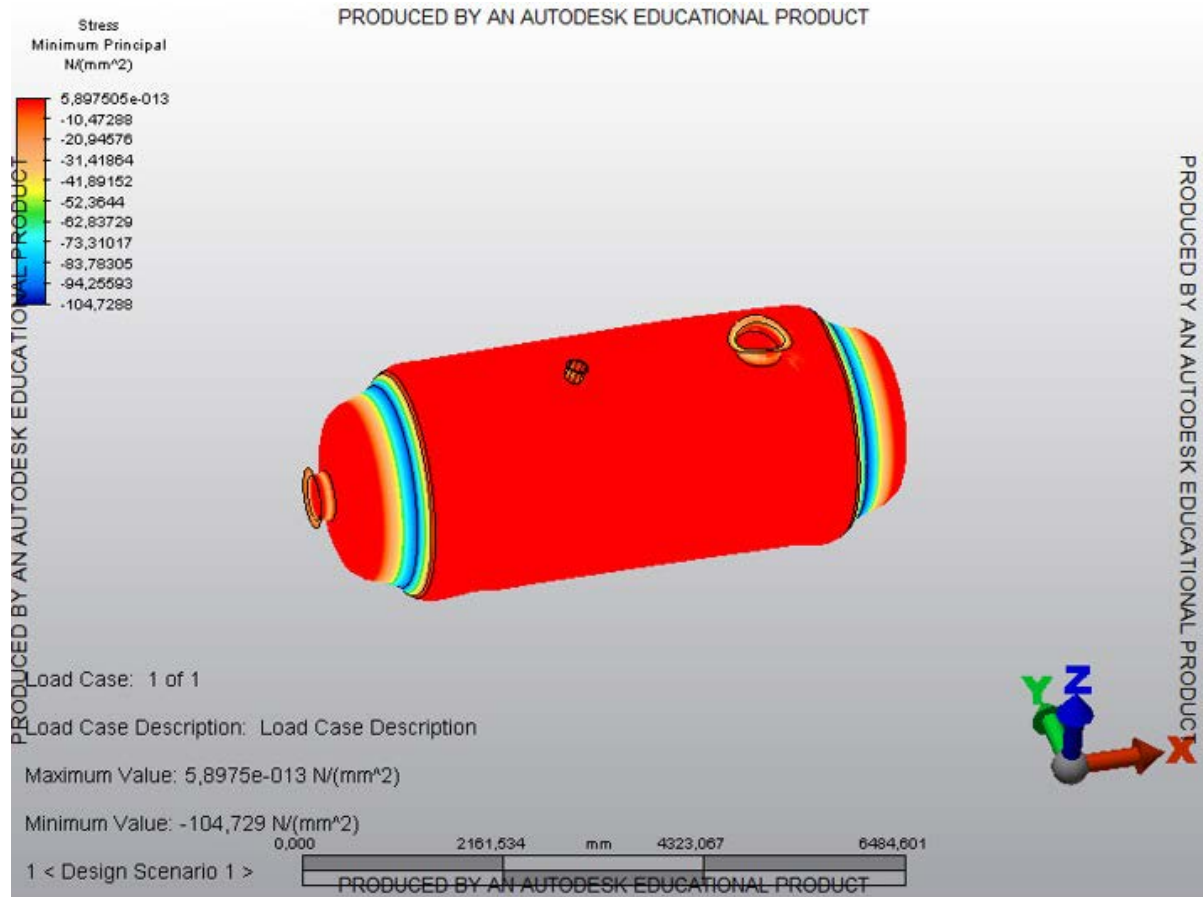
Figura 17 - Tensão Máxima principal



Fonte: (Autor próprio)

Na Figura 18, observa-se as tensões principais mínimas, muito próximas de zero, como era de se esperar.

Figura 18 – Tensões Principais Mínimas

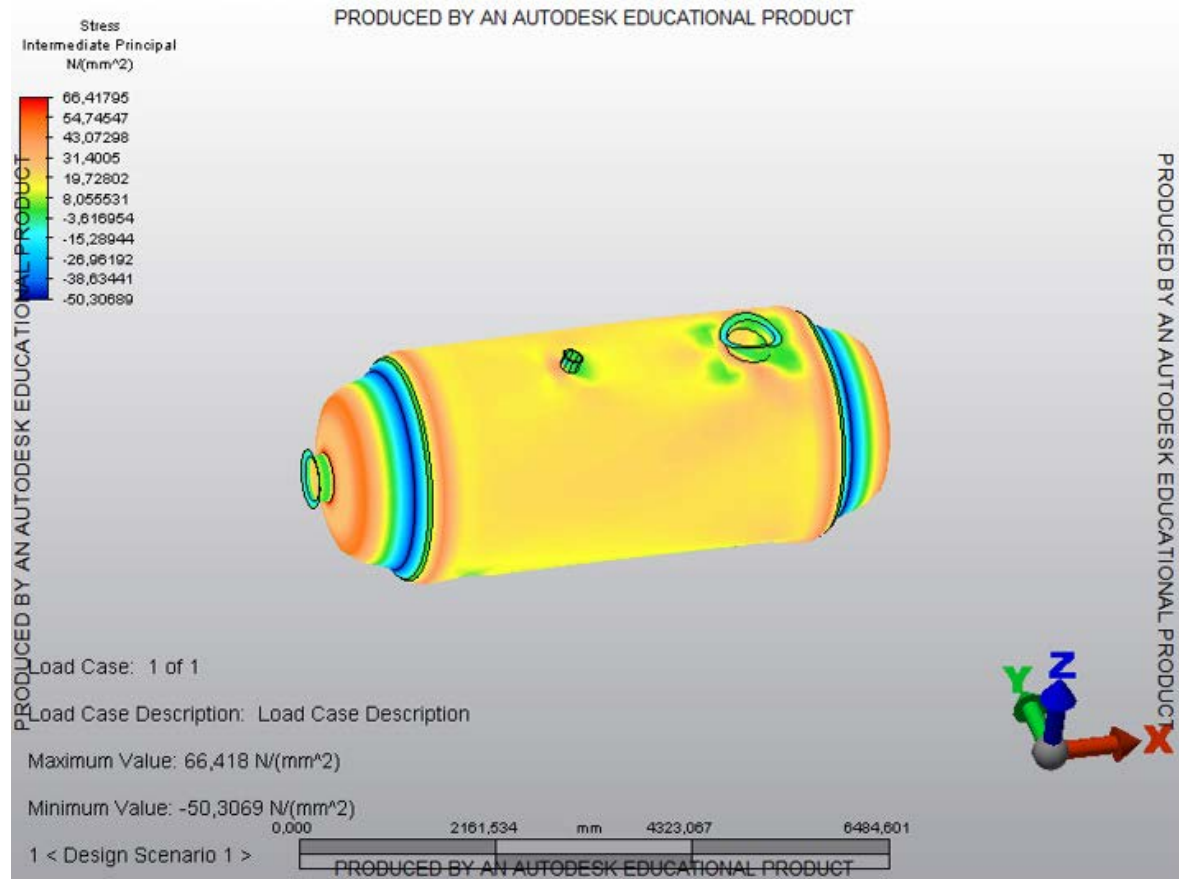


Fonte: (Autor próprio)



Na Figura 19, observa-se a distribuição de tensões intermediárias, que para pontos longe dos bocais corresponde à tensão longitudinal.

Figura 19 – Tensões principais intermediárias

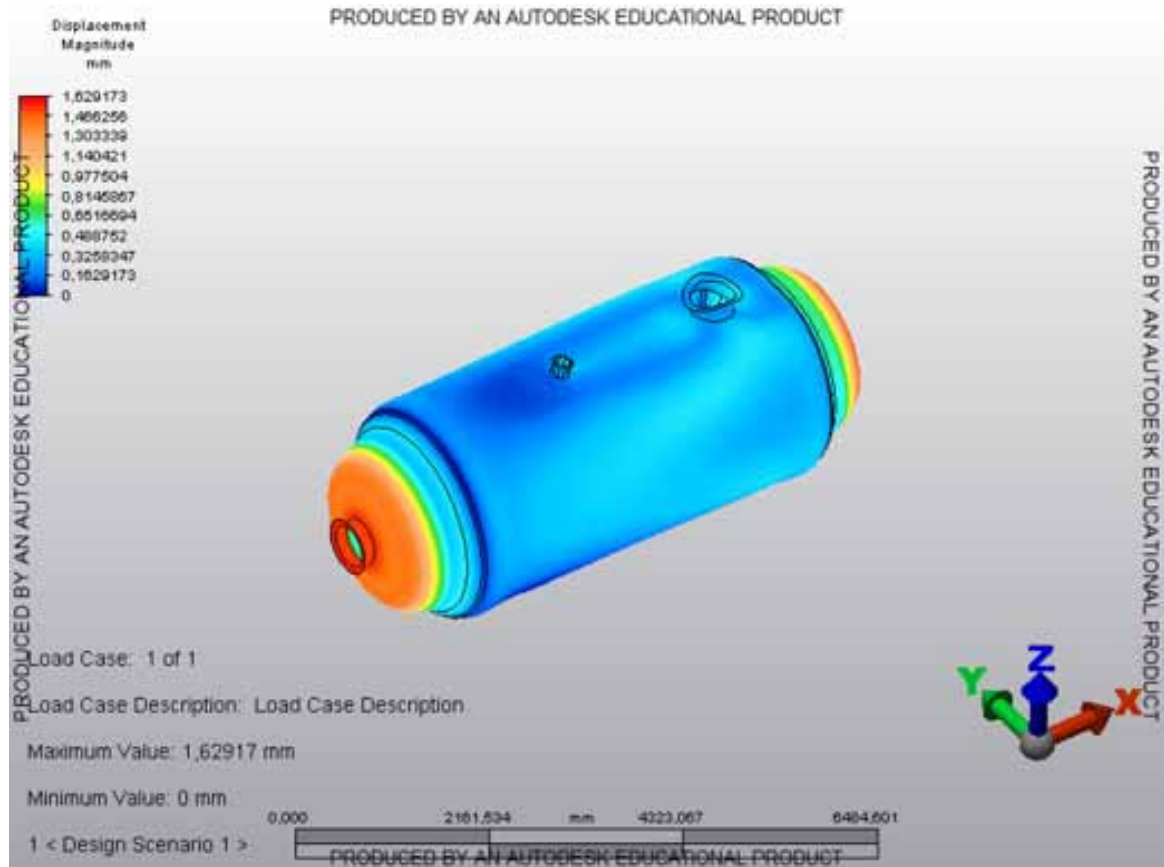


Fonte: (Autor próprio)



Na Figura 20, observa-se as deformações do vaso de pressão, onde se verifica que ocorre um aumento de aproximadamente 7% na deformação em relação ao vaso de pressão sem bocal.

Figura 20 - Deformação do vaso de pressão



Fonte: (Autor próprio)

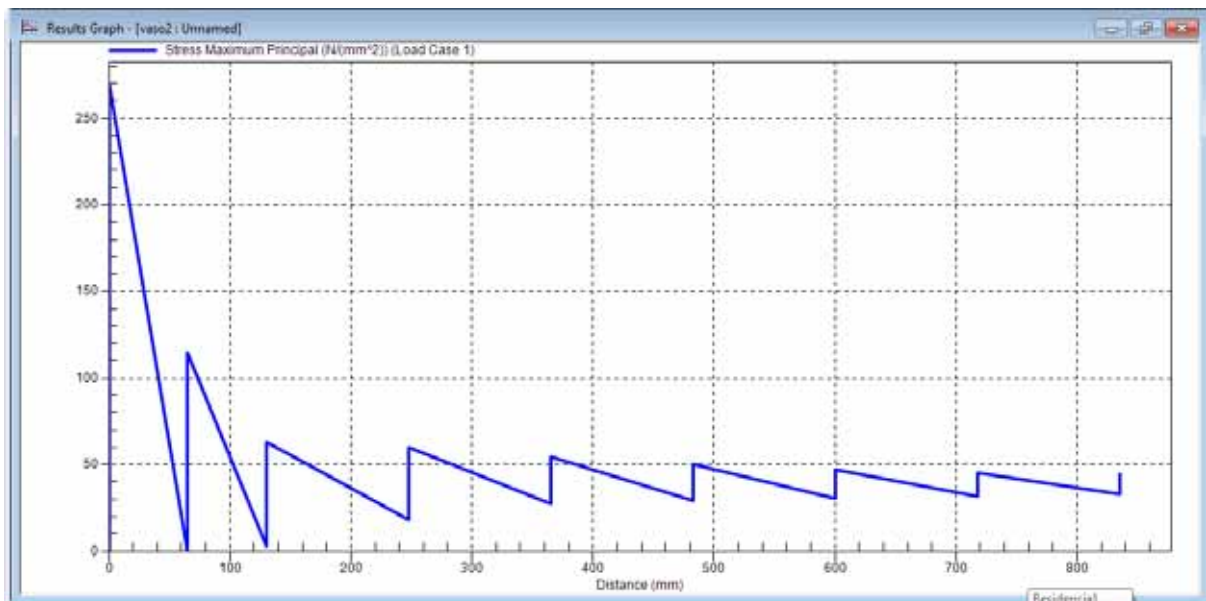
A Tabela 3 mostra uma comparação entre os valores de tensão e deformação obtidos com e sem bocais considerando os valores máximos incluindo as tensões secundárias (tensões nas junções de tampos e bocais)

Tabela 3 - Comparações dos resultados obtidos com a simulação

Tensões Principais	Tipo de Vaso		Aumento da tensão %
	Sem Bocais	Com 3 bocais	
Tensões Máximas	95,22MPa	127,10MPa	33.40%
Tensões Intermediária	51,08MPa	66,41MPa	30.80%
Deformação do vaso de pressão	1,51mm	1,62mm	7.20%

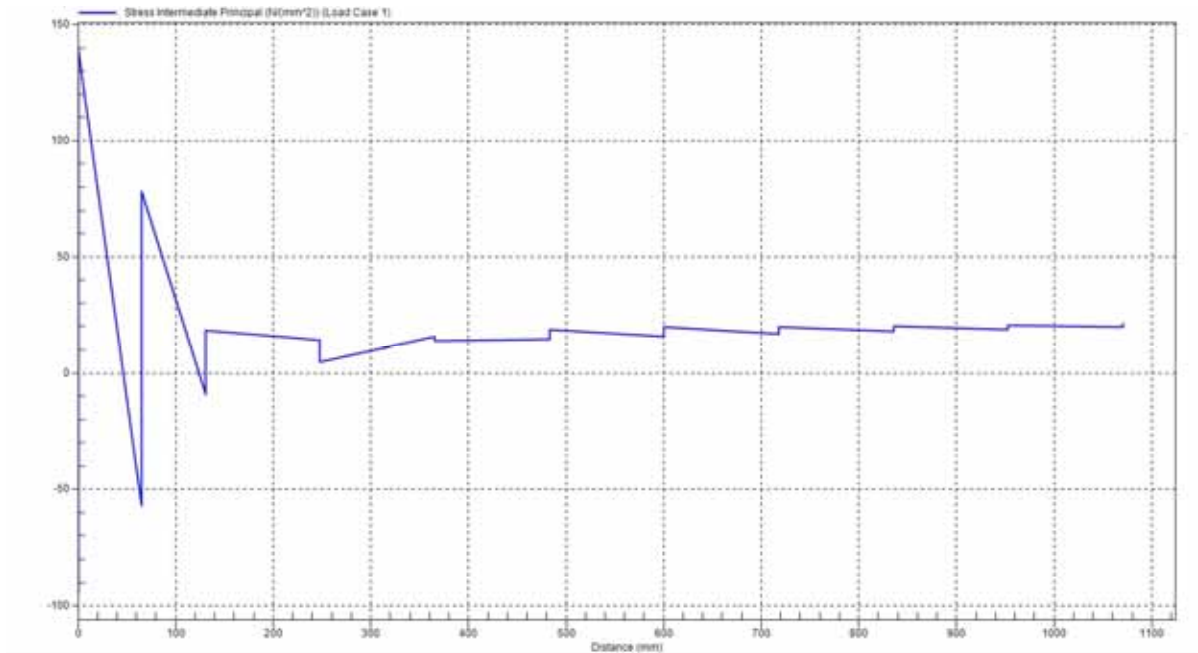
As Figuras 21, 22 e 23 mostram a queda de tensões máximas, intermediárias e mínimas em função da distância a partir do bocal B2 (de diâmetro 200 mm). Verifica-se que em uma distância superior a dois diâmetros do bocal, as tensões diminuem para valores próximos das tensões de membrana, iguais às obtidas para o vaso sem bocal e obtidas analiticamente.

Figura 21 - Gráfico da tensão máxima em função da distância do bocal.



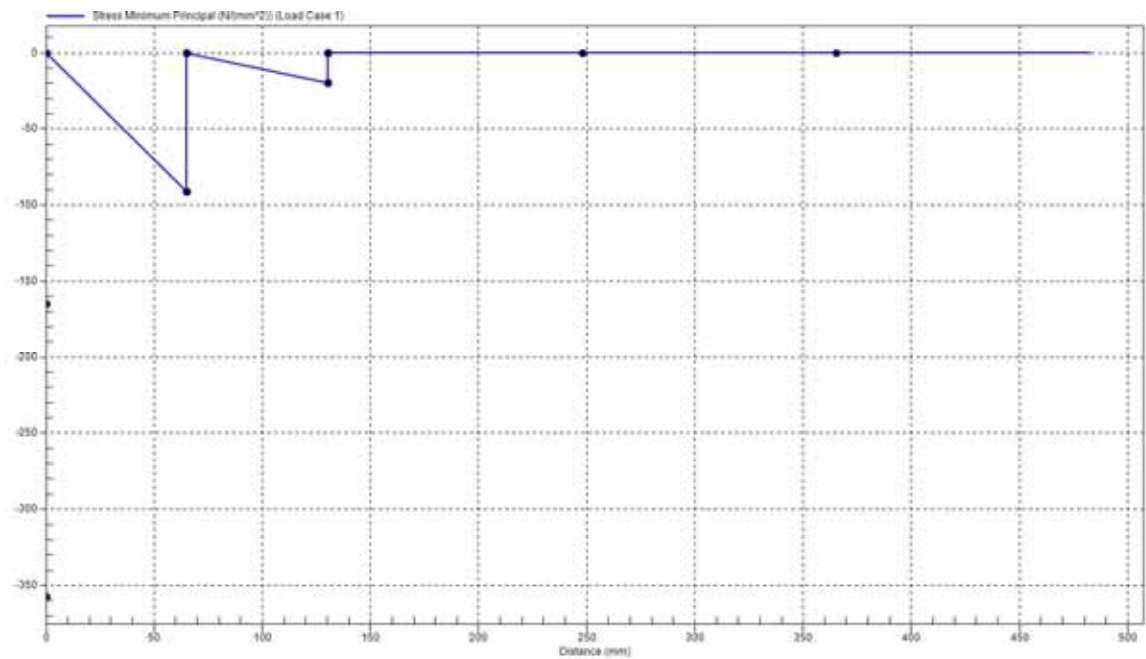
Fonte: (Autor próprio)

Figura 22 - Gráfico da tensão intermediária em função da distância do bocal.



Fonte: (Autor próprio)

Figura 23 - Gráfico da tensão mínima em função da distância do bocal.



Fonte: (Autor próprio)

## 5 CONCLUSÃO

Este trabalho teve como objetivo a simulação de um vaso de pressão usando o método dos elementos finitos e o cálculo analítico conforme as normas exigidas.

Primeiramente calculou-se as tensões longitudinais e circunferenciais do vaso analiticamente, em seguida foi feita a simulação do vaso de pressão sem bocais para verificar as tensões principais.

Após isso, foram inseridos três bocais no vaso de pressão, mantendo as mesmas dimensões, material, pressão e espessura, e feita a simulação novamente para verificar as influências dos bocais nas tensões principais do vaso.

Após realizadas as simulações, pode-se concluir que as tensões máximas do vaso de pressão com e sem bocais, ocorrem nos pontos de concentração de tensão, na junção dos bocais com o vaso e na junção dos tampos torisférico com o vaso cilíndrico. Comparando as tensões do vaso com bocais e sem bocais, verifica-se que as tensões próximas aos bocais são mais elevadas, mas, a uma pequena distância do bocal, aproximadamente 2 vezes o diâmetro do bocal elas reduzem para valores próximos ao vaso sem bocal e iguais aos valores calculados analiticamente, considerando tensões de membrana.

Pode-se concluir que quando se insere bocais, criam-se zonas de concentração de tensão, fazendo com que todas os parâmetros aumentem.

Uma sugestão para a diminuir as tensões, são a implementação de reforços ao redor dos bocais, já que estas são locais e diminuem para pontos afastados dos bocais.

## REFERÊNCIAS

ASME Seção VIII, Divisão 1, Edição 2001, Adenda 2003, American Society of Mechanical Engineers, código de projeto e de fabricação de vasos de pressão.

ASME Seção VIII, Divisão 2, Edição 2001, Adenda 2003, American Society of Mechanical Engineers, código de projeto e de fabricação de vasos de pressão.

ASME Seção VIII, Divisão 3, Edição 2001, Adenda 2003, American Society of Mechanical Engineers, código de projeto e de fabricação de vasos de pressão.

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

HUPPES, R. M., Trabalho de Graduação – Análise de Falha em um Vaso de Pressão

TELLES, P. C. S., Vasos de Pressão, Livros Técnicos e Científicos Editora, Edição 2007

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA, Coordenadoria Geral de Biblioteca, DIRETRIZES, 2013

WAGEMAKER, T. L., Trabalho de Graduação – Distribuição de Tensões em bocais de vasos de pressão, 2011