



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

ADSON BESERRA DA SILVA

**PROJETO DE VASO DE PRESSÃO SEGUNDO NORMA ASME E ANÁLISE PELO
MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS**

RECIFE

2015

ADSON BESERRA DA SILVA

**PROJETO DE VASO DE PRESSÃO SEGUNDO NORMA ASME E ANÁLISE PELO
MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS**

Dissertação apresentada ao Curso Pós-graduação em Engenharia Mecânica, do Centro de Tecnologia e Geociências da Universidade Federal de Pernambuco - UFPE, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Projetos, ênfase em Projeto Mecânico.

Orientador: Prof.^a Nadège Sophie Bouchonneau
da Silva

Coorientador: Prof. Francisco Espedito de Lima

RECIFE

2015

Catalogação na fonte
Bibliotecária Margareth Malta, CRB-4 / 1198

S586p Silva, Adson Beserra da.

Projeto de vaso de pressão segundo norma ASME e análise pelo método dos elementos finitos / Adson Beserra da Silva. - Recife: O Autor, 2015.

141 folhas, il., gráfs., tabs.

Orientadora: Profa. Dra. Nadège Sophie Bouchonneau da Silva.

Coorientador: Prof. Dr. Francisco Espedito de Lima.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco.

CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2015.

Inclui Referências e Apêndices.

1. Engenharia Mecânica. 2. Projeto de vaso de pressão. 3. Análise de tensão. 4. Simulação numérica. 5. Método dos Elementos Finitos. I. Silva, Nadège Sophie Bouchonneau da. (Orientador). II. Lima, Francisco Espedito de. (Coorientador). III. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2015-193

1º de julho de 2015

“PROJETO DE VASO DE PRESSÃO SEGUNDO NORMA ASME E ANÁLISE PELO
MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS”

ADSON BESERRA DA SILVA

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO
DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROJETOS

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA/CTG/EEP/UFPE

PROF^a DR^a NADÈGE SOPHIE BOUCHONNEAU DA SILVA
ORIENTADORA/PRESIDENTE

PROF. DR. FRANCISCO ESPEDITO DE LIMA
CO-ORIENTADOR

Prof. Dr. CEZAR HENRIQUE GONZALEZ
VICE-COORDENADOR DO PROGRAMA

BANCA EXAMINADORA:

Prof^a Dr^a NADÈGE SOPHIE BOUCHONNEAU DA SILVA (UFPE)

Prof. Dr. JOSÉ MARIA ANDRADE BARBOSA (UFPE)

Prof^a Dr^a LUCIETE ALVES BEZERRA (UFPE)

A minha esposa Renata, a minha irmã Soraia, e a todos os meus familiares e amigos
pelo tempo que deixamos de estar juntos.
Aos meus pais, João e Maria, a eles todos os créditos dedico.

AGRADECIMENTOS

A todos os familiares, colegas e conhecidos que direta ou indiretamente tornaram este caminho mais fácil, e nas horas de dúvidas foram apoio e incentivos.

À Prof.^a Dr.^a Nadège Bouchonneau, pela dedicação nas correções e orientações neste período de aprendizado.

Ao Prof. Dr. Francisco Espedito, que mudou minha visão sobre o engenheiro de projetos.

Ao Prof. Dr. José Maria de Andrade Barbosa, por sua inestimável ajuda no período de início deste trabalho.

Aos professores do departamento de engenharia mecânica e da pós-graduação pelo apoio nos momentos de dúvida e os esclarecimentos necessários ao entendimento de vários problemas que sem o devido encaminhamento me afastariam deste resultado.

Aos meus colegas de pós-graduação que tornaram um período de longa dedicação em algo divertido.

À CAPES – Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior.

"Embora Newton parecesse erguer o véu que ocultava alguns dos mistérios da natureza, ele ao mesmo tempo mostrou as imperfeições da filosofia mecânica e, com isso, devolveu seus segredos supremos à obscuridade em que eles estiveram e sempre permanecerão. "David Hume.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 - VASO DE PRESSÃO COM SEUS ITENS BÁSICOS	18
FIGURA 3.1 - TENSÕES CIRCUNFERENCIAIS (Σ_1) E AXIAIS (Σ_2), EM UM CILINDRO DE PAREDE FINA SUJEITO À PRESSÃO INTERNA. (ADAPTADO DE BEER & JOHNSTON, 2012)	30
FIGURA 3.2 - FIGURA DA ESQUERDA TENSÕES CIRCUNFERENCIAIS(Σ_1) E PRESSÃO (p) SOBRE O COSTADO; FIGURA DA DIREITA TENSÃO AXIAL (Σ_2) E PRESSÃO (p).....	30
FIGURA 3.3 - DISTRIBUIÇÃO DE TENSÕES CIRCUNFERENCIAIS (Σ_θ), E RADIAIS (Σ_R) AO LONGO DA ESPESSURA DE UM VASO DE PAREDE ESPESSA.	33
FIGURA 3.4 –INCÓGNITAS PARA O MEF.	39
FIGURA 3.5 - EQUAÇÕES FUNDAMENTAIS DA MECÂNICA PARA O MEF. (ADAPTADO DE [OLIVEIRA S., 2003]).....	39
FIGURA 3.6 – DEFORMAÇÃO DE UM CABO ELÁSTICO APOIADO NAS EXTREMIDADES. (ADAPTADO DE [ESPADA M, 2009]).....	40
FIGURA 3.7- DISCRETIZAÇÃO DO CABO.....	41
FIGURA 3.8 – ORGANOGRAMA DA METODOLOGIA DE NAN-HO KIM & BAHAVANI V. SANKAR (2009).....	44
FIGURA 3.9 - MALHA ESTRUTURADA.	46
FIGURA 3.10 - MALHA NÃO ESTRUTURADA.	47
FIGURA 4.1- VISÃO DOS COMPONENTES DE UM VASO DE PRESSÃO E SUA LOCALIZAÇÃO ..	53
FIGURA 5.1 – VASO DE PRESSÃO VP-1001.	71
FIGURA 5.2 – VASO DE PRESSÃO VP-2001.	73
FIGURA 5.3- VASO DE PRESSÃO VP-1001 COM MALHA TETRAÉDRICA.....	80
FIGURA 5.4 – DETALHE DA MALHA NO COSTADO E NO TAMPO (MODELO VP-1001).	81
FIGURA 5.5 - CAMPO DE TENSÃO DETERMINADO PARA O VP-1001.....	82
FIGURA 5.6 - VASO DE PRESSÃO VP-1001 SIMULADO PARA A PRESSÃO DE 10 MPa.	82
FIGURA 5.7 – SOBREPOSIÇÃO DA MALHA NO MODELO DE TENSÕES (MODELO VP-1001).	83
FIGURA 5.8 – TENSÕES DE PICO NOS CONCENTRADORES DE TENSÃO (MODELO VP-1001).....	83
FIGURA 5.9 – CONCENTRADORES DE TENSÃO DA BOCA DE VISITA E DA SAÍDA ALTA DE VAPOR (MODELO VP-1001).	84
FIGURA 5.10 - CONCENTRADORES DE TENSÃO DA BOCA DE VISITA E DA ENTRADA PRINCIPAL (MODELO VP-1001).....	84
FIGURA 5.11 – CONCENTRADORES DE TENSÃO COM PLANO DE CORTE PARALELO AO PLANO XZ (MODELO VP-1001).	85
FIGURA 5.12 - CONCENTRADORES DE TENSÃO COM PLANO DE CORTE PARALELO AO PLANO XZ E DEFORMADOS (MODELO VP-1001).	85
FIGURA 5.13 – POÇO DE DRENO E SAÍDA BAIXA DE LÍQUIDO CAMPO DE TENSÕES (MODELO VP-1001).....	86
FIGURA 5.14 – DETALHE DA REGIÃO DE MUDANÇA DE GEOMETRIA, TAMPO COSTADO (MODELO VP-1001).....	86
FIGURA 5.15 – DISTRIBUIÇÃO DE TENSÃO NA REGIÃO DE MUDANÇA DE GEOMETRIA, TAMPO COSTADO (MODELO VP-1001).....	87
FIGURA 5.16 – APOIO ESQUERDO DO VASO DE PRESSÃO E AS TENSÕES RESULTANTES (MODELO VP-1001).....	87
FIGURA 5.17 - CAMPO DE TENSÃO DETERMINADO PARA O VP-2001.....	88
FIGURA 5.18- VASO DE PRESSÃO VP-2001 COM MALHA TETRAÉDRICA	88

FIGURA 5.19 – DETALHE DA MALHA NÃO ESTRUTURADA (MODELO VP-2001).....	89
FIGURA 5.20 - VASO DE PRESSÃO VP-2001 SIMULADO PARA A PRESSÃO DE 10 MPA.	89
FIGURA 5.21 – SOBREPOSIÇÃO DA MALHA NO MODELO DE TENSÕES (MODELO VP-2001) ..	90
FIGURA 5.22 – TENSÕES DE PICO NOS CONCENTRADORES DE TENSÃO (MODELO VP-2001).....	91
FIGURA 5.23 – CONCENTRADORES DE TENSÃO DA BOCA DE VISITA E DA SAÍDA ALTA DE VAPOR (MODELO VP-2001).....	91
FIGURA 5.24 - CONCENTRADORES DE TENSÃO DA BOCA DE VISITA E DA ENTRADA PRINCIPAL (MODELO VP-2001).....	92
FIGURA 5.25 – CONCENTRADORES DE TENSÃO COM PLANO DE CORTE PARALELO AO PLANO XZ.ESCALA EM MPA (MODELO VP-2001)	92
FIGURA 5.26 - CONCENTRADORES DE TENSÃO COM PLANO DE CORTE PARALELO AO PLANO XZ E DEFORMADOS (MODELO VP-2001)	93
FIGURA 5.27 – POÇO DE DRENO E SAÍDA BAIXA DE LÍQUIDO CAMPO DE TENSÕES (MODELO VP-2001).....	94
FIGURA 5.28 – DETALHE DA REGIÃO DE MUDANÇA DE GEOMETRIA, TAMPO COSTADO (MODELO VP-2001).....	95
FIGURA 5.29 – DISTRIBUIÇÃO DE TENSÃO NA REGIÃO DE MUDANÇA DE GEOMETRIA, TAMPO COSTADO (MODELO VP-2001).....	95
FIGURA 5.30 – APOIO ESQUERDO DO VASO DE PRESSÃO E AS TENSÕES RESULTANTES (MODELO VP-2001).....	96
FIGURA 6.1 – VP-1001 EM DIMETRIA.....	99
FIGURA 6.2 – VP-2001 EM DIMETRIA.....	100
FIGURA 6.3 - VP-2001 MALHA TETRAÉDRICA.....	104
FIGURA 6.4 - VP-2001 MALHA HEXAÉDRICA.....	105
FIGURA 6.5 - CAMPOS DE TENSÕES NO VP-2001 MALHA TETRAÉDRICA	105
FIGURA 6.6 - CAMPOS DE TENSÃO NO VP-2001 COM MALHA HEXAÉDRICA.....	106
FIGURA 6.7 - REGIÃO DE MUDANÇA DE GEOMETRIA DO VASO.....	107
FIGURA 6.8 - RELAÇÃO NÚMERO DE NÓS VERSUS NÚMERO DE ELEMENTOS DA MALHA TETRAÉDRICA.	108
FIGURA 6.9 - RELAÇÃO NÚMERO DE NÓS VERSUS NÚMERO DE ELEMENTOS DA MALHA HEXAÉDRICA	109
FIGURA 6.10 - RELAÇÃO DE TENSÃO MÁXIMA E MÍNIMA MALHA TETRAÉDRICA.....	109
FIGURA 6.11 - RELAÇÃO DE TENSÃO MÁXIMA E MÍNIMA MALHA HEXAÉDRICA.....	110
FIGURA 6.12 - MALHAS APLICADAS NA REGIÃO DE ESTUDO.....	111
FIGURA 6.13 - PONTOS DE INTERESSE PARA LINEARIZAÇÃO DAS TENSÕES NO VASO DE PRESSÃO.....	112
FIGURA 6.14 - LINEARIZAÇÃO DA TENSÃO NA ESPESSURA DO COSTADO, NO PLANO QUE CONTÉM O CENTRO GEOMÉTRICO DO VP-1001.....	114
FIGURA 6.15 - GRÁFICO DA LINEARIZAÇÃO NO PLANO DO CENTRO GEOMÉTRICO DO VP-1001, PONTO 1.....	114
FIGURA 6.16 - LINEARIZAÇÃO DO PONTO DE UNIÃO COSTADO/TAMPO APRESENTANDO A MAIOR TENSÃO DE MEMBRANA NO COSTADO, À DIREITA DO CENTRO.(PONTO 3)	115
FIGURA 6.17 - LINEARIZAÇÃO DO PONTO DE UNIÃO COSTADO/TAMPO APRESENTANDO A MAIOR TENSÃO DE MEMBRANA NO COSTADO, À ESQUERDA DO CENTRO.(PONTO 2)	116
FIGURA 6.18 - REGIÃO ESPECIAL DO TAMPO LINEARIZADA.....	117
FIGURA 6.19 - LINEARIZAÇÃO DETERMINADA PARA A REGIÃO ACIMA DEMONSTRADA. (PONTO 4).....	118

FIGURA 6.20 - LINEARIZAÇÃO DA TENSÃO NO TAMPO NA POSIÇÃO DE INTERESSE. (PONTO 5).....	118
FIGURA 6.21 - GRÁFICO DA LINEARIZAÇÃO NO PLANO DO CENTRO GEOMÉTRICO DO VP- 2001.(PONTO 1).....	120
FIGURA 6.22 - LINEARIZAÇÃO DO PONTO DE UNIÃO COSTADO/TAMPO APRESENTANDO A MAIOR TENSÃO DE MEMBRANA NO COSTADO, À DIREITA DO CENTRO.(PONTO 3)	121
FIGURA 6.23 - LINEARIZAÇÃO DO PONTO DE UNIÃO COSTADO/TAMPO APRESENTANDO A MAIOR TENSÃO DE MEMBRANA NO COSTADO, À ESQUERDA DO CENTRO.(PONTO 3)	121
FIGURA 6.24 - REGIÃO ESPECIAL DO TAMPO PARA SER LINEARIZADA. (PONTO 4)	123
FIGURA 6.25 - LINEARIZAÇÃO DETERMINADA PARA A REGIÃO ACIMA DEMONSTRADA.....	123
FIGURA 6.26 - LINEARIZAÇÃO DA TENSÃO NO TAMPO NA POSIÇÃO DE INTERESSE. (PONTO 5).....	124

LISTA DE TABELAS

TABELA 3.1 – TENSÕES PRIMÁRIAS E SUA COMPARAÇÃO COM A TENSÃO ADMISSÍVEL.....	38
TABELA 4.1 - CARACTERÍSTICAS DE PROJETO DO VASO DE PRESSÃO	51
TABELA 4.2 - ACESSÓRIOS DO VASO DE PRESSÃO.	52
TABELA 4.3 - CARACTERÍSTICAS MECÂNICAS DO AÇO ASTM A516 GR70.....	54
TABELA 4.4 - CONDIÇÕES DE CONTORNO PARA OS VASOS DE PRESSÃO.	67
TABELA 4.5 – CONFIGURAÇÃO DO PC PARA SIMULAÇÃO	68
TABELA 5.1 - VASO DE PRESSÃO VP-1001 DETERMINADO PELA ASME SEÇÃO VIII DIVISÃO I. UNIDADES EM MILÍMETRO.....	70
TABELA 5.2 - VASO DE PRESSÃO VP-2001 DETERMINADO PELA ASME SEÇÃO VIII DIVISÃO II. UNIDADES EM MILÍMETRO.....	72
TABELA 5.3 - LISTA DE TENSÕES DETERMINADAS VP-1001.....	76
TABELA 5.4 - LISTA DE TENSÕES DETERMINADAS VP-2001.....	79
TABELA 6.1 – TENSÕES DE MEMBRANA PARA O VP-1001, PARA OS RAIOS.	101
TABELA 6.2 - TENSÕES DE MEMBRANA PARA O VP-2001, PARA OS RAIOS.	101
TABELA 6.3 – TENSÕES DE LAMÉ PARA VP-1001.	102
TABELA 6.4 – TENSÕES DE LAMÉ PARA VP-2001.	102
TABELA 6.5- ESPESSURAS COM TENSÕES CIRCUNFERENCIAIS.	103
TABELA 6.6- NÚMERO DE NÓS E DE ELEMENTOS DAS MALHAS.	106
TABELA 6.7 - RELAÇÕES DE ARESTAS ESTUDADAS.....	108
TABELA 6.8 - NÚMERO DE ELEMENTOS E NÓS DO VP-1001	113
TABELA 6.9 - NÚMERO DE NÓS E ELEMENTOS PARA O VP-2001.....	119
TABELA 6.10- ESPESSURAS COM TENSÕES CIRCUNFERÊNCIAIS.	125

LISTA DE ACRÔNIMOS

a	Aresta Maior
b	Aresta Menor
f_a	Amplitude, ou metade do ciclo completo de fadiga
mm	Milímetro
p	Pressão
r	Raio
r_i	Raio interno
r_0	Raio externo
t	Espessura
t_n	Espessura nominal
t_r	Espessura nominal pelo raio externo
ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
B	Poço de dreno
BS	<i>British Standard</i>
BV	Boca de visita
CLT	Consolidação das leis trabalhistas
C_1	Constante angular usada no cálculo do tampo toroesférico
C_2	Constante angular usada no cálculo do tampo toroesférico
D	Diâmetro
D_i	Diâmetro interno
D_m	Diâmetro médio
Dr	Dreno
E	Eficiência de solda
F	Tensões de pico
f_{rl}	Fator de correção de área
G	Constant usada no cálculo do tampo toroesférico
ID	Diâmetro interno
k	Razão entre o diâmetro e duas vezes a altura
Kgf/cm ²	Quilograma força por centímetro quadrado
L	Comprimento

L	Raio da coroa de um tampo toroesférico
MEF	Método dos Elementos Finitos
MPa	Mega Pascal
MW	Linha principal
NR	Normas regulamentadoras
OD	Diâmetro externo
P_a	Máxima tensão interna admissível de um tampo toroesférico
P_{ac}	Pressão interna admissível de um tampo toroesférico baseado na ruptura da coroa
P_{ak}	Pressão interna permitida de um tampo toroesférico baseado em uma falha de flambagem da junta
P_b	Tensões de flexão primárias
P_{ck}	Valor da pressão interna esperada para resultar em falha por flambagem da junta do tampo toroesférico
P_{eth}	Valor da pressão interna esperada para produzir deformação elástica da junta num tampo toroesférico
P_l	Tensões de membrana primárias locais
P_m	Tensões de membrana primárias gerais
P_{novo}	Pressão para o vaso novo
P_y	Valor da pressão interna esperada para resultar em uma tensão máxima igual à resistência ao escoamento de material em um tampo toroesférico
Q	Tensões Secundárias
R	Raio
R_{th}	Raio usado no cálculo do tampo toroesférico
r	Raio de curvatura
S	Intensidade de tensões principais
S_{adm}	Tensão admissível para o material
S_e	Tensão equivalente de mises
S_{pro}	Tensão de projeto
S_{tampo}	Tensão no tampo
Sl	Saída de líquido baixa

S_v	Saída de vapor alta
VP	Vaso de pressão
Vs	Válvula de segurança
W_{vazio}	Peso vazio do vaso
W_{th}	Peso no teste hidrostático
Δx	Variação no eixo X
β_{th}	Ângulo usado no cálculo do tampo toroesférico
σ	Tensão
σ_1	Tensão circumferencial
σ_2	Tensão longitudinal
σ_3	Tensão radial
σ_θ	Tensão circumferencial
σ_e	Tensão equivalente de mises
σ_c	Tensão circumferencial
σ_L	Tensão longitudinal
σ_r	Tensão radial
σ_x	Tensão longitudinal
σ_y	Tensão de escoamento
ϕ_{th}	Ângulo usado no cálculo do tampo toroesférico

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	18
1.1 ESTRUTURA DO TRABALHO	20
2 OBJETIVOS.....	23
2.1 OBJETIVO GERAL.....	23
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	23
3 REVISÃO DE LITERATURA	25
3.1 CÓDIGO ASME.....	25
3.1.1 Norma ASME Seção VIII DIVISÃO I	26
3.1.2 Norma ASME Seção VIII DIVISÃO II	26
3.2 HISTÓRICO DAS NORMAS REGULAMENTADORAS (NR)	27
3.3 PROJETO DE VASOS DE PRESSÃO	27
3.4 TEORIA DE CASCAS	29
3.5 CRITÉRIOS DE FALHA BASEADOS EM ESCOAMENTO	35
3.5.1 Conceitos básicos de projeto por análise	36
3.5.2 Categorização das tensões	37
3.5.3 Relação entre as tensões limítimes e as categorias de tensões	37
3.6 O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	38
3.6.1 Definições.....	42
3.6.2 Malhas.....	45
3.6.3 Estado da Arte.....	47
4 MATERIAL E MÉTODO	51
4.1 VASO DE PRESSÃO	51
4.1.1 Determinação do material para o vaso de pressão	53
4.1.2 Metodologia para determinar as espessuras segundo ASME	54
4.2 CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	66
4.3 CONFIGURAÇÃO DO EQUIPAMENTO	67
5 RESULTADOS.....	70
5.1 VASO DE PRESSÃO ASME DIVISÃO I.....	70
5.2 VASO DE PRESSÃO ASME DIVISÃO II.....	72
5.3 ANÁLISE NUMÉRICA ANALÍTICA.....	74

5.3.1	VP-1001 Análise de Tensões	74
5.3.2	VP-2001 Análise de Tensões	77
5.4	ANÁLISE PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	79
5.4.1	Análise do VP-1001.....	80
5.4.2	Análise do VP-2001.....	88
6	DISCUSSÃO	98
6.1	VASO DE PRESSÃO	98
6.2	CONSTRUÇÃO DE MODELO	99
6.3	MÉTODO ANALÍTICO POR FÓRMULAS	100
6.3.1	Tensões versus espessura de parede – Método Analítico	102
6.4	ANÁLISE PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS USANDO O ANSYS	103
6.4.1	Determinação da malha	103
6.4.2	Condições de contornos estudadas	111
6.4.3	Resultados no ANSYS	112
6.5	ANÁLISE DAS ESPESSURAS.....	125
7	CONCLUSÕES	128
7.1	TRABALHOS FUTUROS	129
	REFERÊNCIAS.....	130
	APÊNDICE 1.....	136
	CÁLCULOS DE DETERMINAÇÃO DOS VASOS	136

RESUMO

Este trabalho teve como objetivo projetar um vaso de pressão segundo a norma ASME, efetuar uma análise deste usando o método analítico e o Método dos Elementos Finitos e comparar os resultados obtidos pelos dois métodos. Dois vasos de pressão foram dimensionados seguindo especificações oriundas de um sistema virtual, determinado apenas para este estudo e aplicando essas especificações à ASME seção VIII Divisão I e II. Com base nessas determinações, os vasos foram modelados em 3D utilizando o software SOLIDWORKS®. Foram determinadas as tensões de membrana para cada vaso, via método analítico e com os modelos tridimensionais foram feitas as simulações utilizando o software ANSYS® para obtenção da distribuição das tensões. Com base nas teorias de membrana e nos resultados das simulações, pôde-se entender o comportamento das tensões atuantes no vaso devido ao carregamento e identificar as regiões com maiores concentração de tensões. Conseguiu-se estabelecer um paralelo entre os requisitos exigidos pela norma e o impacto destes no projeto de um vaso de pressão. Pôde-se concluir que os vasos determinados por norma apresentam maior robustez e que, quando analisados através do Método dos Elementos Finitos em um modelo 3D, apresentam a possibilidade de uma redução em suas espessuras.

Palavras Chaves: Projeto de vaso de pressão. Análise de tensão. Simulação numérica e Método dos Elementos Finitos.

ABSTRACT

This study aimed to design a pressure vessel according to ASME standard, make an analysis using analytical method and compare the results with those obtained by using the Finite Element Method. Two pressure vessels were determined by following specifications derived from a system that works with the pressure vessel and applying ASME Section VIII Division I and II w. Based on these determinations these vessels were modeled in 3D using the software SOLIDWORKS®. Membrane tensions were determined for each vessel by using an analytical method, and for the models, simulations were performed with the software ANSYS® in order to determine the stress distribution. Based on the analytical method and the results of numerical simulations, it was possible to understand the behavior of the stresses acting on the vessel due to loading. We could draw a parallel between the requirements of the standard and the impact of these in a pressure vessel project. It could be concluded that vessels determined by standards are stronger and when analyzed using the Finite Element Method by using a 3D model, present the possibility of a reduction in their thicknesses.

Key words: Pressure vessel design. Stress analysis. Numerical simulation and Finite Element Method

1 INTRODUÇÃO

1 INTRODUÇÃO

Um dos equipamentos mais comuns na indústria atual é o Vaso de Pressão (VP). O termo “Vaso de Pressão” designa genericamente todos os recipientes estanques, de qualquer tipo, dimensões, formato ou finalidade, capazes de conter um fluido pressurizado, TELLES (1996). Os sistemas industriais que utilizam vasos de pressão são os mais diversos, podem-se citar os processos nas indústrias químicas e petroquímicas, indústrias alimentícias e farmacêuticas, entre outros.

Um vaso de pressão é um termo para representar um conjunto de componentes. Os principais componentes de um vaso de pressão são o costado, os tampos, boca de visita, saída, apoios, selas, flanges, vents e drenos. Além desses, têm-se os aparelhos que podem ser anexados a este equipamento, os medidores de temperatura, pressão e de nível e as válvulas. Na Figura 1.1, pode-se ver um vaso de pressão e seus principais componentes.

FIGURA 1.1 - VASO DE PRESSÃO COM SEUS ITENS BÁSICOS.



(Fonte: <http://www.jamisonproducts.com/pipeline-products/pressure-vessels.html>)

Nos dias atuais, as exigências dos processos são cada vez maiores, em detrimento delas, os sistemas apresentam como características a pressão e a

temperatura, e estas implicando em equipamentos que devem satisfazer maiores critérios de confiabilidade e segurança. Em alguns processos, as condições requeridas, críticas para o equipamento, só podem ser alcançadas graças ao desenvolvimento de técnicas de projeto e análises cada vez mais robustas. Além disso, o desenvolvimento e aprimoramento de materiais e das ferramentas computacionais usadas na fase de projetos e de análise sugerem um melhor comportamento do equipamento diante de tais cenários.

Com base em referências como a *OSHA – Occupational Safety & Health Administration*, determinou-se que existem muitos vasos em operação que apresentam fraturas ou danos que podem levar ao comprometimento do vaso e levando a um possível acidente. Dentre os vários cenários que podem ocorrer devido a uma falha em um vaso, pode-se citar a liberação de seu conteúdo. Dependendo desse conteúdo, podem acontecer intoxicações e ou até envenenamento por produtos tóxicos. Em outro cenário mais agressivo, podem ocorrer catástrofes de dimensões consideráveis, caso haja o incêndio e ou explosão de um vaso.

Com esta visão de que o vaso de pressão é um equipamento de alto risco e que o projeto, do ponto de vista da engenharia, é uma etapa que está cada vez mais complexa, alguns casos requerem o uso de ferramentas computacionais sofisticadas e de equipamentos com poder de processamento cada vez maiores. A metodologia baseada na análise pelo Método dos Elementos Finitos requer esses elementos e um cuidado com os equipamentos utilizados.

O presente estudo demonstra uma metodologia de análise de contexto geral de um equipamento de alta complexidade, que contempla uma visão generalista com o objetivo de apresentar respostas mais acuradas que o método analítico e que diante de modelos puramente determinados por equações, traz modelos mais informativos e com determinação mais direta dos pontos sensíveis, e a estes deve-se apresentar um detalhamento maior.

Além dessas determinações, pode-se perceber uma redução da espessura de partes do equipamento que pode resultar em uma possível diminuição em seu custo total. Essa redução de custo vem da possibilidade de uma redução das espessuras determinadas de forma analítica.

Em uma visão geral, pode-se dizer que a metodologia utilizada é uma introdução a um modelo de análise que difere do que se encontrou na literatura. Séra

possível observar que este trabalho aborda o vaso de pressão como um elemento único, e por isto, deve ser analisado de forma integral e não reduzindo a regiões de interesse, como percebe-se nos trabalhos na área de vasos de pressão apresentados na revisão de literatura. De maneira geral, este estudo foi aplicado a um vaso e sistema genéricos, ou virtuais, os quais não correspondem a nenhum vaso em operação ou sistema existente.

1.1 ESTRUTURA DO TRABALHO

Em seguida, apresenta-se a estruturação adotada para este trabalho com um breve resumo sobre os capítulos.

Capítulo 1 – Introdução

Apresenta uma introdução geral sobre vaso de pressão, e a metodologia usada neste trabalho. Além desta introdução também apresenta uma estruturação do presente trabalho.

Capítulo 2 – Revisão de literatura

Neste capítulo, apresenta-se o objetivo geral para este trabalho. Em outro item têm-se a apresentação dos objetivos específicos determinados para este trabalho.

Capítulo 3 – Revisão de literatura

Neste capítulo, apresenta-se uma revisão das normas e das teorias utilizadas para se projetar, modelar e analisar vasos de pressão, como também uma revisão dos trabalhos na área de vasos de pressão encontrados na literatura.

Capítulo 4 – Material e Método

O conteúdo deste capítulo refere-se à determinação de maneira direta dos vasos de pressão e à aplicação da metodologia segundo a norma ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) para determinar as espessuras dos componentes dos vasos de pressão. Nele, apresentam-se também as condições de contorno aplicadas ao Método dos Elementos Finitos.

Capítulo 5 – Resultados

Este capítulo contém a apresentação de todos os resultados determinados para este estudo, desde o projeto de um vaso até as análises pelo método analítico e pelo Método dos Elementos Finitos.

Capítulo 6 – Discussão

O capítulo das discussões traz todos os questionamentos para os quais se buscaram respostas, as quais foram detalhadas e discutidas de maneira objetiva.

Capítulo 7 – Conclusões

Neste capítulo são apresentadas todas as conclusões obtidas deste estudo e as perspectivas de trabalhos futuros.

2 OBJETIVOS

2 OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GERAL

O presente trabalho tem como objeto projetar um vaso de pressão pela norma ASME Seção VIII Divisão I e II e, com base nos projetos, desenvolver uma análise das tensões pelo método analítico e pelo Método dos Elementos Finitos, para comparar os diferentes métodos de análise.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Os objetivos específicos deste trabalho são:

1. definir um projeto do vaso de pressão baseado na norma e nas condições de operação;
2. gerar modelos numéricos tridimensionais para representar o comportamento mecânico do vaso de pressão projetado;
3. determinar as tensões pelo método analítico e pelo Método dos Elementos Finitos;
4. avaliar as tensões obtidas no método analítico em confronto às obtidas no Método dos Elementos Finitos;
5. estudar a influência da espessura do vaso de pressão nas tensões e o impacto das mesmas em um projeto;
6. identificar os pontos críticos do vaso de pressão.

3 REVISÃO DE LITERATURA

3 REVISÃO DE LITERATURA

3.1 CÓDIGO ASME

Fundada em 1880 como a Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos, a ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) é uma organização profissional sem fins lucrativos que permite a colaboração, partilha de conhecimentos e desenvolvimento de habilidades em todas as disciplinas de engenharia, promovendo, ao mesmo tempo, o papel vital do engenheiro na sociedade. Códigos e normas ASME, publicações, conferências, promovem a formação continuada e programas de desenvolvimento profissional e fornecem uma base para o avanço do conhecimento técnico e um mundo mais seguro.

O código ASME foi criado em 1911, ainda como Comitê de Caldeiras do ASME, com a publicação da primeira edição do Código em 1914-1915, exclusivamente para caldeiras estacionárias (Seção I). Em 1924 seria publicada a Seção VIII, referente a vasos de pressão não sujeitos a chama.

Até a década de 60 era exigido apenas que a espessura do equipamento fosse capaz de suportar a tensão máxima atuante e que o material fosse suficientemente dúctil, de forma a acomodar, sem riscos imediatos, tensões de pico e tensões geradas em regiões de descontinuidades geométricas. Esta parte corresponde a Divisão I.

A Divisão II teve sua primeira edição em 1968 e sua última revisão em 2013, a usada neste trabalho é a revisão de 2010, nesta pode-se ver uma separação entre os tipos de projeto:

- Projeto por Norma:

Emprega soluções analíticas consagradas para o dimensionamento de vasos com detalhes padronizados para a geometria dos componentes. Esta já existia nas edições anteriores.

- Projeto por Análise:

Além do descrito anteriormente, este inclui componente com geometrias e ou incrementos não convencionais, em que o dimensionamento depende de uma análise e classificação das tensões atuantes e comparação com valores admissíveis.

3.1.1 Norma ASME Seção VIII DIVISÃO I

A Divisão I da ASME estabelece regras para a determinação dos componentes mais importantes do VP, casco, tampos, reduções, flanges, bocais e reforços, submetidos à pressão externa ou interna. Ela também informa sobre outras cargas e reforços que devem ser considerados, porém não estabelece uma metodologia para isto.

Essa Divisão é limitada a uma pressão interna máxima de $20,685 \text{ MPa}$, e mínima de $0,103 \text{ MPa}$, para o caso de pressão externa está limitada a $0,103 \text{ MPa}$.

As tensões primárias de membrana, normais às paredes do vaso, induzidas pelo carregamento imposto ao vaso não deverão ultrapassar os valores estabelecidos para as tensões admissíveis. Em caso de existir tensões devido à carga de vento ou sísmica, podemos majorar a tensão admissível em 20%.

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

3.1.2 Norma ASME Seção VIII DIVISÃO II

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

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

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

3.2 Histórico das normas regulamentadoras (NR)

No Brasil, as Normas Regulamentadoras, também conhecidas como NRs, regulamentam e fornecem orientações sobre procedimentos obrigatórios relacionados à segurança e medicina do trabalho. Essas normas são citadas no Capítulo V, Título II, da Consolidação das Leis do Trabalho (CLT). Foram aprovadas pela Portaria N.^º 3.214, 8 de junho de 1978, são de observância obrigatória por todas as empresas brasileiras regidas pela CLT e são periodicamente revisadas pelo Ministério do Trabalho e Emprego.

A NR que se refere a vasos de pressão é a NR-13, ela estabelece os procedimentos obrigatórios nos locais onde se situam as caldeiras de qualquer fonte de energia, projeto, acompanhamento de operação e manutenção, inspeção e supervisão de inspeção de caldeiras e vasos de pressão, em conformidade com a regulamentação profissional vigente no país. A última atualização dessa NR foi feita em 28 de abril de 2014. Trazendo como inovação, que tubulações serão vistas como vasos de pressão, e assim devem ser avaliadas.

3.3 Projeto de vasos de pressão

O projeto de vasos de pressão deve ser feito para as mais severas condições de pressão e temperatura aos quais o equipamento irá operar durante a vida útil, em que o vaso experimenta condições de serviço únicas, que são:

- comissionamento;
- operação Normal;
- desvio de operações (tanto os previsíveis quanto os não esperados);
- descomissionamento.

Com o intuito de prevenir comportamentos inadequados, oriundos de tais situações e uniformizar o projeto deste equipamento, foram instituídos padrões que estão descritos nas normas e códigos. Eles têm como função garantir, principalmente, condições mínimas de segurança para sua operação. Apoiado em um histórico de

anos de acompanhamento, pode-se dizer que o projeto de vaso baseado nas normas diminui muito a probabilidade de falhas e ou acidentes.

Uma norma de projeto representa um conjunto coerente de premissas que são características dessa norma, relacionando critérios de cálculo, coeficientes de segurança, padronização e especificações de materiais, detalhes de fabricação e inspeção, DONATO (2003).

Segundo a ASME VIII (2010), os vasos de pressão devem ser projetados para suportar as seguintes cargas, quando pertinentes:

- pressão interna e ou externa;
- peso do vaso e seus acessórios durante operação ou teste hidrostático (incluindo pressão estática de líquidos);
- reações estáticas devido ao peso de equipamentos anexos ao vaso de pressão, como motores, maquinário, outros vasos, tubulação, revestimentos e proteções;
- componentes internos do vaso e externos como olhais, anéis, saia;
- reações cíclicas e dinâmicas devido à pressão ou variação térmica, equipamentos anexos ao vaso e cargas mecânicas;
- vento, neve e reações sísmicas;
- reações de impacto como as causadas por choque de fluídos;
- diferentes coeficientes de expansão térmica dos materiais;
- pressões incomuns como as causadas por deflagração.

Para o desenvolvimento de um vaso de pressão, deve-se fundamentar o projeto em uma análise de resistência estrutural. A análise de resistência estrutural é originada na resistência mecânica, a qual é definida como a capacidade de suportar um determinado carregamento sem que ocorram nos materiais tensões excessivas, BEER & JOHNSTON (2012).

Com isso, pode-se admitir que o desenvolvimento de um vaso de pressão é uma análise de resistência estrutural, e que com os subsídios das normas, tensões admissíveis, fórmulas e limitações, podem-se determinar as tensões atuantes no vaso e compará-las com as tensões admissíveis nas condições do projeto.

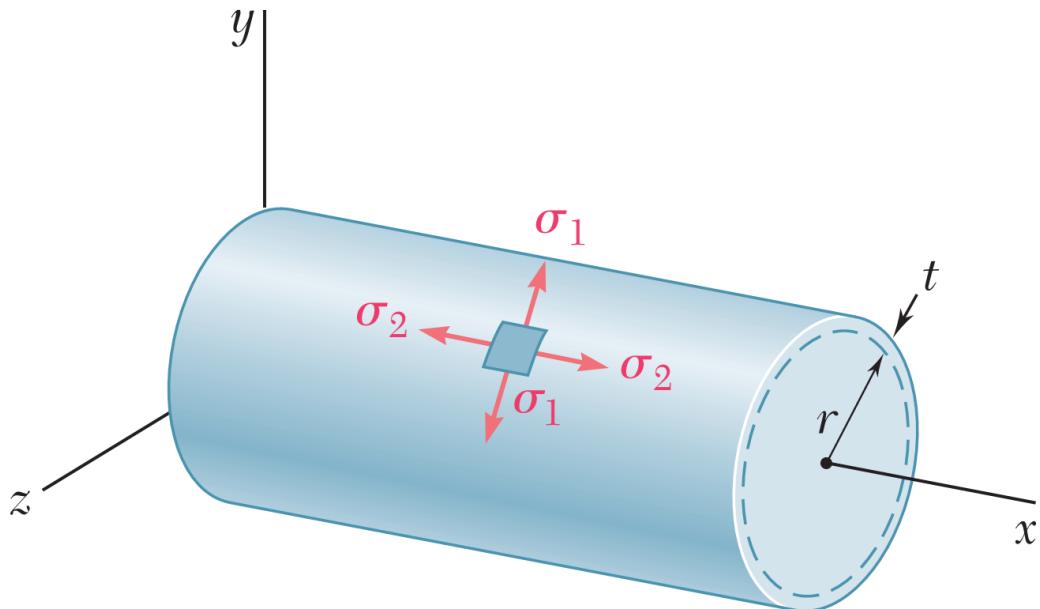
Neste trabalho, estudou-se um caso onde a aplicação da norma é comum, dado que esta analisa o comportamento de componentes fundamentais deste equipamento, componentes esses, já bastante discutidos em norma. Os componentes envolvidos neste trabalho são o costado e os tamos de um vaso de pressão projetado pela ASME Seção VIII Divisões I e II. Este projeto foi todo desenvolvido sem elementos comparativos, isto é, este vaso não tem similar em operação.

3.4 Teoria de cascás

Nos projetos, tanto por norma quanto por análise, a teoria inicialmente desenvolvida foi baseada na teoria de cascás. Dessa maneira, o conhecimento desenvolvido até hoje, existente nas normas e para análise de tensões, é baseado na teoria de cascás finas.

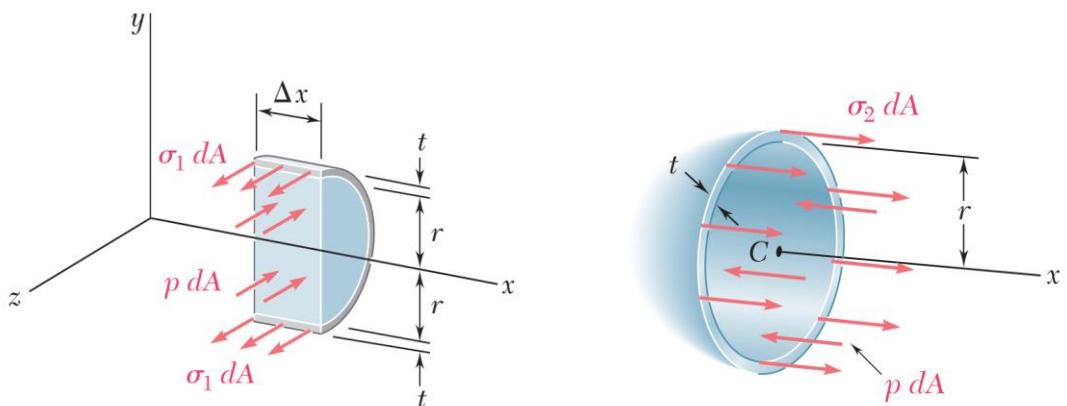
Considerando o caso de uma casca fina cilíndrica e longa de raio (r) e espessura (t), submetida a um carregamento de pressão interna (p), que apresenta um comprimento (L) ao longo do eixo X. Como esperado, forças e tensões surgem na parede cilíndrica na direção circunferencial. Sendo este cilindro fechado nas extremidades, também surgirão tensões na direção axial. Conforme ilustrado na Figura 3.1 e 3.2.

FIGURA 3.1 - TENSÕES CIRCUNFERENCIAIS (σ_1) E AXIAIS (σ_2), EM UM CILINDRO DE PAREDE FINA SUJEITO À PRESSÃO INTERNA. (ADAPTADO DE BEER & JOHNSTON, 2012)



(adaptado de BEER & JOHNSTON, 2012)

FIGURA 3.2 - FIGURA DA ESQUERDA TENSÕES CIRCUNFERENCIAIS (σ_1) E PRESSÃO (p) SOBRE O COSTADO; FIGURA DA DIREITA TENSÃO AXIAL (σ_2) E PRESSÃO (p).



(adaptado de BEER & JOHNSTON, 2012)

Dada à aplicação da pressão interna p , apresentam-se tensões circunferenciais, denotadas na Figura 3.2 por (σ_1) que doravante chamaremos (σ_θ), e as tensões axiais, da Figura 3.2 por (σ_2) que chamaremos de (σ_x). Ambas são assumidas uniformes em toda espessura e ao longo do comprimento, desde que o cilindro seja considerado “longo” e “fino”. Além destas, também temos a tensão radial (σ_r).

Por cilindro “longo”, entende-se que os tampos devem estar distantes o suficiente, para não provocar distúrbios nas tensões na parte principal do cilindro. Vale ressaltar que o comportamento do campo de tensões próximo às extremidades será diferente, podendo ocorrer elevados gradientes. Por cilindro “fino”, entende-se que o raio do cilindro seja maior que sua espessura de parede, de modo que não haja necessidade de identificar o raio como sendo associado a uma superfície de parede especial (interna, externa ou média).

A determinação das tensões circunferenciais e axiais é obtida através das Equações 3.1 e 3.2., essas tensões são conhecidas como tensões de membrana, dado que não haja variação de tensão através da espessura, isto é, se não houver ação de tensões de flexão.

$$2tL\sigma_{\theta} = 2rLp \Rightarrow \sigma_{\theta} = \frac{pr}{t} \quad (3.1)$$

Onde:

σ_{θ} = tensão circunferencial;

L = comprimento;

p = pressão;

r = raio;

t = espessura.

Tomando o equilíbrio longitudinal, encontra-se a tensão longitudinal:

$$2\pi rt\sigma_x = \pi r^2 p \Rightarrow \sigma_x = \frac{pr}{2t} \quad (3.2)$$

Onde:

σ_x = tensão longitudinal;

Temos também que:

$$\sigma_r = -p \quad (3.3)$$

Onde:

σ_r = tensão radial;

Estas tensões foram obtidas considerando apenas as condições de equilíbrio e são válidas se $r \geq 10t$, do ponto de vista da espessura $t \leq 0,1r$.

Para maior precisão, considera-se a influência da espessura em relação ao diâmetro. Por exemplo, considerando um cilindro longo e de parede “espessa”, as equações de Lamé devem ser consideradas, SPENCE & TOOTH (1994). Podem ser observadas nas Equações 3.4, 3.5 e 3.6, considerando o carregamento de pressão interna.

$$\sigma_\theta = \frac{p \left(1 + \left(\frac{r_0}{r} \right)^2 \right)}{\left(\frac{r_0}{r_i} \right)^2 - 1} \quad (3.4)$$

$$\sigma_r = \frac{p \left(1 - \left(\frac{r_0}{r} \right)^2 \right)}{\left(\frac{r_0}{r_i} \right)^2 - 1} \quad (3.5)$$

$$\sigma_x = \frac{p}{\left(\frac{r_0}{r_i} \right)^2 - 1} \quad (3.6)$$

Onde:

σ_r = tensão radial;

r_0 = raio externo;

r_i = raio interno.

Com o intuito de fazer uma análise e comparar com a metodologia da ASME, deve-se determinar a tensão equivalente de Von Mises. O primeiro passo é transferir as componentes tangencial, longitudinal e radial para as tensões principais e isso é feito de modo que as componentes de cisalhamento sejam nulas, no sistema principal. Assim, têm-se que σ_θ , σ_x e σ_r são iguais a σ_1 , σ_2 e σ_3 respectivamente. Desse modo, a tensão equivalente de Von Mises é definida como:

$$S_e = \sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{0,5} \quad (3.7)$$

Onde:

$S_e = \sigma_e$ = tensão equivalente de Von Mises;

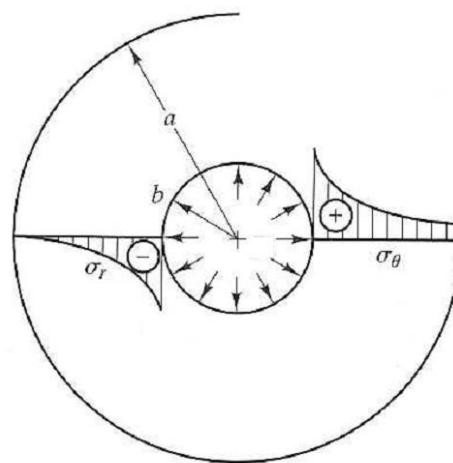
σ_1 = tensão principal no eixo 1;

σ_2 = tensão principal no eixo 2;

σ_3 = tensão principal no eixo 3.

O comportamento típico das tensões em um tubo de parede “espessa” é mostrado na Figura 3.3.

FIGURA 3.3 - DISTRIBUIÇÃO DE TENSÕES CIRCUNFERENCIAIS (σ_θ), E RADIAIS (σ_r) AO LONGO DA ESPESSURA DE UM VASO DE PAREDE ESPESSA.



(adaptado de SPENCE & TOOTH (1994))

As equações de Lamé são úteis para aplicações em vasos submetidos à altas pressões, no entanto devem ser observadas outras considerações. No caso de um cilindro moderadamente “espesso”, uma aproximação para a tensão circumferencial é empregar a teoria da casca fina utilizando o raio médio ou o diâmetro médio, como na Equação 3.8.

$$D_m = D_i + t \quad (3.8)$$

Onde:

D_m = diâmetro médio;

D_i = diâmetro interno.

Utilizando o D_m , e substituindo na Equação 3.1, temos:

$$\sigma_\theta = \frac{pD_m}{2t} = \frac{p(D_i+t)}{2t} \quad (3.9)$$

Fazendo a tensão circunferencial (σ_θ) ser igual à tensão admissível do código de projeto (S), então a Equação 3.8 pode ser reescrita como:

$$t = \frac{pD_i}{2S-p} \quad (3.10)$$

A Equação 3.10 é usada para determinar a espessura e é bastante difundida nas equações descritas nas normas de vasos de pressão. Ela é empregada para avaliação e estimativa de espessuras, como uma aproximação inicial para o projeto de um vaso.

Com isso definido, tem-se que a máxima diferença entre tensões principais, conhecida como intensidade de tensões, pode ser, neste caso, definida para o cilindro como sendo ($\sigma_\theta - \sigma_r$). A tensão radial σ_r varia de zero na superfície externa ao valor da pressão na superfície interna, Moss (2004). Se considerar aproximadamente $p/2$ e denotada como negativa (tensão de compressão), a intensidade de tensões igualada à tensão admissível de projeto pode ser escrita segundo a Equação 3.11, que pode ser redefinida na Equação 3.12, e assume forma idêntica à Equação 3.10.

$$S = \sigma_\theta - \sigma_r = \frac{pD_i}{2t} - \left(-\frac{p}{2}\right) \quad (3.11)$$

$$t = \frac{pD_i}{2S-p} \quad (3.12)$$

No entanto, onde este modelo analítico simplificado do cilindro sofre distúrbio, o padrão das tensões de membrana fica totalmente alterado, isto é, onde a parte cilíndrica for soldada a um tampo de fechamento ou a uma derivação, a distribuição de tensões se torna mais complexa, SPENCE & TOOTH (1994).

Este é o caso dos bocais soldados (bocas de visita, entradas, ventes, drenos, entre outros) ao costado cilíndrico do vaso. A distribuição de tensões resultantes para determinado carregamento é mais complexa do que a simples análise até agora demonstrada. Com isto, entendeu-se que os resultados dependerão da razão raio-espessura do cilindro (costado) e do bocal, como também do tamanho do bocal.

3.5 Critérios de falha baseados em escoamento

Nas estruturas reais, os estados de tensões são bi ou tridimensionais, as tensões atuam em duas ou três direções. Na presença do estado multiaxial de tensões, o escoamento não é governado pelos componentes individuais, mas sim pela combinação de todos os componentes de tensões.

Dentre todas as teorias de falha baseadas no escoamento, as mais comum para materiais metálicos são:

- Critério de Von Mises (Teoria da energia de distorção ou deformação);
- Critério de Tresca (Teoria da tensão cisalhante máxima).

Uma grande parte dos projetos por norma usa o valor da tensão máxima, assumindo um estado biaxial de tensões. No entanto, para alcançar valores próximos ao escoamento, o projeto por análise faz uso de uma representação mais adequada do estado multiaxial de tensões.

O critério de Von Mises estabelece que, se σ_1, σ_2 e σ_3 são as tensões principais em uma determinada coordenada do elemento, o escoamento ocorre nesta coordenada segundo a Equação 3.13.

$$[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{0,5} = \pm \sigma_y/2 \quad (3.13)$$

Segundo Tresca, Equação 3.14.

$$\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)}{2} \quad ou \quad \frac{(\sigma_2 - \sigma_3)}{2} \quad ou \quad \frac{(\sigma_3 - \sigma_1)}{2} = \pm \sigma_y/2 \quad (3.14)$$

Onde:

σ_y = Tensão de escoamento do material.

Os termos individuais do critério de Tresca são conhecidos como tensões máximas de cisalhamento.

Tomando como base que diferentes tipos de tensões têm diferentes graus de importância e com isto tem-se a ideia de categorização de tensões. Com as tensões categorizadas, estas podem ser computadas na forma de intensidade de tensões, SPENCE & TOOTH (1994).

3.5.1 Conceitos básicos de projeto por análise

Em geral, em qualquer análise de tensões, existem certos requisitos fundamentais que precisam ser satisfeitos. Em SPENCE & TOOTH (1994), eles podem ser listados conforme descrito a seguir:

1. Equilíbrio – estando um corpo em estado de repouso (ou movimento uniforme) ambos os carregamentos, interno ou externo, devem estar em equilíbrio.
2. Compatibilidade dos deslocamentos de deformação – quando um corpo se deforma, isto deve ocorrer de tal maneira que o deslocamento dos elementos adjacentes no material sejam compátiveis entre si e com as condições de contorno externas. Corpos com trincas ou defeitos requerem considerações especiais.
3. Relação Constitutivas – o comportamento do material tem de ser conhecido em detalhes, e de tal forma que a relação entre as deformações e os carregamentos possa ser graficamente reproduzida. Em outras palavras, poder determinar a curva tensão-deformação do material. É sabido que essas variáveis dependem das grandezas físicas de tensões, deformações, tempo e temperatura, sendo as duas últimas desconsideradas no escopo deste trabalho.

Quando pode-se satisfazer matematicamente as três condições anteriores em todo o corpo do equipamento, temos uma *solução exata* ou *solução analítica*. Por sua vez, o modelo matemático usado raramente corresponde à realidade, isto é, o modelo

não é uma representação fiel do problema físico real. Com isso, percebe-se que a *solução exata* é uma representação aproximada do real.

3.5.2 Categorização das tensões

Em um projeto baseado na análise elástica, diferentes tipos de carregamentos ou tensões requerem limites de tensões admissíveis diferentes. A ASME VIII (2010) define as seguintes categorias de tensões:

- (1) Tensões Primárias:
 - (a) Tensões de membrana primárias gerais, (P_m);
 - (b) Tensões de membrana primárias locais, (P_l);
 - (c) Tensões de flexão primárias, (P_b).
- (2) Tensões Secundárias, (Q).
- (3) Tensões de Pico, (F).

A tensão primária é a tensão desenvolvida por um carregamento imposto, necessária para satisfazer as leis de equilíbrio das forças internas e externas e dos componentes atuantes. Já a tensão secundária é a tensão desenvolvida pela autorrestricção da estrutura, com base no fato de que este sistema é um sistema virtual e que o seu ciclo de funcionamento, condição de operação, não foi determinado. Deve ser satisfeito um padrão de deformação imposto em vez de equilíbrio com carregamentos externos. E por fim, a tensão de pico, é a maior tensão numa região considerada do equipamento. Sua importância está, na maioria das vezes, ligada à sua utilização como fonte de falha por fadiga.

3.5.3 Relação entre as tensões limítimes e as categorias de tensões

Nos códigos de projeto, tem-se que as tensões admissíveis são expressas em função de múltiplos dos valores da tensão admissível (S_{adm}). A ASME VIII (2010) relaciona da seguinte forma, Tabela 3.1.

TABELA 3.1 – TENSÕES PRIMÁRIAS E SUA COMPARAÇÃO COM A TENSÃO ADMISSÍVEL.

Intensidade de Tensões	Tensões Admissíveis	Escoamento Equivalente
Primárias, Membrana Gerais(P_m)	S_{adm}	$2/3S_y$
Primárias, Membrana Locais(P_l)	$1,5 S_{adm}$	S_y
Primárias, Membrana+Flexão($P_m + P_l + P_b$)	$1,5 S_{adm}$	S_y
Primárias + Secundárias ($P_m + P_l + P_b + Q$)	$3 S_{adm}$	$2S_y$

(ASME Seção VIII Divisão 1 (2010))

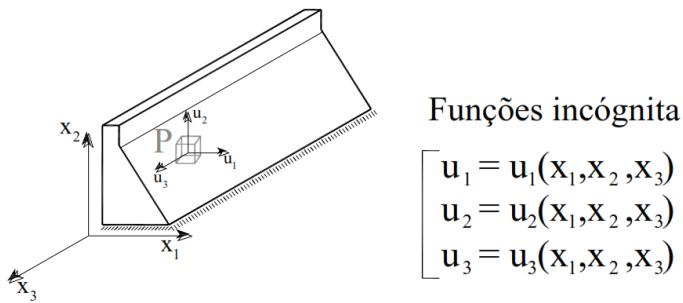
Tomando a fadiga como fator importante, as tensões combinadas, primárias mais secundárias, deverão ser menores que a amplitude total de tensões de fadiga admissível de $2f_a$, onde f_a é conhecida como a amplitude, ou metade do ciclo completo de fadiga.

3.6 O Método dos Elementos Finitos

Na análise de estruturas, o objetivo é determinar os campos de deslocamentos, deformações e tensões que se apresentam devido à ação de forças exteriores. Para a hipótese de comportamento elástico dos materiais, estabelecem-se as equações fundamentais da mecânica, correspondendo a um sistema de equações diferenciais lineares, com solução obtida através do método dos elementos finitos (MEF). A resolução numérica das equações diferenciais que descrevem matematicamente o comportamento da estrutura é uma técnica que permite reduzir o problema da análise de estruturas contínuas em uma análise de um problema discreto com um número finito de graus de liberdade.

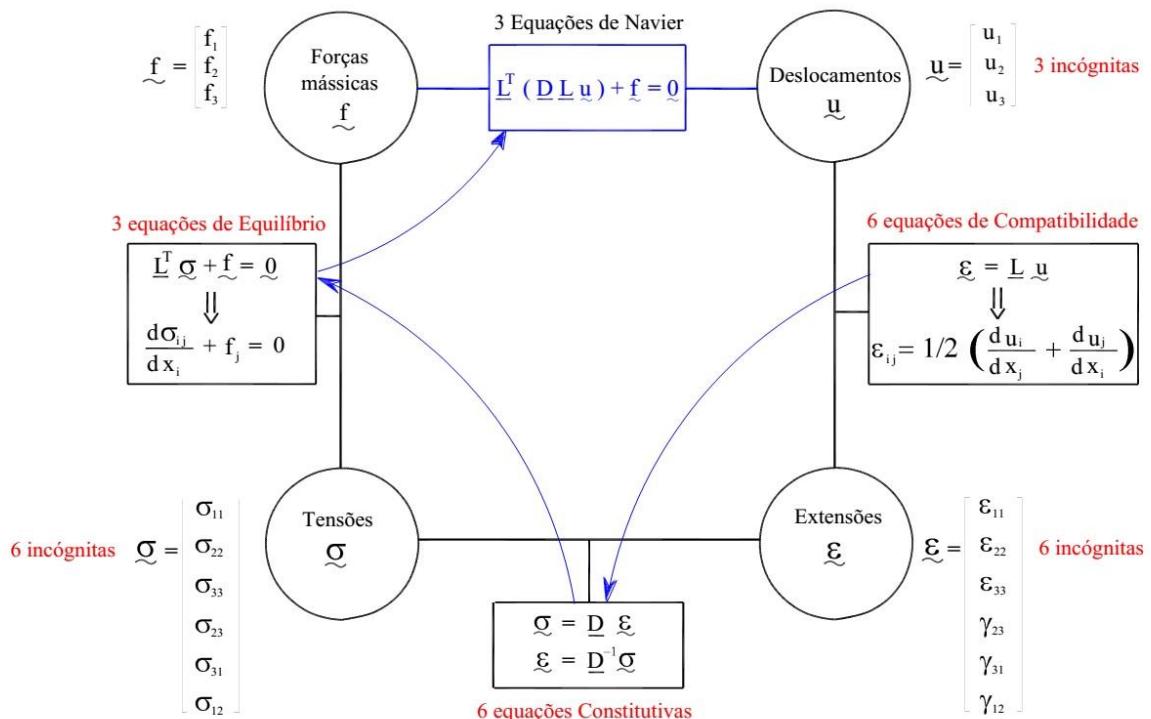
Na Figura 3.5, pode-se ver um esquema com as equações fundamentais da Mecânica para o caso geral de um problema de equilíbrio tridimensional. Conhecidas as forças mássicas em cada ponto, \underline{f} , a geometria, as propriedades dos materiais e as condições de contorno, podem-se determinar os deslocamentos \underline{u} em todos os pontos da estrutura. Conhecidos os deslocamentos em cada ponto, é possível calcular as deformações com base na equação de compatibilidade e as tensões a partir da equação constitutiva. De maneira visual podemos observar o que foi descrito acima na Figura 3.4 e 3.5.

FIGURA 3.4 – INCÓGNITAS PARA O MEF.



(adaptado de [Oliveira S., 2003])

FIGURA 3.5 - EQUAÇÕES FUNDAMENTAIS DA MECÂNICA PARA O MEF. (ADAPTADO DE [OLIVEIRA S., 2003])



(adaptado de [Oliveira S., 2003])

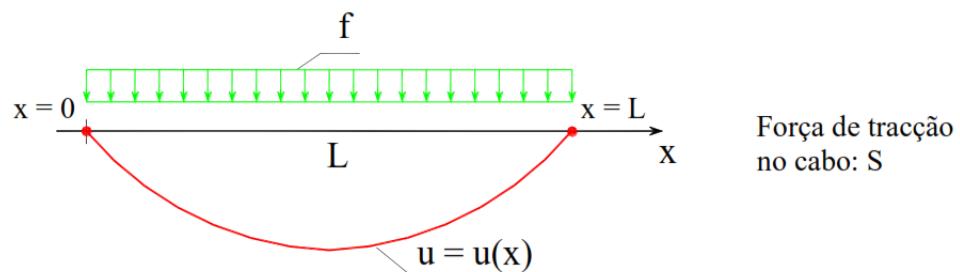
O Método dos Elementos Finitos é um método numérico para resolução de equações diferenciais, por meio da divisão da estrutura em um número discreto de elementos finitos ligados por pontos nodais, formando, desse modo, a malha de elementos finitos.

Em um exemplo bastante útil, pode-se usar a deformação de um cabo elástico, Figura 3.6, submetido a uma força de tração S e a ação de uma carga uniformemente distribuída f é adequadamente descrita por uma das mais simples equações diferenciais da teoria da Elasticidade. Verifica-se que a função $u=u(x)$ que descreve o

deslocamento vertical de cada ponto x do cabo, tem curvatura constante e proporcional ao valor da carga f e inversamente proporcional à força de tração S .

FIGURA 3.6 – DEFORMAÇÃO DE UM CABO ELÁSTICO APOIADO NAS EXTREMIDADES. (ADAPTADO DE [ESPADA M, 2009]).

$$\frac{d^2u}{dx^2} = -\frac{f}{S}$$



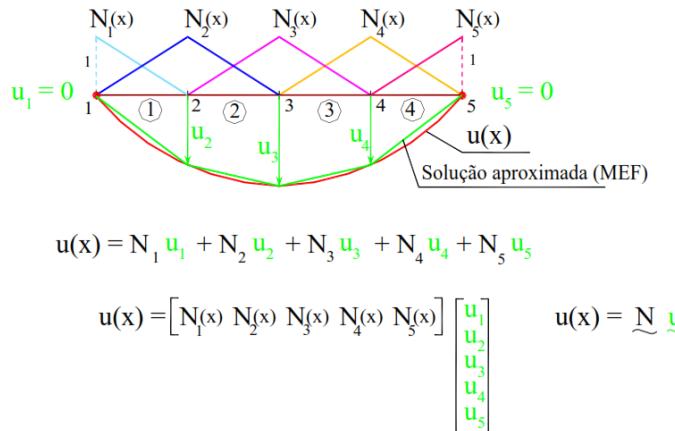
(adaptado de [Oliveira S., 2003])

Isso corresponde matematicamente ao seguinte problema de condições de contorno:

$$\begin{cases} S \frac{d^2u}{dx^2} + f = 0, & 0 \leq x \leq L \\ u(0) = u(L) = 0 \end{cases}$$

A resolução numérica de uma equação diferencial como a anterior, definida num dado domínio ($[0, L]$), exige que se comece por considerar uma dada discretização do domínio em vários subdomínios ou elementos finitos, ligados por pontos nodais.

FIGURA 3.7- DISCRETIZAÇÃO DO CABO.



(adaptado de [Espada M, 2009]).

Com isso, podem-se determinar os valores dos deslocamentos $u=u(x)$ nos pontos nodais. Passando assim à determinação de um sistema de equações algébricas em que as incógnitas correspondem aos valores dos deslocamentos nos pontos nodais.

Em outras palavras, o MEF consiste em admitir que a solução $u(x)$ pode ser aproximada através de combinação linear de funções simples $N_i = N_i(x)$, definidas, por traços lineares. Para cada ponto nodal i define-se uma função $N_i(x)$ que assume valor unitário nesse ponto nodal e valores nulos nos restantes.

Aplicando o teorema fundamental do cálculo variacional a equação que se pretende resolver para transformar a equação diferencial em análise (forma forte) numa forma integral equivalente (forma fraca). Assim, o MEF em sua solução determina os valores u_1, u_2, \dots, u_5 de forma que se verifiquem as seguintes cinco equações. Onde N_1, N_2, N_3, N_4, N_5 correspondem às cinco funções de interpolação.

$$\int_0^L \frac{d}{dx} [u_1 N_1 + u_2 N_2 + u_3 N_3 + u_4 N_4 + u_5 N_5] S \frac{dN_i}{dx} dx = \int_0^L f N_i(x) dx, \quad \forall N_i, i=1,2,\dots,5$$

Formando um sistema de equações algébricas, e na forma matricial, pode-se assumir as seguintes características:

$$\int_0^L \begin{bmatrix} N_1' \\ N_2' \\ N_3' \\ N_4' \\ N_5' \end{bmatrix} S [N_1' N_2' N_3' N_4' N_5'] dx \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \\ u_5 \end{bmatrix} = \int_0^L f \begin{bmatrix} N_1 \\ N_2 \\ N_3 \\ N_4 \\ N_5 \end{bmatrix} dx$$

Fazendo uso de outra notação, ZIENKIEWICZ, (1967), pode-se assumir a seguinte conhecida forma:

$$\underbrace{\int_0^L B^T S B dx}_{\substack{\text{Matriz de rigidez} \\ \text{da estrutura} \\ (5 \times 5)}} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} \tilde{u} \end{bmatrix}}_{\substack{\text{Vector dos} \\ \text{deslocamentos} \\ \text{noodais} \\ (5 \times 1)}} = \underbrace{\int_0^L f \tilde{N}^T dx}_{\substack{\text{Vector das forças} \\ \text{noodais} \\ (5 \times 1)}}$$

$$\underline{K} \underline{u} = \underline{F}$$

3.6.1 Definições

Usado como uma ferramenta de análise numérica, o Método dos Elementos Finitos é um poderoso recurso para a redução de custos e de tempo, pois evita a fabricação de protótipos e reduz o tempo de análises experimentais. Ele vem sendo utilizado em análises estruturais, dado que se comporta como uma aproximação muito satisfatória do comportamento da estrutura ou do contínuo.

Na engenharia, assume-se que a aproximação de um modelo com o real se dá através de elementos discretos e de finitas porções de um domínio contínuo, ou elemento finito, termo que foi citado pela primeira vez por Clough em 1960.

O Método dos Elementos Finitos é um procedimento baseado no computador que pode ser usado para analisar estruturas e contínuos. Temos como aplicações comuns na análise do comportamento estático, dinâmico e térmico de sistemas físicos e seus componentes, Spirakos et all (1996).

Em uma análise pelo Método do Elemento Finito existem várias etapas que exigem do analista decisões que serão implementadas ao método. Com a metodologia sugerida por Spirakos et all (1996) encontraram-se as sete etapas abaixo:

- 1-Discretização ou Modelo Estrutural;
- 2-Definição do elemento;
- 3-Montar a Matriz de Rígidez do elemento;
- 4-Aplicar as cargas;
- 5-Definir as condições de contorno;
- 6-Resolver o sistema linear de equações algébricas;
- 7-Calcular a tensão.

Usando outra metodologia de mesma base, Kim & Sankar (2009) definem como procedimentos na análise pelo método dos elementos finitos o seguinte organograma, ou árvore de eventos, demonstrado na Figura 3.8, pode-se perceber que a sua divisão é: análise preliminar, pré-processamento, resolução do problema, pós-processamento, convergência, correção/refinamento e fim. Em cada etapa citada existem alguns procedimentos e análise que o analista deve fazer.

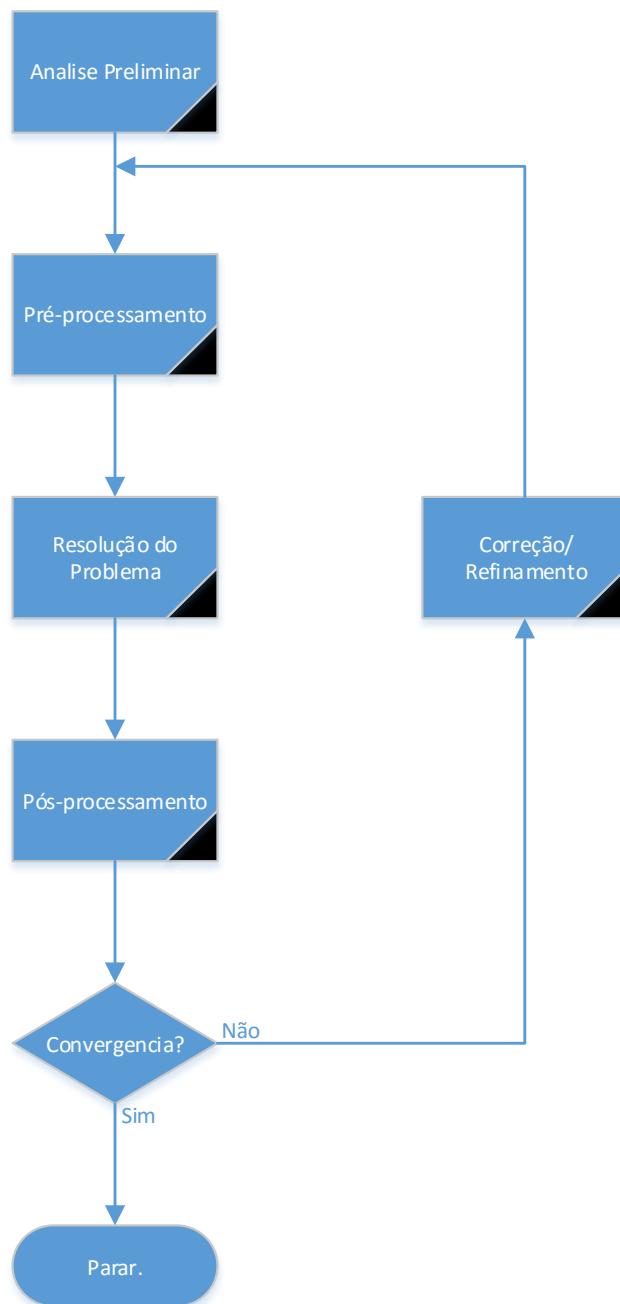
Além dessas duas metodologias, a ASME em seu código Seção VIII, Divisão II, apresenta um capítulo sobre análise numérica, incluindo o MEF, no entanto esse capítulo é recomendado para os componentes com geometria complexa. Com base nessa informação, essa referência é entendida, porém não aplicada como definido na norma e sim de forma superficial, respeitando-se os conceitos e orientando-a para análise do corpo do VP e não dos componentes.

Abaixo pode-se ver um breve resumo dos passos de uma análise.

- **Análise preliminar:** fornece uma visão geral e uma noção do problema em questão e fornece uma previsão do comportamento do modelo;
- **Pré-processamento:** é o estágio da preparação do modelo para análise. Este inclui a discretização da estrutura em elementos, a especificação das condições de contorno em deslocamento e as cargas aplicadas.
- **Resolução do problema:** neste estágio são montadas as matrizes dos elementos isolados e o vetor das forças nodais e encontrados os valores dos graus de liberdades desconhecidos;
- **Pós-processamento:** revisão dos resultados das análises e avaliação do desempenho da estrutura, com ferramentas do pós-processamento.

Como observado no fluxograma, esse sistema é autoalimentado, e por isso, se após desenvolver uma análise e os resultados não forem os esperados, isto é, não houver a convergência, pode-se retornar ao começo, reavaliar os passos e refazê-los.

FIGURA 3.8 – ORGANOGRAMA DA METODOLOGIA DE NAN-HO KIM & BAHAVANI V. SANKAR (2009).



As metodologias apresentadas por Spirakos, (1996), e Kim, (2011) corresponde ao que se deve fazer para uma análise pelo Método dos Elementos

Finitos e a ASME é uma regulação da análise para os vasos projetados pela Divisão II. Do ponto de vista das tensões, um misto destas é o necessário para analisar os VP's.

As análises realizadas foram executadas considerando a hipótese de isotropia e homogeneidade do material. Isotrópico é dito o material que possui os valores das propriedades mecânicas constantes em todas as direções. Para homogêneo, entende-se que o material não apresenta nenhuma descontinuidade ou falha interna.

3.6.2 Malhas

A qualidade das soluções para os problemas envolvendo Método dos Elementos Finitos está intimamente relacionada com o formato e quantidade dos elementos da malha. Para que seja possível a simulação sobre objetos é necessária a sua decomposição em formas geométricas simples chamadas *elementos*, que são comumente tetraedros ou triângulos, mas podem ser também quadriláteros, prismas, pirâmides ou hexaedros. Os elementos e seus vértices discretizam o objeto permitindo a realização dos cálculos do método dos elementos/volumes finitos. Ao conjunto de todos os vértices e elementos que representam o objeto denomina-se malha.

A geração de malhas de elementos finitos consiste, de uma forma geral, em dividir um determinado domínio de interesse em subdomínios. Domínios bidimensionais podem ser divididos em quadriláteros ou triângulos, enquanto que, domínios tridimensionais podem ser divididos em tetraedros, pentaedros ou hexaedros. Essa divisão é feita com a aplicação de um método de geração de malhas.

As malhas são geralmente categorizadas em estruturadas e não estruturadas. As malhas estruturadas apresentam uma estrutura topológica uniforme, o que não acontece com malhas não estruturadas. Um tipo particularmente simples de malha estruturada é a malha cartesiana regular, onde os elementos são quadriláteros ou hexaédricos idênticos.

Pode-se expressar a qualidade de um tetraedro, ou de um triângulo, como sendo um número que representa seu efeito sobre erros de interpolação, erros de discretização, e sobre o condicionamento das matrizes do Método dos Elementos Finitos. Como neste trabalho usou-se uma malha tridimensional, temos que usar uma medida de qualidade ligada a esse tipo de malha, uma das aplicáveis pode ser a

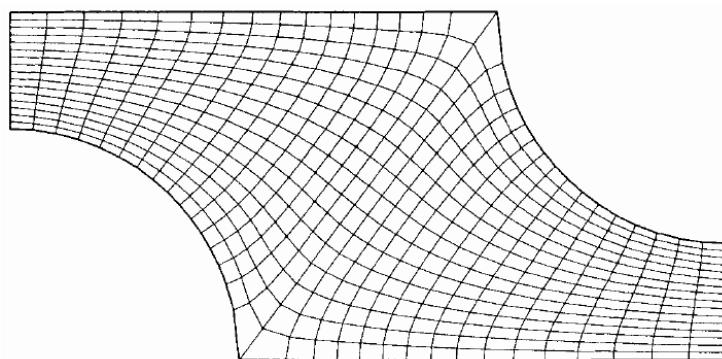
medida de qualidade denominada a “*razão dos raios*”, que é a relação entre raios das esferas circunscritas nestes tetraedros que é definida como a função $q(t)$.

$$q(t) = \frac{R}{3r} \quad (3.14)$$

Onde R é o raio da esfera circunscrita do tetraedro t e r é o raio da esfera inscrita.

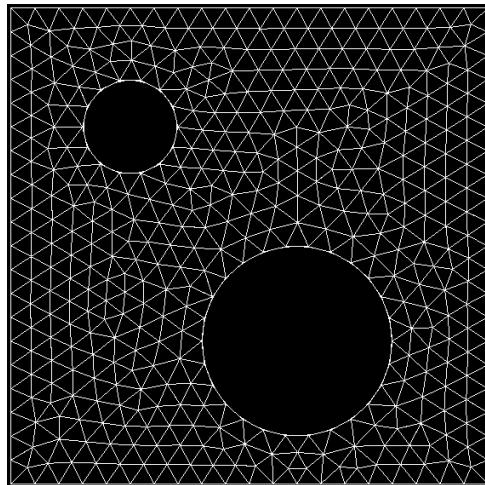
De outra forma, as malhas estruturadas são aquelas na quais todos os vértices interiores são topologicamente semelhantes. A malha não estruturada é aquela que os vértices podem variar arbitrariamente sua vizinhança. Exemplos de malha estruturada e não estruturada são apresentados na Figura 3.9, e na Figura 3.10 respectivamente.

FIGURA 3.9 - MALHA ESTRUTURADA.



(fonte: Ferziger at all (2002))

FIGURA 3.10 - MALHA NÃO ESTRUTURADA.



(fonte: Ferziger et all (2002))

3.6.3 Estado da Arte

Em uma pesquisa na literatura recente, podem-se encontrar diversos artigos que abordam a questão da análise por Método dos Elementos Finitos de partes de vasos de pressão. Nessa pesquisa, encontraram-se diversos artigos que abordavam a análise em determinados componentes e ou cenários exclusivos onde a norma não está bem fundamentada.

Em Latzko e Cloud (1973), pode-se ver a análise de tensões e deformações de um reator em locais críticos, como flanges e aberturas. Já Yang et all (1993) a análise é sobre os apoios de um vaso horizontal com suportes de sela, neste foi usado o MEF para predizer a distribuição de tensão em um vaso de pressão horizontal cheio de água.

O artigo do Yang et all (1993) também usa como referência o artigo do Zick (1951), o qual a ASME recomenda que seja usado para determinação de apoios e suportes em vasos de pressão. Este artigo também orientou a determinação dos apoios dos vasos deste trabalho.

O trabalho de Moini (1991) é uma nova análise do trabalho de Gantayat & Powell (1973) que estuda as tensões em juntas T pelo MEF. Eles aplicaram esse conhecimento em bocais conectados a um vaso de alta pressão e determinaram as tensões.

Nicolich (1992), o MEF foi aplicado em uma garrafa de oxigênio para obtenção das distribuições de tensão ao longo da geratriz da garrafa, e correlacionadas com experimentos comprovando a boa relação dos dados obtidos via MEF com os experimentos e com as aplicações industriais.

Já em Li et all (1998), percebeu-se que o enfoque foi o estudo de vasos de pressão com tamos elipsoidais e o efeito da flambagem devido a pressões uniformes. Eles desenvolveram um método para estudar grandes deformações.

Petrovic (2001) abordou a análise de tensões de um vaso de pressão cilíndrico com cargas aplicadas à extremidade livre de um bocal.

Diamantoudis e Kermanidis (2004) desenvolveu um estudo comparativo do projeto por análise e projeto por fórmula de um vaso de pressão Divisão III da ASME, usando uma modelagem de casca tridimensional.

Mackerle (2005) apresentou uma bibliografia revisada do MEF, aplicado à análise de vasos de pressão.

O trabalho de Mackenzie, Camilloeri e Hamilton (2008) abordou o projeto de um tampo toroesférico e a falha por dúctil e por flambagem, através de análise inelástica, para grandes deformações.

Brabin, Christopher e Rao (2010) validaram o MEF para modelar e analisar juntas.

Uma análise das tensões distribuídas em suportes de sela flexíveis e em um vaso de pressão horizontal foi estudado por Khan (2010). Em Carbonari at All (2011) foi estudado o design de vasos de pressão usando otimização de forma com uma abordagem integrada.

O artigo de Adithya & Patnaik (2013) demonstrou uma análise pelo MEF de vaso de pressão do tipo reator horizontal apoiado em selas, usando a Divisão I e II, da ASME. Já em Xu, Wang & Chang (2014) o MEF foi utilizado para predeterminar tensões residuais em juntas soldadas circunferenciais em camadas de vasos cilíndricos.

Um trabalho referente à análise de alívio de tensões residuais em ciclos de tratamento térmico pós-soldagem, para entender o comportamento de juntas soldadas e o alívio de tensões em vasos foi escrito por Dong, Song e Zhang (2014). Na área de soldagem, o trabalho de Dong, Pai, Xing e Kim (2014) descreveu a aplicação de um

método de análise de tensão estrutural para avaliação de fadiga de baixo ciclo em componentes soldados, através da aplicação do MEF.

Em Lu at all (2014), foram tratados os efeitos de um modelo para o cálculo da intensidade de tensões em aberturas unidas a vasos de pressão sobre carregamento de pressão interna. Já em Vedeld e Sollund (2014), foi detalhada a solução analítica dos campos de deformações e correspondentes estados de tensões em um cilindro multicamadas sujeito à pressão interna e a cargas térmicas.

Mais recentemente, Skopinsky at all (2015) determinaram os limites plásticos para interseções em cascos cilíndricos sob cargas combinadas.

Esses artigos descrevem, como base amostral, a história da análise de vasos de pressão, uniões e partes de vasos nos últimos setenta anos, e pode-se perceber uma rica análise dos detalhes e de pontos de interesse dos vasos de pressões.

Em contrapartida, este trabalho não está buscando um detalhamento de partes de um vaso de pressão, ele busca o entendimento geral do comportamento das tensões atuantes e de seus componentes de maneira integrada. As análises desenvolvidas focam o entendimento do comportamento das tensões em uma visão 3D e total do vaso, em comparação ao método analítico.

4 MATERIAL E MÉTODO

4 MATERIAL E MÉTODO

4.1 VASO DE PRESSÃO

Ao iniciar o projeto de um vaso devem ser definidas as características do sistema no qual ele estará inserido e algumas condições que o equipamento deve respeitar. Em outras palavras, suas dimensões, componentes, pressão de projeto e de trabalho, temperaturas de projeto e de trabalho. Com isso, determinaram-se as condições de projeto e de operação do equipamento. Condição de projeto é o conjunto de requerimentos no qual o Vaso de Pressão deve ser inserido para que possa operar em segurança.

Dada a ausência de informações para o equipamento estudado, as características descritas na Tabela 4.1 são frutos de uma extensa análise de sistemas de refino e de questionamentos que surgiram durante este estudo. Com esta descriptiva, deve-se considerar este sistema uma idealização, ele não representa nenhum sistema real, mas é o que mais se aproxima de um sistema real sem os dados da indústria. Este é um sistema virtual, originado de pesquisas e *Brainstorms* com a orientadora e profissional da área.

TABELA 4.1 - CARACTERÍSTICAS DE PROJETO DO VASO DE PRESSÃO

Fluido de Trabalho	Hidrocarboneto + Água
Diâmetro Interno	3400 mm
Comprimento entre tangentes	9200 mm
Temperatura de Projeto	60 °C
Temperatura de Trabalho	49 °C
Tampos	ASME 2:1 Elipsoidal
Radiografado	100%
Pressão de Projeto	10MPa (102 Kgf/cm ²)
Pressão de Trabalho	9MPa (91,8 Kgf/cm ²)
Pressão Máxima de Trabalho	15,7MPa (160,14 Kgf/cm ²)
Pressão de Teste Hidrostático	24MPa (244,8Kgf/cm ²)
Sobre-espessura de corrosão	6 mm

De posse das características básicas de um vaso de pressão, o próximo passo consistiu em definir os componentes desse vaso e suas dimensões. Os componentes, ou acessórios, devem respeitar as características do sistema e algumas condições constitutivas do vaso de pressão. Para esse equipamento foram instalados diversos acessórios, tais como, bocas de visitas, drenos, bota ou poço de dreno, vente, etc., que completam o VP. Considerando o tamanho desse vaso e um provável uso em uma planta, ele apresentará os itens da Tabela 4.2.

TABELA 4.2 - ACESSÓRIOS DO VASO DE PRESSÃO.

ACESSÓRIO	QUANTIDADE	DIÂMETRO
Linha principal (MW)	01	26" ID (660,4 mm)
Poço de Dreno (B)	01	760 mm OD
Vente (V)	01	2" (50,8 mm)
Dreno (Dr)	01	2" (50,8 mm)
Boca de Visita (BV)	02	24" ID (610 mm)
Saída de líquido baixa (SI)	01	12" ID (305mm)
Saída de vapor alta (Sv)	01	12" ID (305mm)
Válvula de segurança (Vs)	02	SV80H – SPIRAX SARCO

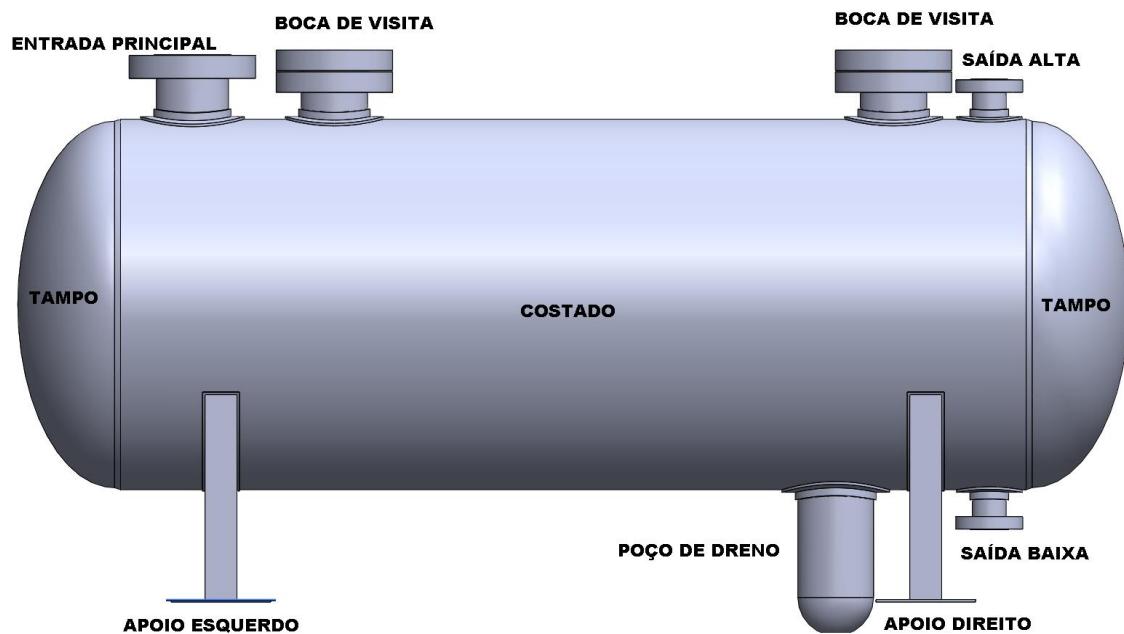
Com a integração dos acessórios ao vaso de pressão, pode-se visualizar de maneira mais real o seu conjunto, na Figura 4.1 pode-se visualizar um modelo genérico do vaso de pressão, seus componentes e suas localizações.

Com o intuito de projetar um vaso de pressão, a orientação deve-se realizar através das referências constantes e comuns ao processo desse tipo de equipamento. Em geral, a normatização orientada para esse tipo de equipamento é a ASME. Junto à norma ASME, também se utilizou a NR devido à adequação ao nosso país que, para o caso de vasos de pressão, é a NR-13.

A ASME define VP como um equipamento que é construído para conter fluido sobre pressão, interna ou externa. A parte dessa norma que é orientada para projetos de vasos de pressão é a Seção VIII, dividida em três partes: Divisão I, Divisão II, e Divisão III. Essas Divisões apresentam características individuais e formas de

determinar um projeto de VP com base em exigências individuais e usam como critério de separação a classe de pressão para o VP. Como visto anteriormente, as usadas neste trabalho foram a Divisão I e II.

FIGURA 4.1- VISÃO DOS COMPONENTES DE UM VASO DE PRESSÃO E SUA LOCALIZAÇÃO.



(Modelo do Solidworks, 2014)

4.1.1 Determinação do material para o vaso de pressão

Um dos critérios que influenciam de maneira determinante o projeto do VP é a escolha do aço para sua confecção. Observando as características de projeto, pode-se assumir que este equipamento trabalha com hidrocarbonetos e água. Dessa maneira, pode-se admitir que o fluido de trabalho continha ácido sulfídrico (H_2S).

Para essa condição, o aço exigido tem de suportar a exposição a esse fluido. Partindo dessas informações, determinou-se o uso do aço ASTM A516 Gr 70 acalmado. As características desse aço são apresentadas na Tabela 4.3.

TABELA 4.3 - CARACTERÍSTICAS MECÂNICAS DO AÇO ASTM A516 GR70.

Tensão Última (S_u) (Temperatura ambiente)	620 MPa
Tensão de Escoamento (S_y) (Temperatura ambiente)	260 MPa
Elongação mínima, % 200 mm	17
Temperatura de Projeto	60°C
Tensão Admissível (S_{adm}) (Temperatura de projeto) DIV I	138 MPa*
Tensão Admissível (S_{adm}) (Temperatura de projeto) DIV II	166,2 MPa*
Coeficiente de Poisson	0.30

* Este valor é obtido a partir da norma ASME Seção II.

Com base na presença de ácido sulfídrico, teve-se que considerar uma sobre-espessura de corrosão, já citada no critério de projeto. Essa sobre-espessura é de 6 mm. Além da sobre-espessura para corrosão, a metade inferior do VP deverá ser cladiada com uma chapa de aço inoxidável 316 L, isto correspondendo a toda a parte abaixo da linha média do equipamento, incluindo-se também o poço de dreno e os tampos.

Objetivando uma uniformidade de equipamento, os apoios devem ser confeccionados no mesmo material do corpo do Vaso.

4.1.2 Metodologia para determinar as espessuras segundo ASME

Com o conhecimento de todos os detalhes acima descritos, pode-se dar início à etapa de modelagem para as diversas partes do vaso.

A determinação das espessuras das paredes dos elementos que compõem o VP é orientada pela norma ASME Seção VIII Divisões I, II e III. Com efeito, para o VP estudado pode-se aplicar as Divisões I e II, a Divisão III também pode ser usada, porém esta última é orientada a vasos de alta pressão, isto é, segundo a norma, pressões acima de 70,3 MPa.

Com base nas características do sistema, o VP estudado foi aplicado a Divisão I e II. Na Divisão I a pressão interna é superior a 0,103 MPa e inferior a 20,685 MPa. Para a Divisão II, esta não apresenta uma limitação inferior de pressão, apenas respeita o limite inferior para a Divisão III, que é de 70,3 MPa.

Outro fator que foi considerado foi o fator econômico, pois o custo de um VP com as características do estudado pode chegar à casa das centenas de milhares de

reais. Com isso em mente, e respeitando as questões de segurança ditadas em norma, tanto na ASME como na NR-13, procedeu-se a determinação das espessuras para cada componente do VP.

Este está dividido em duas subpartes. A primeira corresponde aos cálculos apresentados pela Divisão I, e a segunda aos cálculos apresentados pela Divisão II.

Nos tamos ASME 2:1, considerados elipsoidais, foram calculados os tamos segundo o item UG-32, subitem (d) da página 29. No caso do costado, calculou-se pelo item UG – 27, subitem (c) da página 19. Ambos para a Divisão I.

Seguindo o mesmo raciocínio para a Divisão II. Os tamos estão nos itens 4.3.6 e 4.3.7, das páginas 4-49 e 4-51. O costado está no item 4.3.3, subitem 4.3.3.1, da página 4-48.

Além dessas informações, para efeito de cálculo a eficiência de solda (E) receberá o valor de 0,85, ainda que se admita que o vaso seja radiografado em sua totalidade, isto é, 100%, ou $E= 1,0$. O valor de $E= 0,85$ aumenta a segurança e é aplicado quando da execução de projetos. Essa atitude está em consenso com o que o mercado faz e com os orientadores.

Como uma maneira de identificar os vasos de pressão que forem determinados pela Divisão I e Divisão II definiram-se identificadores para cada vaso. O vaso determinado pela Divisão I será o VP-1001, e o determinado pela Divisão II o VP-2001. Podem-se ver os cálculos para esses vasos no APÊNDICE 1.

4.1.2.1 DIVISÃO I – VP-1001

O cálculo pela seção VIII e Divisão I da ASME foi dividido em módulos, estes correspondem a cada seção ou elemento que constitui o VP-1001. Estes módulos estão divididos de A1 a A8, correspondendo a uma parte fundamental do VP, ver listagem abaixo.

- A1 – Tampo ASME 2:1 Elipsoidal;
- A2 – Costado;
- A3 – Bocas de Visita;
- A4 – Saída (Líquido Baixa/ Vapor Alta);
- A5 – Entrada Principal;

- A6 – Poço de Drenagem;
- A7 – Tampa do poço de Drenagem;
- A8 – Apoios.

A1 – Tampa ASME 2:1 Elipsoidal

Para o início do dimensionamento do tampo elipsoidal 2:1 ASME buscou-se na norma referida, as fórmulas para determinação da espessura da parede para a pressão de trabalho do VP-1001. Esse tampo apresenta uma característica que o diferencia dos outros, existe uma relação entre suas arestas. O semieixo maior é duas vezes o semieixo menor. Para o estudo temos que o semieixo maior é $a=1700\text{ mm}$, raio do VP-1001 e por consequência o semieixo menor é $b=850\text{ mm}$. Usou-se as fórmulas extraídas do parágrafo UG – 32 (d) da ASME, Sec. VII, Div. I (2010).

$$t = \frac{PD}{2SE - 0,2P} \quad (4.1)$$

Com base nos dados citados na Tabela 4.1 do item 4.1, foi obtido um primeiro resultado, apresentado a seguir. O resultado encontrado é $t=146,174\text{ mm}$, com base na necessidade de uma sobre-espessura para corrosão adicionou-se a esse valor a sobre-espessura de corrosão, que é de seis (6) milímetros. Assim, passou a ter $t=152,174\text{ mm}$. Esse valor ainda não poderá ser usado como espessura para o projeto dado, pois essa espessura deve ser encontrada no comércio, forçando a uma adequação ao que se dispõem no mercado.

Em uma busca por esse material no mercado e com essa espessura, encontrou-se na XINSTELL INDUSTRIAL CO., LIMITED (www.xsteelpplate.com) que as placas para fabricação de VP-1001 são confeccionadas podendo ter até 18000 mm (dezoito metros) de comprimento, 4200 mm de largura e até 450 mm de espessura. Nessa fonte, também se encontrou que para espessuras maiores que 100 mm os incrementos de espessura serão de dez em dez milímetros, isto é, para uma espessura de $152,174\text{ mm}$ não se encontra esta espessura de chapa no mercado e deve-se assumir a imediatamente superior que seja múltiplo de dez, que para o nosso VP-1001 será a de $t=160,00\text{ mm}$. Com essa nova espessura, determinou-se uma nova

pressão (P_{novo}) e comparou-se com a pressão de projeto, para isto usamos a Equação 4.2.

$$P_{novo} = \frac{2SEt_n}{D+0,2t_n} \quad (4.2)$$

O valor desta pressão é determinante, dado que ele não pode ser inferior ao valor da pressão de projeto. Para o estudo, obteve-se que a pressão é $P_{novo}=10,94 \text{ MPa}$, que é maior que $p=10 \text{ MPa}$. O que se justifica com a diferença de espessura sendo o mesmo material. Onde a espessura usada é a nominal (t_n) sem a sobre-espessura de corrosão.

A2 – Costado:

Como o costado do nosso vaso é cilíndrico, buscamos na ASME as formulações para determinar a espessura desse tipo de costado. No parágrafo UG – 27 (C.1) encontrou-se a Equação 4.3.

$$t = \frac{pR}{SE-0,6p} \quad (4.3)$$

Usando os valores da Tabela 4.1, obteve-se o resultado $t=152,74 \text{ mm}$. Como apresentado anteriormente, foi considerada a sobre-espessura de corrosão o que leva a considerar a nova espessura de $t=158,74 \text{ mm}$. Por fim, adequando ao mercado, foi considerada a espessura final de $t=160,00 \text{ mm}$. Após ter determinado a espessura deve ser verificada a pressão suportada, definida segundo a Equação 4.4.

$$P_{novo} = \frac{SEt_n}{R+0,6t_n} \quad (4.4)$$

Com base nessa equação, foi obtido o valor de $P_{novo}=10,45 \text{ MPa}$, que é maior que a pressão de projeto (10 MPa).

Além desses fatores, é importante determinar as tensões atuantes nas paredes do costado. Com base na teoria de cascas, teve-se que respeitar a relação raio sobre-espessura, conforme apresentado na Equação 4.5.

$$\frac{R}{t} \geq 10 \quad (4.5)$$

Para determinar as tensões circumferencial e longitudinal usaram-se as Equações 4.6 e 4.7.

$$\sigma_c = \frac{PR}{t} \quad (4.6)$$

$$\sigma_L = \frac{PR}{2t} \quad (4.7)$$

O VP-1001 respeita a Equação 4.5 indicando que este é um vaso de paredes finas, pois foi obtida uma relação calculada de 10,625. As tensões de membranas para o vaso de paredes finas (Equações 4.6 e 4.7) devem ser inferiores à tensão admissível para o VP-1001, que neste caso é $S_{adm}=138 \text{ MPa}$. Para as condições determinadas anteriormente, as tensões de membranas calculadas são $\sigma_c = 106 \text{ MPa}$ e $\sigma_L = 53 \text{ MPa}$, ambas abaixo do valor admissível.

A3 – Boca de Visita

A função de uma Boca de visita, BV, ou boca de inspeção é permitir a entrada para que em circunstâncias específicas seja permitida a avaliação e ou manutenção do VP. Essa peça é determinada do mesmo modo que se determinou o costado, isto é, para determinar a espessura da parede da boca de visita foi utilizada a Equação 4.3. A espessura calculada é $t=38,10 \text{ mm}$, considerando também a sobre-espessura de corrosão e a margem para o encontrado no mercado.

Além dessa espessura, teve-se que determinar mais um componente, esse componente é o *Flange*, junção entre dois corpos de um sistema. Ele é determinado pela classe de pressão no qual o equipamento trabalha, para este trabalho a classe é de 1500#, que equivale a 10,342 Mpa. Essa pressão é acima da pressão de projeto.

Outro detalhe para o qual se atentou neste item é que, devido à retirada de material do costado para que se introduza uma abertura, também fragilizou-se essa peça. Com o intuito de diminuir e ou anular essa fragilidade, incluiu-se outro equipamento, a *Sela*. Esse equipamento tem por função reforçar a região fronteiriça

ao furo e a parede da BV. Esta é confeccionada no mesmo aço do equipamento e é calculada a partir da área de material retirada para o furo. Assim, para determinar a área da sela é aplicada a Equação 4.8.

$$A_r = d \cdot t_r \cdot F + 2 \cdot t_r \cdot t_n \cdot F(1 - f_{r1}) \quad (4.8)$$

Considerando uma parede de sela de $t=25,4 \text{ mm}$, a área determinada será $A_r=81280 \text{ mm}^2$, que equivale a um comprimento mínimo de $160,84 \text{ mm}$, no entanto aplicou-se esse comprimento na horizontal e na vertical o que sugere uma relação de 100 mm na vertical e 160 mm na horizontal. As soldas têm comprimento máximo de $25,4 \text{ mm}$ na vertical e na horizontal. Esta área é obtida respeitando o critério ASME que diz que para diâmetros maiores que 1500 mm deve-se usar o menor valor, entre D/3 ou o 1016, para o valor da variável d . Além desses, tem-se que o fator f_{r1} , fator de correção da área, é apresentado como sendo a tensão do material do bocal sobre a tensão do material do vaso, não podendo ser maior que 1,0, para este caso foi igual a 1,0.

A4 – Saída Líquido Baixa/ Vapor Alta

Usando o mesmo conceito utilizado no item anterior, tem-se que a saída de líquido baixa e de vapor alta tem suas espessuras determinadas pela Equação 4.3, e suas selas determinadas pela Equação 4.8. Vale ressaltar que essas aberturas no VP – 1001 estarão abertas. Pode-se determinar que a espessura seria de $t=20,64 \text{ mm}$ e a área de sela, a mesma determinada no item anterior, incidindo assim em um reforço de 100 mm na horizontal e 50 mm na vertical.

A5 – Entrada Principal

Para determinar a espessura, é utilizada a Equação 4.3, que leva a $t=38,10 \text{ mm}$. Considerando o descrito para a Boca de Visita, uma parede de sela de $t=25,4 \text{ mm}$ determinando uma área $A_r=105664 \text{ mm}^2$, que equivale a um comprimento mínimo de 200 mm . No entanto, aplicando esse comprimento na horizontal e na vertical, sugere-se uma relação de 100 mm na horizontal e 100 mm na vertical. Com uma visão mais conservativa, dispomos de 160 mm na horizontal, sem a solda, e 125 mm na vertical, com isso aumentando sensivelmente a área de reforço e adotando uma

postura mais segura. As soldas têm comprimento máximo de 25,4 mm na vertical e na horizontal.

A6 – Poço de Drenagem

O Poço de drenagem tem por função decantar o líquido pesado que estiver no equipamento e assim poder retirá-lo do sistema. Esse foi determinado pelo diâmetro externo. Para esse tipo de determinação, pode-se usar a Equação 4.9.

$$t = \frac{PR}{SE+0,4P} \quad (4.9)$$

Percebe-se a diferença no divisor da equação, determinado pelo *Handbook Pressure Vessel Design* (1986), pois aborda o raio externo. Essa Equação leva ao resultado de uma espessura $t=38,10\text{ mm}$, com base nas considerações feitas. Para determinar a área da sela foi utilizada a Equação 3.8, obtendo $A_r=81280\text{ mm}^2$. Esse valor caracteriza uma saia de 160 mm na horizontal e 100 mm na vertical. Esses valores obtidos são maiores que os calculados, pois os valores determinados pela norma são valores mínimos.

A7 – Tampo do Poço de Drenagem

O poço de drenagem apresenta um tampo semiesférico com a mesma espessura de parede do costado do poço de dreno, para efeito de manter a uniformidade, este tampo não foi calculado pois apresentaria espessura de parede menor que a determinada para o costado do poço de drenagem. Assim, foi assumida a mesma espessura do costado: $t=38,10\text{ mm}$.

A8 – Apoios

Seguindo a referência da norma ASME Seção VIII Divisão I, ela recomenda que os apoios sejam calculados pelo método de *Zick* (1951), ou por outra norma como BS-5500 (*British Standard*). Após um estudo das duas referências, pode-se perceber que seus valores são bastante aproximados. O apoio do vaso deve respeitar as observações de que as espessuras das chapas do apoio devem ser maiores que 16mm para vasos com diâmetro superior a 2000 mm. Nesse estudo, a espessura da chapa é de $t=6,35\text{ mm}$ e a largura da chapa é de 320 mm, além desses, as nervuras

do apoio tem espessura de $19,05\text{ mm}$. Não sendo o objetivo principal deste estudo, os apoios foram determinados através de norma externa e por isso não convém demonstrar os cálculos.

4.1.2.2 DIVISÃO II – VP-2001

O cálculo pela seção VIII e Divisão II da ASME foi dividido em módulos, que correspondem a cada seção ou elemento que constitui o VP-2001. Esses cálculos estarão em uma ordem escolhida aleatoriamente para que o dimensionamento de um item não influencie ou induza a erros no próximo elemento. Esses módulos estão divididos de B1 a B8, correspondendo a uma parte fundamental do VP, ver listagem abaixo.

- B1 – Tampo ASME 2:1 Elipsoidal;
- B2 – Costado (as três seções);
- B3 – Boca de Visita;
- B4 – Saída Líquido Baixa/ Vapor Alta;
- B5 – Entrada Principal;
- B6 – Poço de Drenagem;
- B7 – Tampo do poço de Drenagem;
- B8 – Apoios.

Os procedimentos de determinação das espessuras são apresentados a seguir.

B1 – Tampo ASME 2:1 Elipsoidal

Para o início do dimensionamento do tampo elipsoidal 2:1 ASME, buscou-se na norma referida as fórmulas para determinação da espessura da parede para a pressão de trabalho do VP-2001. Esse tampo apresenta uma característica que o diferencia dos outros, existe uma relação entre suas arestas. O comprimento da maior aresta é duas vezes o valor da menor. Para este estudo, o semieixo maior é $a=1700\text{ mm}$, raio do VP-1001 e, por consequência, o semieixo menor é $b=850\text{ mm}$. Usaram-

se as fórmulas extraídas dos itens 4.3.6 e 4.3.7 das páginas 4-49 e 4-51, ASME Sec. VIII, Div. II (2010).

$$k = \frac{D}{2h}, \text{ Se } 1,7 \leq k \leq 2,2 \quad (4.10)$$

$$r = D \left(\frac{0,5}{k} - 0,08 \right) \quad (4.11)$$

$$L = (0,44k + 0,02) \quad (4.12)$$

$$0,7 \leq \frac{L}{D} \leq 1,0 \quad (4.13)$$

$$\frac{r}{D} \geq 0,06 \quad (4.14)$$

$$20 \leq \frac{L}{t} \leq 2000 \quad (4.15)$$

O resultado encontrado é $t=53 \text{ mm}$. Com base na necessidade de uma sobre-espessura para corrosão foi adicionado a esse valor a sobre-espessura de corrosão de seis (6) milímetros, obtendo uma espessura $t=59 \text{ mm}$. Esse valor ainda não poderá ser usado como espessura para o projeto dado, pois ele necessita ser confirmado via análise de norma, aplicando as equações do parágrafo 4.3.6 até o passo 10. Aplicando as equações abaixo, essa espessura é aceita, porém não satisfaz o critério de pressão atuante sobre o tampo, que a pressão tem de ser maior ou igual a $p=10 \text{ MPa}$, por isso usaremos uma espessura maior que será determinada iterativamente. A espessura encontrada é de $t_s=114 \text{ mm}$, espessura de solução, e como espessura nominal $t_n=120 \text{ mm}$, espessura essa encontrada comercialmente, forçando uma adequação do projeto ao que está sendo disponibilizado no mercado, como descrito no item A1 da seção 3.1.2.1.

$$\beta_{th} = \arccos \left[\frac{0,5D-r}{L-r} \right], \text{ radianos} \quad (4.16)$$

$$\phi_{th} = \frac{\sqrt{Lt}}{r}, \text{radianos} \quad (4.17)$$

$$R_{th} = \frac{0,5D-r}{\cos[\beta_{th}-\phi_{th}]} + r, \text{para } \phi_{th} < \beta_{th} \quad (4.18)$$

$$C_1 = 0,692 \left(\frac{r}{D} \right) + 0,605, \text{ para } \frac{r}{D} > 0,08 \quad (4.19)$$

$$C_2 = 1,46 - 2,6 \left(\frac{r}{D} \right), \text{ para } \frac{r}{D} > 0,08 \quad (4.20)$$

$$P_{eth} = \frac{C_1 E_T t^2}{C_2 R_{th} \left(\frac{R_{th}}{2r} - r \right)} \quad (4.21)$$

$$P_y = \frac{C_3 t}{C_2 R_{th} \left(\frac{R_{th}}{2r} - 1 \right)}, \text{ para } C_3 = S_y \quad (4.22)$$

$$G = \frac{P_{eth}}{P_y} \quad (4.23)$$

$$P_{ck} = \left(\frac{0,77508G - 0,20354G^2 + 0,019274G^3}{1 + 0,19014G - 0,089534G^2 + 0,009365G^3} \right) P_y, \text{ para } G > 1,0 \quad (4.24)$$

$$P_{ak} = \frac{P_{ck}}{1,5} \quad (4.25)$$

$$P_{ac} = \frac{2SE}{\frac{L}{t} + 0,5} \quad (4.26)$$

$$P_a = \min[P_{ak}, P_{ac}] \quad (4.27)$$

B2 – Costado

Como o costado do vaso estudado é cilíndrico, buscaram-se na ASME as formulações para determinar a espessura deste tipo de costado. O costado está

descrito detalhadamente no item 4.3.3, subitem 4.3.3.1, da página 4-48 da ASME Seção VIII, Divisão II.

$$t = \frac{D}{2} \left(\exp \left[\frac{P}{SE} \right] - 1 \right) \quad (4.28)$$

Usando os valores descritos na Tabela 4.1, foi obtida a espessura, $t=124,69\text{mm}$. Conforme apresentado anteriormente, tem-se que considerar a sobre-espessura de corrosão, obtendo assim, uma nova espessura de $t=130,69\text{ mm}$. Por fim, adequando-se às disponibilidades de mercado, é obtida a espessura final $t=140,00\text{ mm}$.

O VP-2001 respeita a Equação 4.5 indicando que este é um vaso de paredes finas, pois a relação calculada é de 13,08. As tensões de membranas para vaso de paredes finas são calculadas através das Equações 4.6 e 4., e devem ser inferiores à tensão admissível para o VP-2001, que neste caso é $S_{adm}=166,2\text{ MPa}$. Para as condições determinadas anteriormente, são obtidos os valores $\sigma_c = 130\text{ MPa}$ e $\sigma_L = 65\text{ MPa}$.

B3 – Boca de Visita

Essa peça foi determinada do mesmo modo que se determinou o costado, isto é, para a espessura da parede da boca de visita usamos a Equação 4.28. Obteve-se que a espessura será igual a $t=28,575\text{ mm}$, considerando também a sobre-espessura de corrosão e a margem para o encontrado no mercado.

Além dessa espessura, foi determinado mais um componente que é o *Flange*. Ele é determinado pela classe de pressão na qual o equipamento trabalha, no caso desse estudo, a classe é de 1500#, que equivale a 10,342 Mpa.

Outro detalhe a que se deve atentar neste item é que, devido à retirada de material do costado para que introduzamos uma abertura, também fragilizamos esta peça. Com o intuito de diminuir e ou anular essa fragilidade, incluiu-se outro equipamento, a *Sela*. Este equipamento tem por função reforçar a região de fronteira do furo e da parede da BV. A sela é confeccionada no mesmo aço do equipamento e é calculada a partir da área de material retirada para o furo. Assim, para determinar a área da sela foi aplicada a Equação 4.8.

Pode-se observar que essa equação é dada em função do diâmetro interno do vaso. Por simples comparação entre os diâmetros, constata-se que a sela para o vaso VP-2001 é menor que a sela do VP-1001. Com base nessa informação, pode-se usar a mesma sela determinada para o VP-1001, pois o valor da área deste é o valor mínimo indicado, usando o valor anterior estamos a favor da segurança.

B4 – Saída Líquido Baixa/ Vapor Alta

Usando o mesmo conceito utilizado no item anterior, tem-se que a saída de líquido baixo e de vapor alta tem suas espessuras determinadas pela Equação 4.3, e suas selas determinadas pela Equação 4.8. Adotou-se então que a espessura da saída é $t=17,18\text{ mm}$. Vale ressaltar que essas aberturas no VP – 2001 foram flangeadas e estes flanges estarão abertos.

B5 – Entrada Principal

Este item não destoa do que foi descrito acima, ainda se usou a Equação 4.28 para determinar a espessura, o que leva a $t=31,75\text{ mm}$.

B6 – Poço de Drenagem

Este foi determinado pelo diâmetro externo e não pelo diâmetro interno. Para que esse acessório fosse determinado foi usada uma redução na formulação. Esta nos leva ao resultado de uma espessura $t=38,10\text{ mm}$.

Para esse equipamento também se pode usar a sela determinada para o vaso anterior.

B7 – Tampo do Poço de Drenagem

O poço de drenagem apresenta um tampo semiesférico com a mesma espessura de parede do costado do poço de dreno. Essa peça não foi dimensionada, pois para efeito de manter a uniformidade, apresentaria espessura de parede menor que a determinada para o costado do poço de drenagem. Foi assumida a mesma espessura do costado do poço de drenagem, que foi $t=38,10\text{ mm}$.

B8 – Apoios

Seguindo a referência da norma ASME Seção VIII Divisão I ela recomenda que os apoios sejam calculados pelo método de *Zick* (1951), ou por outra norma como BS-

5500 (*British Standard*). Após um estudo das duas referências, pode-se perceber que seus valores são bastante aproximados. Para determinar a chapa de apoio do vaso e respeitando a observação de que as espessuras das chapas do apoio devem ser maiores que 16mm para vasos com diâmetro superior a 2000 mm . A espessura da chapa é de $t=6,35\text{ mm}$ e a largura da chapa é de 320 mm , além desses, as nervuras do apoio têm uma espessura de $19,05\text{ mm}$, que são os mesmos valores determinados para o vaso VP-1001.

4.2 CONDIÇÕES DE CONTORNO

As condições de contorno aplicadas ao estudo foram determinadas de maneira igual para os modelos. Essas condições são comuns aos modelos e se referem às restrições de movimentos, engastamento ou deslocamento prescrito, e cargas aplicadas, força ou pressão.

Nos modelos, teve-se uma pressão interna como carga, esta apresentou o valor de 10 MPa (102 Kgf/cm^2), esse valor corresponde à Pressão Máxima de Projeto. No entanto, vale ressaltar que esse vaso suporta uma pressão máxima de trabalho de $15,7\text{ MPa}$, que na prática nunca ocorrerá dado aos sistemas de segurança, válvula de segurança, que são setados para uma pressão máxima de trabalho de $9,9\text{ MPa}$. Esse valor corre a um critério de segurança de 10% da pressão de trabalho, de forma bastante segura. Essa pressão é aplicada de forma normal à superfície interna do vaso de pressão e de seus componentes.

Aplicaram-se restrições aos apoios, sendo um dos apoios o engastamento e ao outro, como norma de projeto, restringiu-se seu movimento em duas direções e deixando livre a terceira, isto é, forçou-se que essas duas direções apresentem deslocamento zero. Para este estudo, as direções restritas foram as das direções Y e Z, tomando-se a direção X como o eixo longitudinal do vaso. Podem-se ver as peças às quais foram aplicadas essas restrições na Figura 4.1.

Deve-se também restringir o deslocamento da Entrada Principal, dado que esta é unida a uma linha de alimentação constituída por uma tubulação e é conectada ao vaso por um conjunto flange/junta/estojos e junta de expansão, e que estes restringem o movimento desse equipamento na direção vertical, dada sua posição no vaso. Essa restrição é imposta aos dois lados para evitar a ação de forças, momentos

e tensões não previstas no projeto, tanto para o vaso como para a linha de alimentação, isto é, a tubulação. A direção restringida nesses componentes foi a direção Y.

Com uma visão protecionista a favor da segurança, admitiu-se que a saída baixa de líquido e alta de vapor estão nas mesmas condições de contorno da entrada principal, e com isso, aplicadas as mesmas condições de restrição.

Essa configuração de restrições corresponde ao que se pode encontrar aplicado a um vaso real, em outras palavras essa é a condição real de carregamento de um vaso de pressão que operaria nas condições impostas neste trabalho. De maneira geral, temos essas condições descritas na Tabela 4.4.

TABELA 4.4 - CONDIÇÕES DE CONTORNO PARA OS VASOS DE PRESSÃO.

CONDIÇÕES DE CONTORNO	
Condições	Restrições
Apoio esquerdo do vaso	Engastamento
Apoio direito do vaso	Deslocamento em X
Entrada Principal	Deslocamento em X e Z
Saídas líquido e vapor	Deslocamento em X e Z
Superfície interna do vaso	Carga/pressão
Força Fundamental	Gravidade no eixo Y

4.3 CONFIGURAÇÃO DO EQUIPAMENTO

Uma questão que deve ser abordada é a necessidade de equipamentos com poder de processamento para desenvolver as análises propostas. Com base nesses requisitos, foram encontradas muitas dificuldades, pois em um primeiro momento não se pode executar as simulações devido à falta de computadores que pudessem rodar as malhas determinadas.

Como solução para esse problema, foi determinado um equipamento que apresentasse as características mínimas necessárias para satisfazer os requisitos determinados para este estudo. Essa configuração mínima pode ser vista na Tabela 4.5.

TABELA 4.5 – CONFIGURAÇÃO DO PC PARA SIMULAÇÃO
PC - CAD

Componentes	Especificação
Processador	AMD- 3.2 GHz, com 4 Cores
Placa Mãe	com Controle para 64 Gb de RAM
Memória RAM	24 Gb de RAM
Sistema de Armazenamento	SSD de 120 Gb e um HDD de 1Tb
Placa de Vídeo	Placa de Vídeo QUADRO 64 Mb

Pensando em prováveis trabalhos futuros, recomenda-se que essa configuração seja observada como mínima. Pois quaisquer melhorias nos trabalhos, como o refinamento de malha, impactam muito nesta configuração.

5 RESULTADOS

5 RESULTADOS

Neste capítulo, demonstram-se os resultados obtidos tanto no tocante ao projeto e modelagem de vasos de pressão pela ASME seção VIII Divisão I e II, como sua análise no Método Analítico e depois pelo Método dos Elementos Finitos usando o *software* ANSYS, no módulo mecânica estrutural.

Antes de qualquer passo, deve-se definir o problema a ser estudado e sobre o qual estarão sendo apresentados resultados. O problema aqui estudado é a determinação de um vaso de pressão para a Divisão I e outro para a Divisão II da ASME, modelados em três dimensões usando *software* de CAD. Pretendeu-se fazer uma análise de tensões pelo método analítico dos modelos, restringindo ao costado e tampo, e depois proceder com uma análise numérica pelo Método dos Elementos Finitos, via *software* ANSYS, módulo mecânica estrutural, determinando seu campo de tensão, deformações e tensões de membrana.

5.1 VASO DE PRESSÃO ASME DIVISÃO I

Primeiramente, devem ser definidos os modelos para o vaso de pressão do estudo. Seguindo as especificações da Tabela 4.1, o vaso da Divisão I determinado pela seção 3.1.2.1 é constituído dos componentes listados na Tabela 5.1.

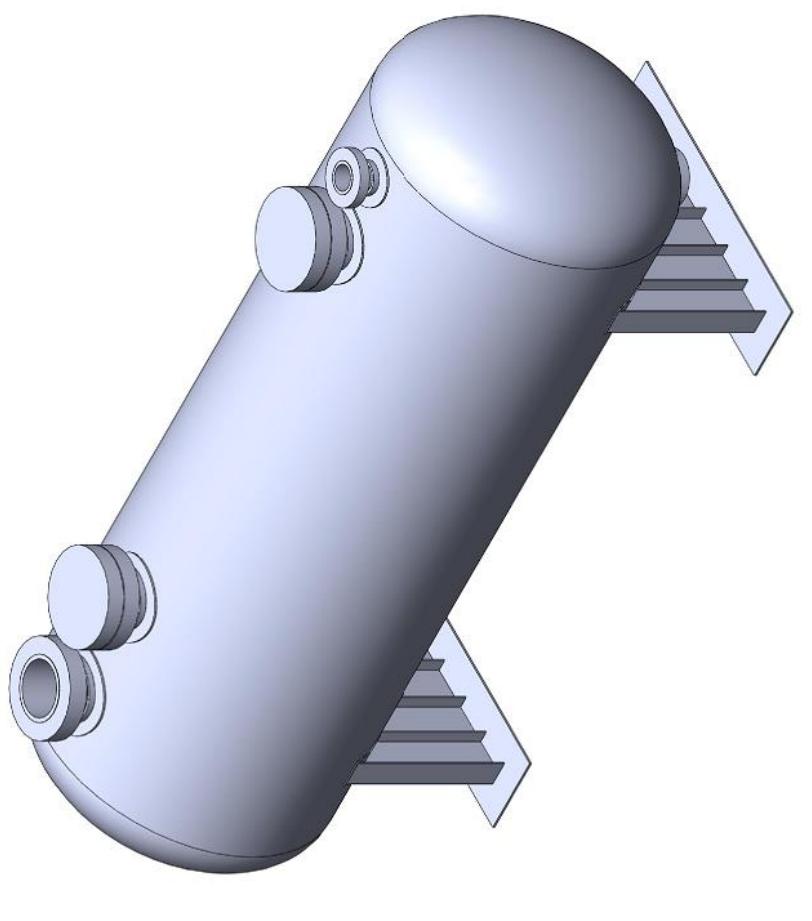
TABELA 5.1 - VASO DE PRESSÃO VP-1001 DETERMINADO PELA ASME SEÇÃO VIII DIVISÃO I.
UNIDADES EM MILÍMETRO.

VP-1001-L		
Componente	Diâmetro (mm)	Espessura(mm)
Tampo ASME Elipsoidal 2:1	3400	160
Costado	3400	160
Entrada Principal	660,4	38,1
Bocas de Visita	609,6	38,1
Saída Baixa Líquido/ Alta Vapor	304,8	20,637
Poço de Dreno	760	38,1
Área de Reforço	81280*	25,4

Nota: (*) esta medida é de área em mm^2 e corresponde a um raio de 161 mm mais o raio do furo mais a espessura da parede do pescoço.

No VP-1001 estão os principais componentes que esse vaso apresenta. Neste modelo foi deixado de lado o cladiamento, inserção de uma chapa de aço inoxidável na parte inferior interna do vaso. Dado que o vaso é projetado para suportar as pressões sem o cladiamento e com isso ele funciona como uma sobre-espessura de corrosão que aumenta consideravelmente o reforço da parte inferior do vaso. No entanto, isso não ocorre para a parte superior e seus componentes. O vaso VP-1001 é apresentado na Figura 5.1.

FIGURA 5.1 – VASO DE PRESSÃO VP-1001.



5.2 VASO DE PRESSÃO ASME DIVISÃO II

Seguindo as especificações da Tabela 4.1, temos que para a Divisão II o vaso determinado pela seção 4.1.2.2 está descrito na Tabela 5.2.

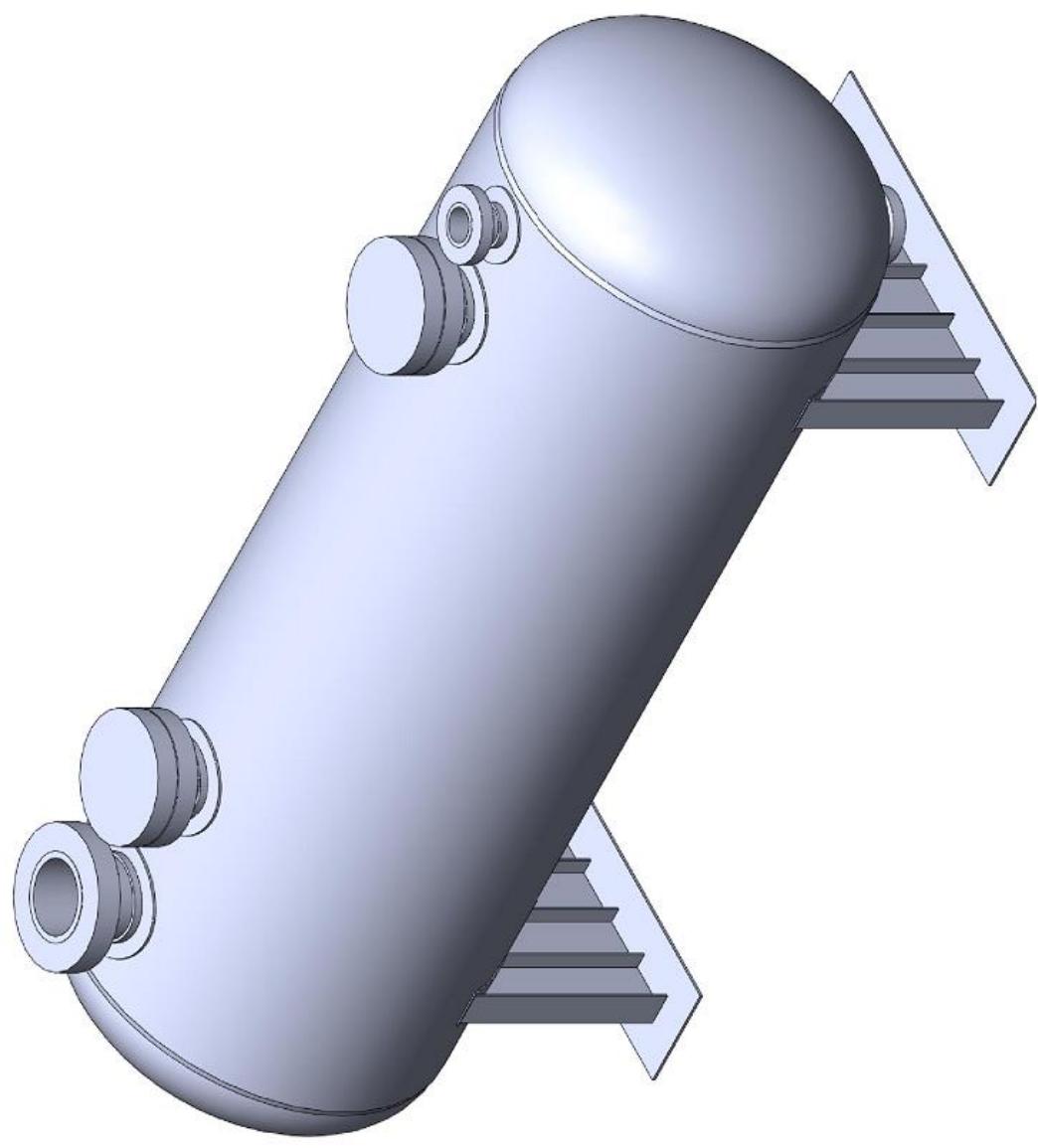
TABELA 5.2 - VASO DE PRESSÃO VP-2001 DETERMINADO PELA ASME SEÇÃO VIII DIVISÃO II.
UNIDADES EM MILÍMETRO.

VP-2001-L		
Componente	Diâmetro(mm)	Espessura(mm)
Tampo ASME Elipsoidal 2:1	3400	120
Costado	3400	140
Entrada Principal	660,4	31,75
Bocas de Visita	609,6	28,575
Saída Baixa Líquido/ Alta Vapor	304,8	17,18
Poço de Dreno	760	38,1
Área de Reforço	81280*	25,4

Nota: (*) esta medida é de área em mm^2 e corresponde a um raio de 161 mm.

No VP-2001 estão os principais componentes que esse vaso apresenta. Neste modelo foi deixado de lado o cladiamento, inserção de uma chapa de aço inoxidável na parte inferior interna do vaso. Dado que o vaso é projetado para suportar as pressões sem o cladiamento e com isso ele funciona como uma sobre-espessura de corrosão que aumenta consideravelmente o reforço da parte inferior do vaso. No entanto, isso não ocorre para a parte superior e seus componentes. O vaso VP-2001 é apresentado na Figura 5.2.

FIGURA 5.2 – VASO DE PRESSÃO VP-2001.



5.3 ANÁLISE NUMÉRICA ANALÍTICA

Esta seção introduz uma análise dos valores de tensões que atuam no vaso, de forma geral no costado e tampo, e que precisam ser observados.

5.3.1 VP-1001 Análise de Tensões

Com base na Tabela 4.1, pode se utilizar as informações básicas para determinar as tensões no vaso VP-1001. No entanto, ainda faltam algumas informações referentes ao peso do vazo que não estão contidas na tabela citada. Esse vaso apresenta um peso em vazio (W_{vazio}) de 172.530 Kg (172,53 Ton) e, para o caso mais crítico, será enchido com água durante o teste hidrostático e corresponderá a um peso do teste hidrostático (W_{th}) de 270.033 Kg (270,033 Ton).

A análise de tensões para o costado do vaso estudado, VP-1001, se dará através da análise das tensões de membrana, Equações 3.1 e 3.2, foram obtidos os seguintes resultados, utilizando o raio igual ao raio interno, $r = 1700$ mm:

$$\sigma_\theta = \frac{pr}{t} = 106250000,00 \text{ Pa} = 106,25 \text{ MPa}$$

$$\sigma_x = \frac{pr}{2t} = 53125000,00 \text{ Pa} = 53,12 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = -p = -10 \text{ MPa}$$

Utilizando o raio médio ($r=1780$ mm), obteve-se:

$$\sigma_\theta = \frac{pr}{t} = 111,25 \text{ MPa}$$

$$\sigma_x = \frac{pr}{2t} = 55,62 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = -p = -10 \text{ MPa}$$

Tomando $\sigma_\theta = \sigma_1$ e $\sigma_r = \sigma_3$, para uma análise com base na norma ASME, assume-se que as tensões oriundas do cisalhamento são muito menores que as tensões acima e assim são desconsideradas. Pode-se visualizar isso, aplicando-se as Equações de Lamé, 3.3 a 3.5.

$$\sigma_\theta = \frac{p \left(1 + \left(\frac{r_0}{r}\right)^2\right)}{\left(\frac{r_0}{r_i}\right)^2 - 1} = 111,47 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = \frac{p \left(1 - \left(\frac{r_0}{r}\right)^2\right)}{\left(\frac{r_0}{r_i}\right)^2 - 1} = -1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_x = \frac{p}{\left(\frac{r_0}{r_i}\right)^2 - 1} = 50,74 \text{ MPa}$$

Onde se pode perceber que na direção radial existe uma tensão muito menor que as tensões nas outras coordenadas. As tensões de avaliação para Von Mises.

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{0,5} = 100,8 \text{ MPa}$$

Para o raio médio temos:

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{0,5} = 105,2 \text{ MPa}$$

Para as Equações de Lamé:

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{0,5} = 97,51 \text{ MPa}$$

Após a análise do costado, deve-se fazer também a análise do tampo ASME 2:1, segundo a ASME seção VIII e Divisão I temos:

$$S_{tampo} = \left(\frac{pLM}{2t} \right) + 0,1p \quad (5.1)$$

Onde:

S_{tampo} = Tensão no tampo ASME 2:1;

L = Comprimento entre tangentes;

M = Fator de correção da relação raio comprimento.

$$M = 0,25 \left[3 + \left(\frac{R}{L} \right)^{1/2} \right] \quad (5.2)$$

Assim tendo como respostas:

$$M = 0,25 \left[3 + \left(\frac{R}{L} \right)^{1/2} \right] = 0,9359$$

$$S_{tampo} = \left(\frac{pLM}{2t} \right) + 0,1p = 111,64 \text{ Mpa}$$

Pode-se ver que todas as tensões resultantes aqui determinadas passam nos critérios para aprovação de vaso de pressão que são:

$$P_m \leq S$$

$$P_m + P_b \leq 1,5S$$

Onde;

P_m = Tensão primária de membrana geral;

P_b = Tensão primária de flexão;

S = Tensão admissível na temperatura.

Com o intuito de um entendimento melhor dos valores determinados neste item, podemos revê-los de forma tabular, na Tabela 5.3, abaixo.

TABELA 5.3 - LISTA DE TENSÕES DETERMINADAS VP-1001.

Costado			Tampo		
Tensões no raio interno		Tensões no raio médio	Tensões de Lamé	Tensão no tampo	
σ_θ	106,25MPa	σ_θ	111,25MPa	σ_θ	111,47MPa
σ_x	53,12MPa	σ_x	55,62MPa	σ_x	50,73MPa
σ_r	-10MPa	σ_r	-10MPa	σ_r	-1MPa

5.3.2 VP-2001 Análise de Tensões

Com base na Tabela 4.1, podem-se utilizar as informações básicas para determinar as tensões no vaso VP-2001. No entanto, ainda faltam algumas informações referentes ao peso do vaso que não estão contidas na tabela citada. Esse vaso apresenta um peso em vazio (W_{vazio}) de 150030 Kg (150,003 Ton) e, para o caso mais crítico, será enchido com água durante o teste hidrostático e corresponderá a um peso do teste hidrostático (W_{th}) de 247803 Kg (247,803 Ton).

A análise de tensões para o costado do vaso estudado, VP-2001, se dará através da análise das tensões de membrana, Equações 3.1 e 3.2, foram obtidos os seguintes resultados, utilizando o raio igual ao raio interno, $r = 1700$ mm:

$$\sigma_\theta = \frac{pr}{t} = 121,43 \text{ MPa}$$

$$\sigma_x = \frac{pr}{2t} = 60,71 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = -p = -10 \text{ MPa}$$

Utilizando o raio médio ($r=1770$ mm), obteve-se:

$$\sigma_\theta = \frac{pr}{t} = 126,43 \text{ MPa}$$

$$\sigma_x = \frac{pr}{2t} = 63,21 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = -p = -10 \text{ MPa}$$

Resolvendo para paredes espessas, Lamé, temos as Equações 3.3 a 3.5.

$$\sigma_\theta = \frac{p \left(1 + \left(\frac{r_0}{r} \right)^2 \right)}{\left(\frac{r_0}{r_i} \right)^2 - 1} = 123,52 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = \frac{p \left(1 - \left(\frac{r_0}{r} \right)^2 \right)}{\left(\frac{r_0}{r_i} \right)^2 - 1} = -6,89 \text{ MPa}$$

$$\sigma_x = \frac{p}{\left(\frac{r_0}{r_i} \right)^2 - 1} = 58,31 \text{ MPa}$$

Onde se pode perceber que na direção radial existe uma tensão muito menor que as tensões nas outras coordenadas. No entanto, como calculado, não foi desconsiderada a tensão no sentido radial e utilizada a teoria de Von Mises para determinar a tensão de avaliação, para o raio interno.

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{0,5} = 113,93 \text{ MPa}$$

Para raio médio:

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{0,5} = 118,26 \text{ MPa}$$

Para as Equações de Lamé:

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{0,5} = 112,94 \text{ MPa}$$

Após a análise do costado, deve-se fazer também a análise do tampo ASME 2:1, segundo a ASME seção VIII e Divisão II, temos:

$$M = 0,25 \left[3 + \left(\frac{R}{L} \right)^{1/2} \right] = 0,9359$$

$$S_{tampo} = \left(\frac{pLM}{2t} \right) + 0,1p = 120,83 \text{ MPa}$$

Com o intuito de um entendimento melhor dos valores determinados neste item, os resultados são resumidos na Tabela 5.4.

TABELA 5.4 - LISTA DE TENSÕES DETERMINADAS VP-2001.

Costado		Tensões no raio interno		Tensões no raio médio		Tensões de Lamé		Tensão no tampo	
σ_θ	121,43MPa	σ_θ	126,43MPa	σ_θ	123,52MPa				
σ_x	60,71MPa	σ_x	63,21MPa	σ_x	58,31MPa	S_{tampo}	120,83MPa		
σ_r	-10MPa	σ_r	-10MPa	σ_r	-6,89MPa				

5.4 ANÁLISE PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

A análise pelo Método dos Elementos Finitos foi realizada para cada um dos vasos, VP-1001 e VP-2001, desenvolvidos neste estudo.

Os modelos foram analisados mantendo as mesmas características e os mesmos valores dos projetados nos itens 5.1, 5.2 e 4.1. Além disso, a malha gerada apresenta três setores básicos, no primeiro setor, que consiste do costado e conexões, o tamanho de aresta máxima foi de 60 mm. Na segunda seção, nos tampos têm-se arestas máximas de 30 mm. E para finalizar, na região de intersecção entre costado e tampo têm-se arestas máximas de 20 mm.

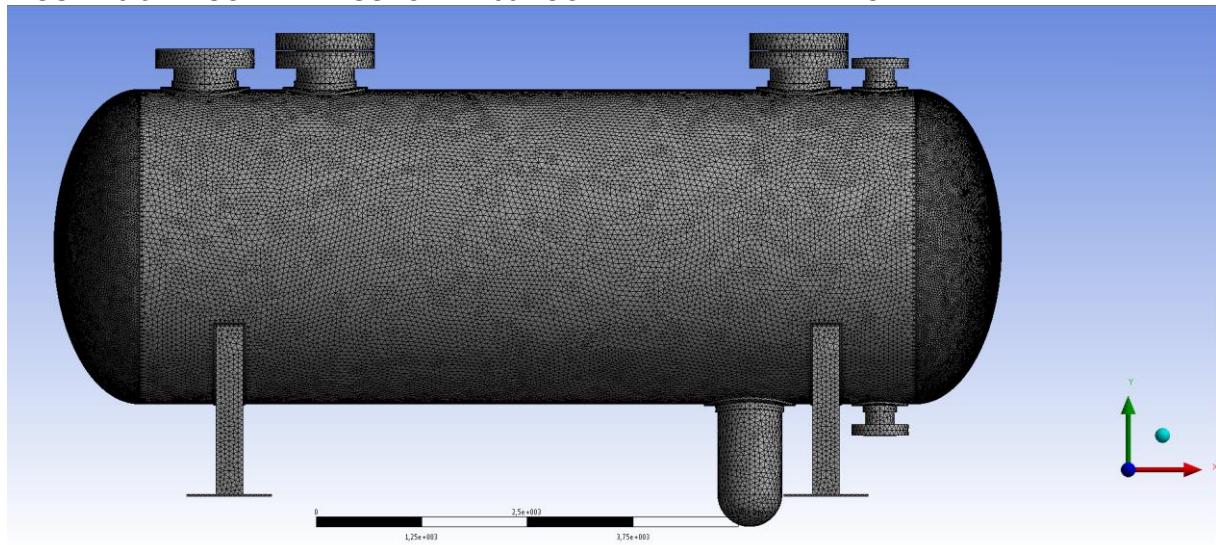
A divisão do tamanho da malha por setores na análise desenvolvida foi necessária e bastante produtiva, pois traz informações sobre as tensões e seu comportamento no equipamento que poderiam ser desconsideradas e assim descartadas do estudo. Com o intuito de minimizarmos esse efeito, foi feita uma análise das relações de comprimento de arestas e resultados do ponto de vista de

tensões. A relação 60*30*20 mm foi a que forneceu maiores informações sem um grande custo computacional.

5.4.1 Análise do VP-1001

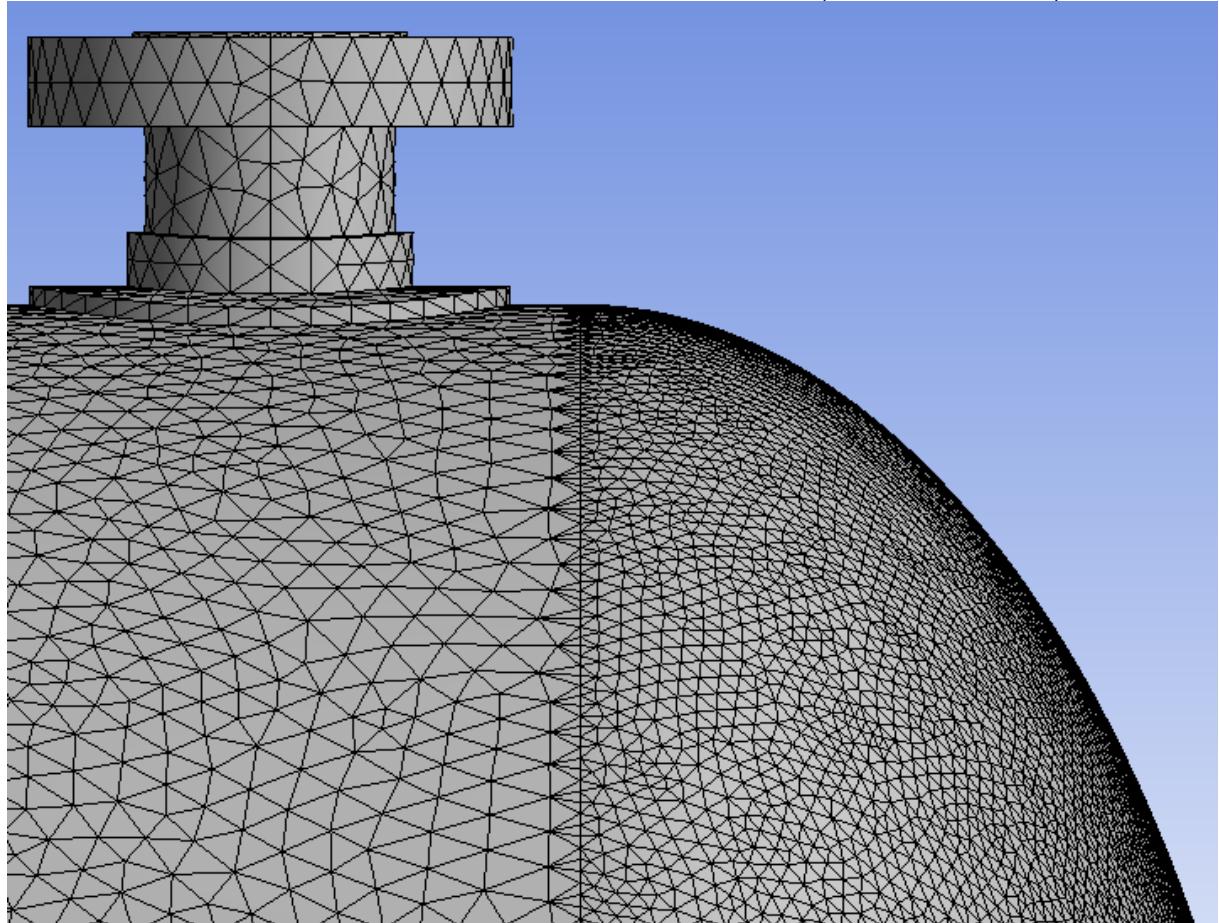
Aplicando ao VP-1001 uma malha *Tetraédrica não estruturada*, e as condições de contorno descritas no item 4.2, foi realizada uma análise do modelo VP-1001, conforme apresentado na Figura 5.3.

FIGURA 5.3- VASO DE PRESSÃO VP-1001 COM MALHA TETRAÉDRICA



Podem-se perceber duas malhas em duas regiões distintas, o costado e os tampos. Pode-se ver, na Figura 5.4, o detalhe da malha no costado e no tampo.

FIGURA 5.4 – DETALHE DA MALHA NO COSTADO E NO TAMPO (MODELO VP-1001).



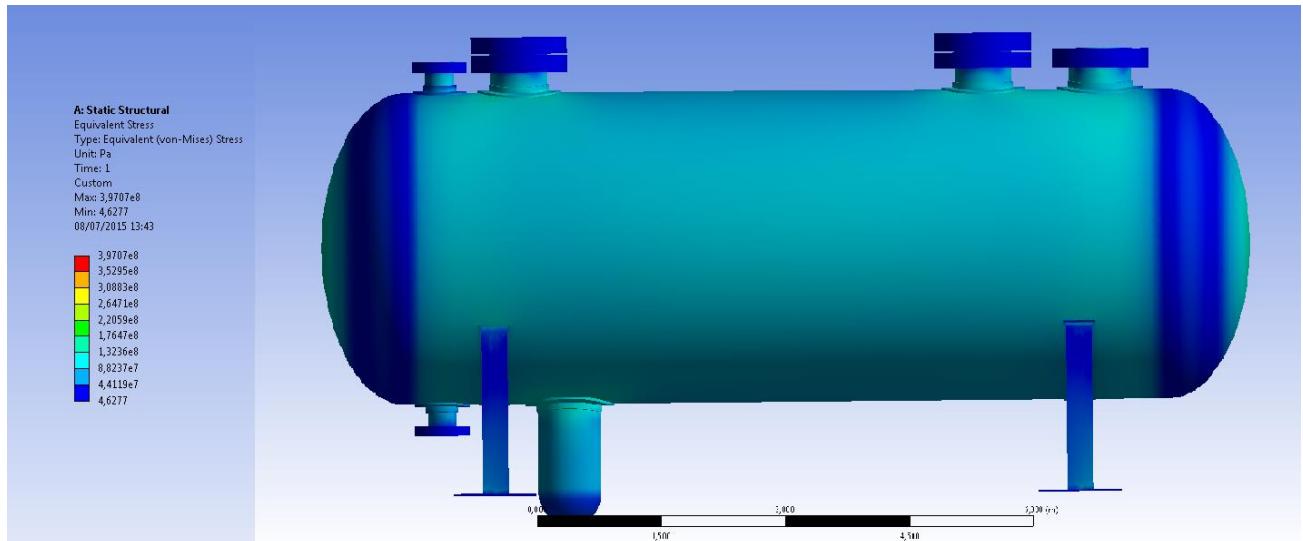
A distribuição de tensão obtida para uma pressão de projeto de 10 MPa é apresentada na Figura 5.6.

De maneira geral, para as imagens demonstradas nesta seção, pode-se adotar a seguinte distribuição de tensão, Figura 5.5.

FIGURA 5.5 - CAMPO DE TENSÃO DETERMINADO PARA O VP-1001.

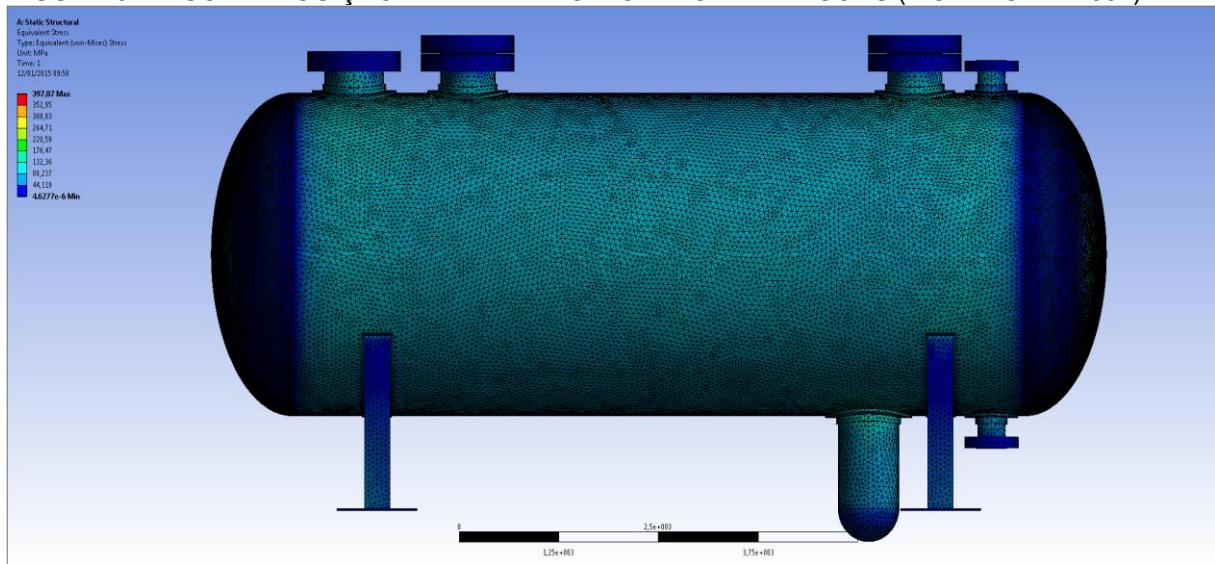


FIGURA 5.6 - VASO DE PRESSÃO VP-1001 SIMULADO PARA A PRESSÃO DE 10 MPa.



A malha e as tensões determinadas no modelo são apresentadas na Figura 5.7.

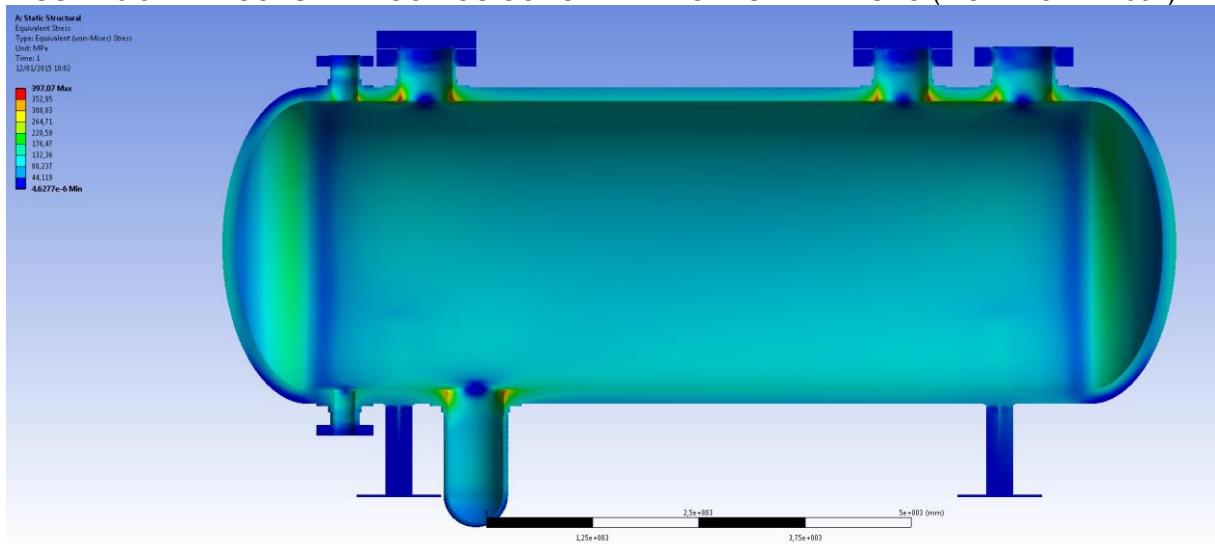
FIGURA 5.7 – SOBREPOSIÇÃO DA MALHA NO MODELO DE TENSÕES (MODELO VP-1001).



Pode-se perceber que na região central do costado, na interface tampo/costado e na região central dos tampos as tensões estão abaixo da tensão calculada para Von Mises.

Além dessas tensões, deve-se também visualizar através de um corte no plano XY as tensões de pico que aparecem nos concentradores de tensão. Estas podem ser vistas na Figura 5.8.

FIGURA 5.8 – TENSÕES DE PICO NOS CONCENTRADORES DE TENSÃO (MODELO VP-1001).



Com o intuito de uma melhor visualização, as Figuras 5.9 e 5.10 apresentam mais detalhadamente os concentradores de tensão.

FIGURA 5.9 – CONCENTRADORES DE TENSÃO DA BOCA DE VISITA E DA SAÍDA ALTA DE VAPOR (MODELO VP-1001).

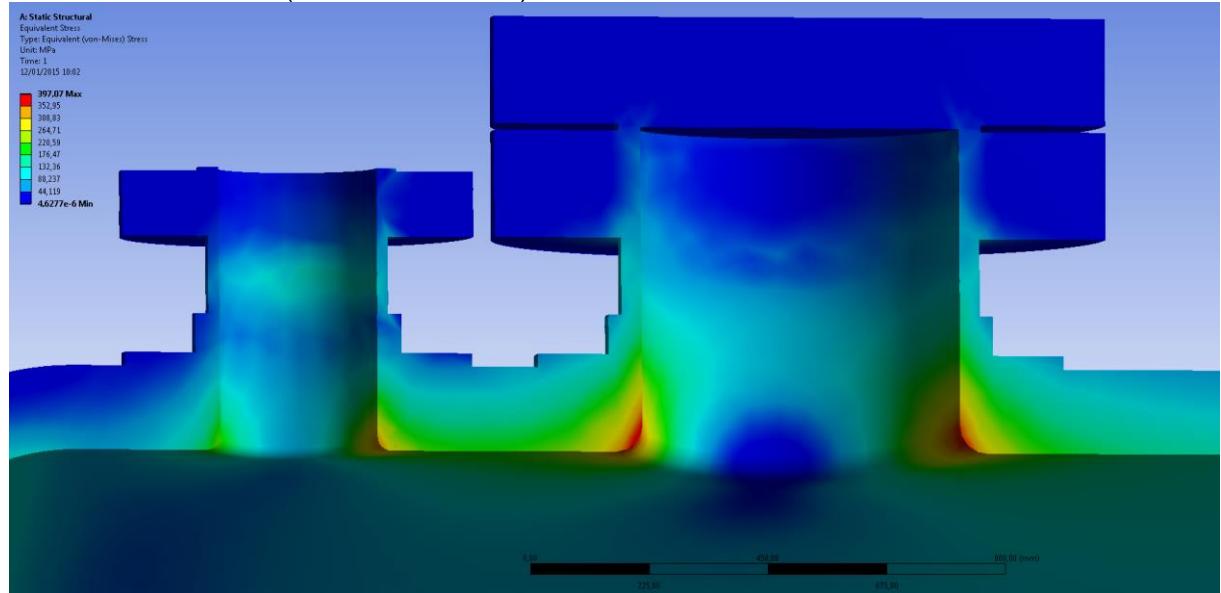
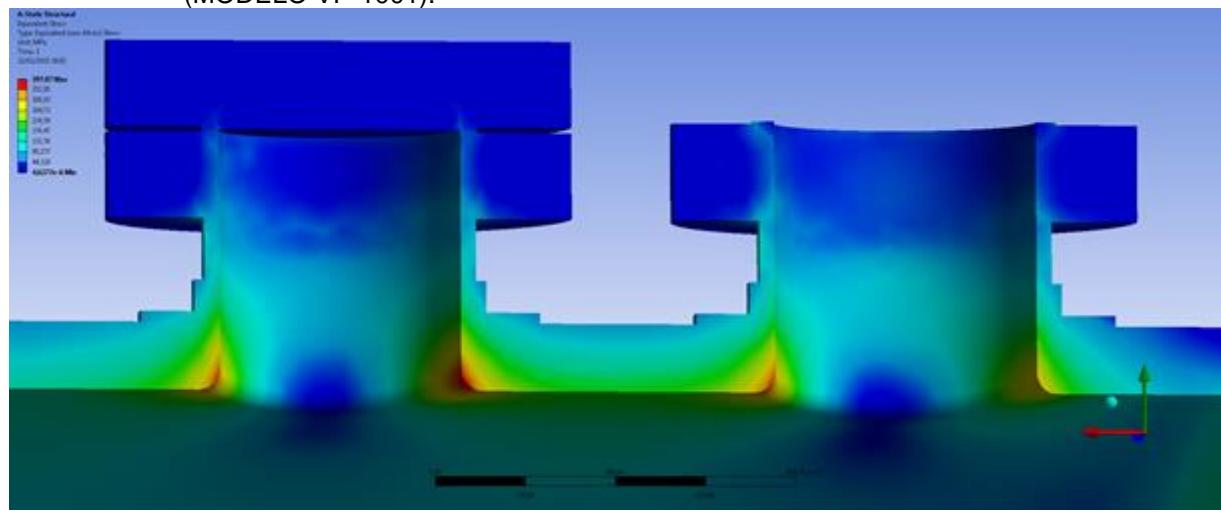


FIGURA 5.10 - CONCENTRADORES DE TENSÃO DA BOCA DE VISITA E DA ENTRADA PRINCIPAL (MODELO VP-1001).



Na Figura 5.11 é apresentada uma visão em corte dos concentradores de tensão, e na Figura 5.12 pode-se perceber a deformação que seria imposta a eles.

FIGURA 5.11 – CONCENTRADORES DE TENSÃO COM PLANO DE CORTE PARALELO AO PLANO XZ (MODELO VP-1001).

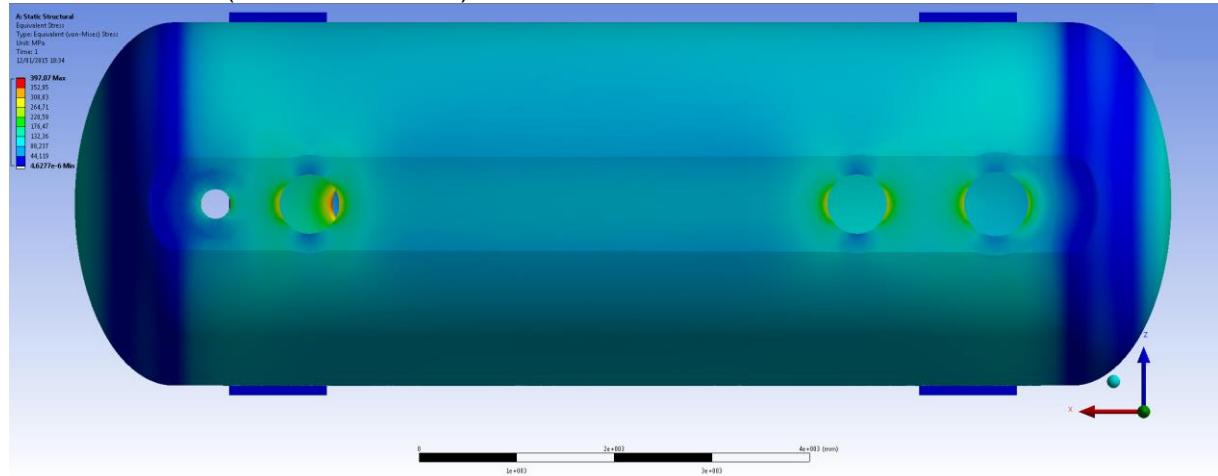
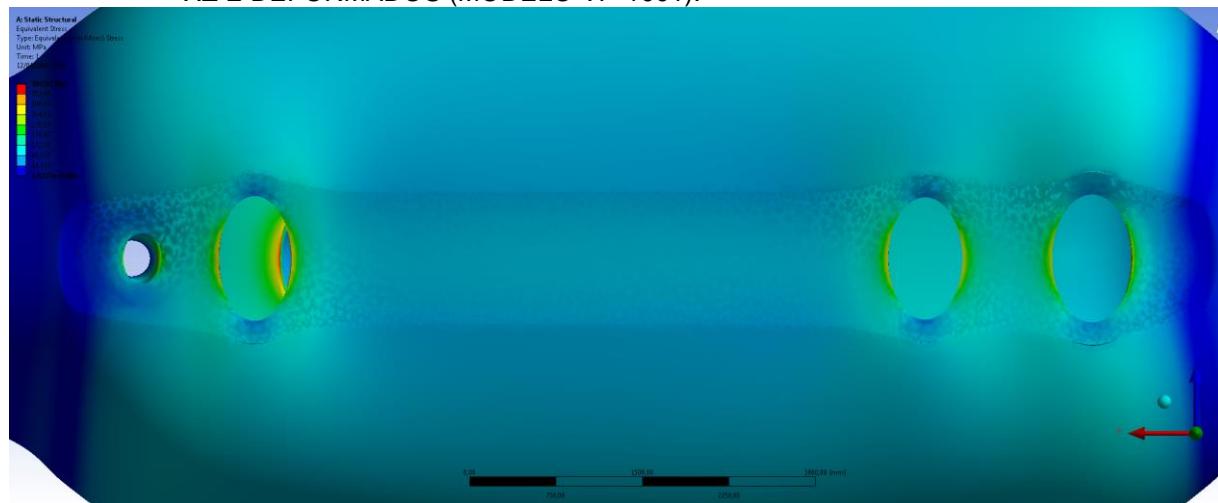
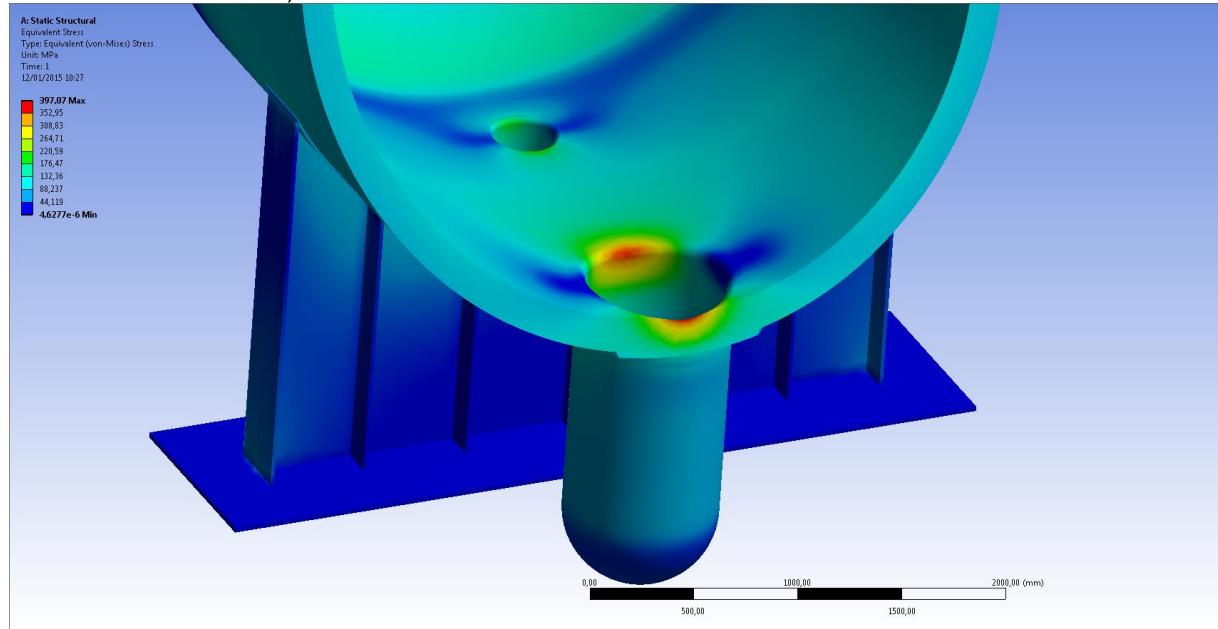


FIGURA 5.12 - CONCENTRADORES DE TENSÃO COM PLANO DE CORTE PARALELO AO PLANO XZ E DEFORMADOS (MODELO VP-1001).



Em outro ponto do modelo, na parte inferior, nos concentradores do poço de dreno e da saída baixa de líquido, tem-se uma vista em corte angulado onde se percebe a distribuição de tensões no concentrador, conforme apresentado na Figura 5.13.

FIGURA 5.13 – POÇO DE DRENO E SAÍDA BAIXA DE LÍQUIDO CAMPO DE TENSÕES (MODELO VP-1001).



Afora os acima citados, a região onde o tampo se conecta com o costado é de muito interesse, pois nesta apresenta-se uma mudança de geometria o que acarreta em uma região onde a análise do campo de tensões não é tão simples.

FIGURA 5.14 – DETALHE DA REGIÃO DE MUDANÇA DE GEOMETRIA, TAMPO COSTADO (MODELO VP-1001).

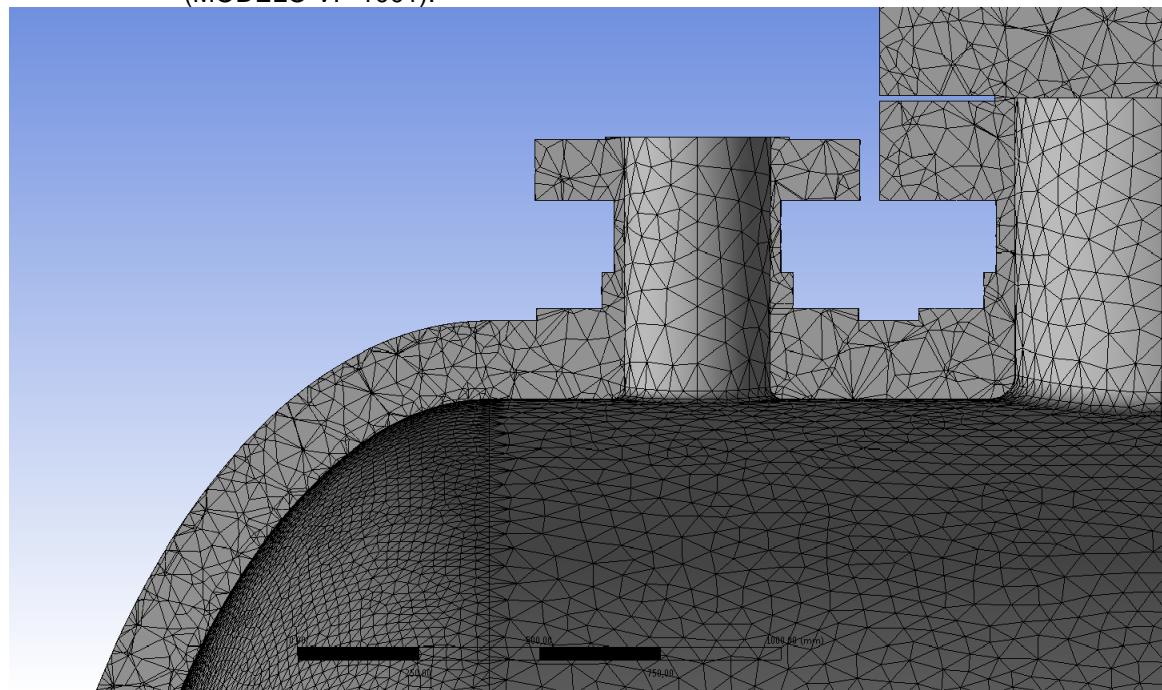
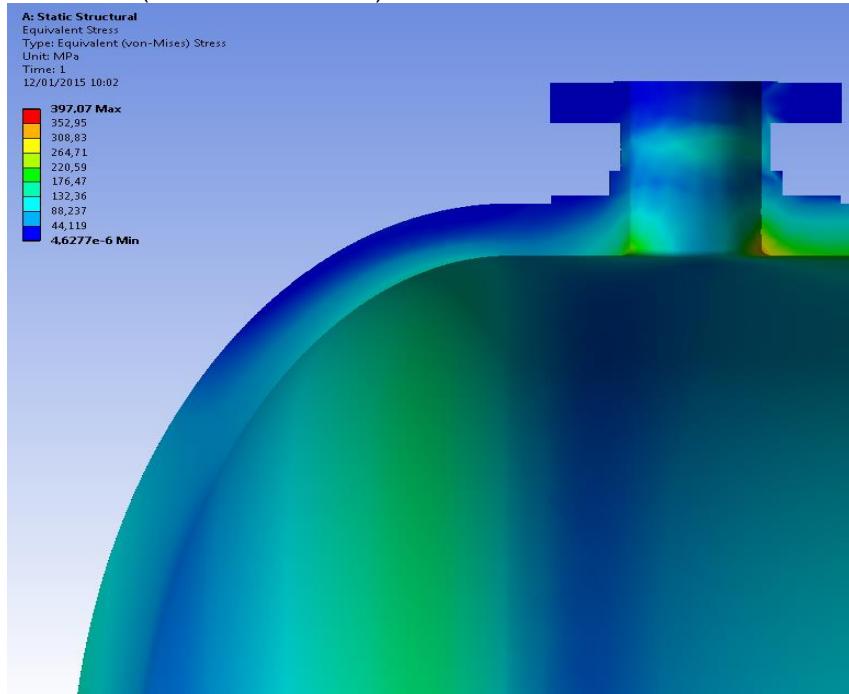
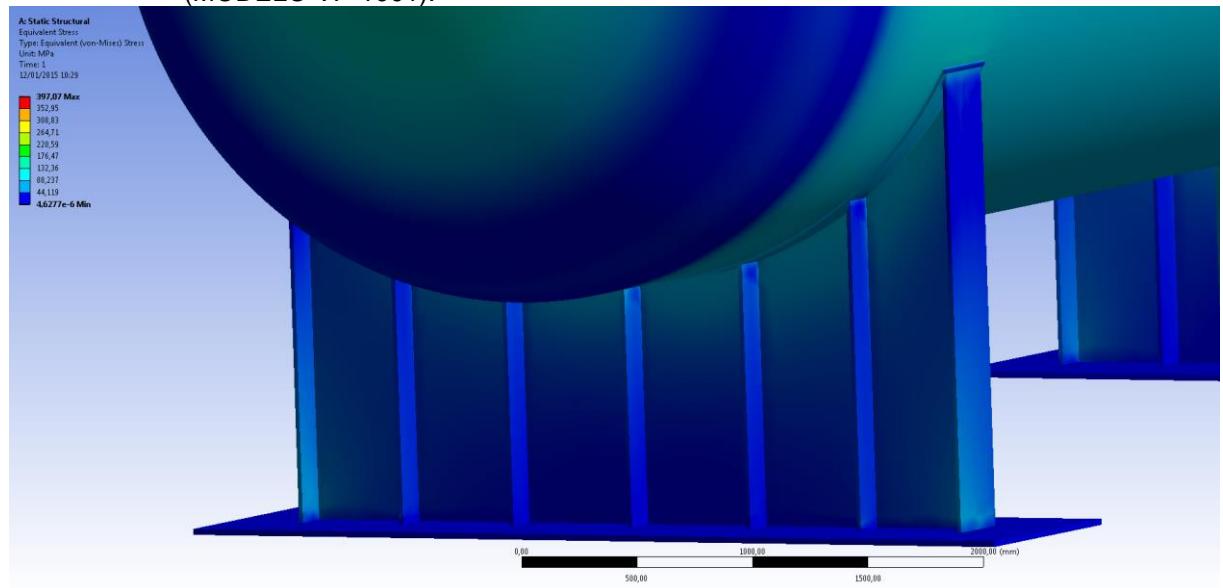


FIGURA 5.15 – DISTRIBUIÇÃO DE TENSÃO NA REGIÃO DE MUDANÇA DE GEOMETRIA, TAMPO COSTADO (MODELO VP-1001).



Outra região onde se tem interesse de avaliar os efeitos das tensões é a região dos apoios e da sela que está solidária ao costado.

FIGURA 5.16 – APOIO ESQUERDO DO VASO DE PRESSÃO E AS TENSÕES RESULTANTES (MODELO VP-1001).



5.4.2 Análise do VP-2001

Aplicando ao VP-2001 uma malha *Tetraédrico não estruturada* e as condições de contorno descritas no item 4.2, pode-se efetuar uma primeira análise do modelo VP-2001, conforme apresentado na Figura 5.18 e na Figura 5.17, observa-se o campo de tensão para o vaso VP-2001.

FIGURA 5.17 - CAMPO DE TENSÃO DETERMINADO PARA O VP-2001.

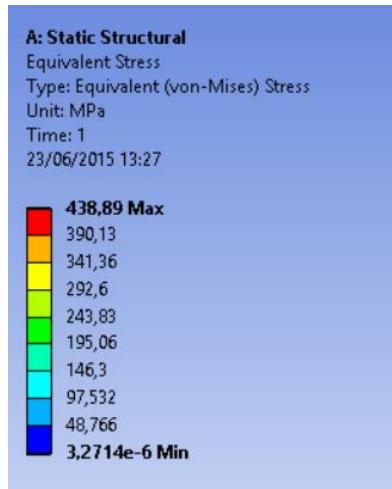
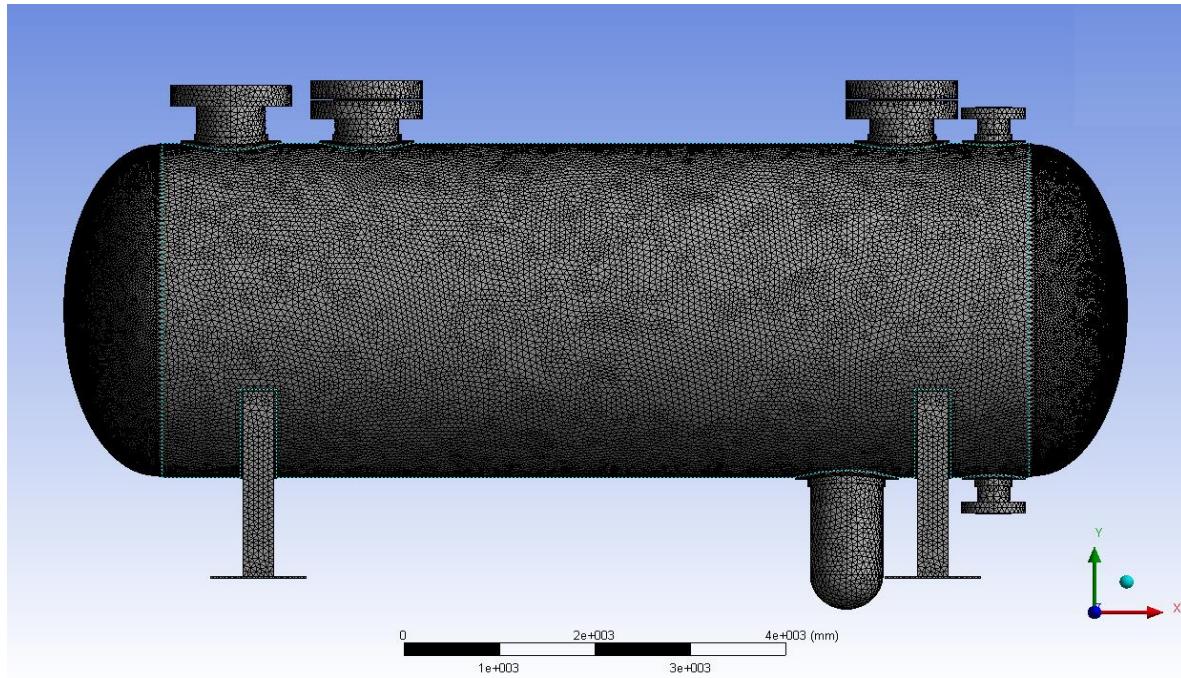
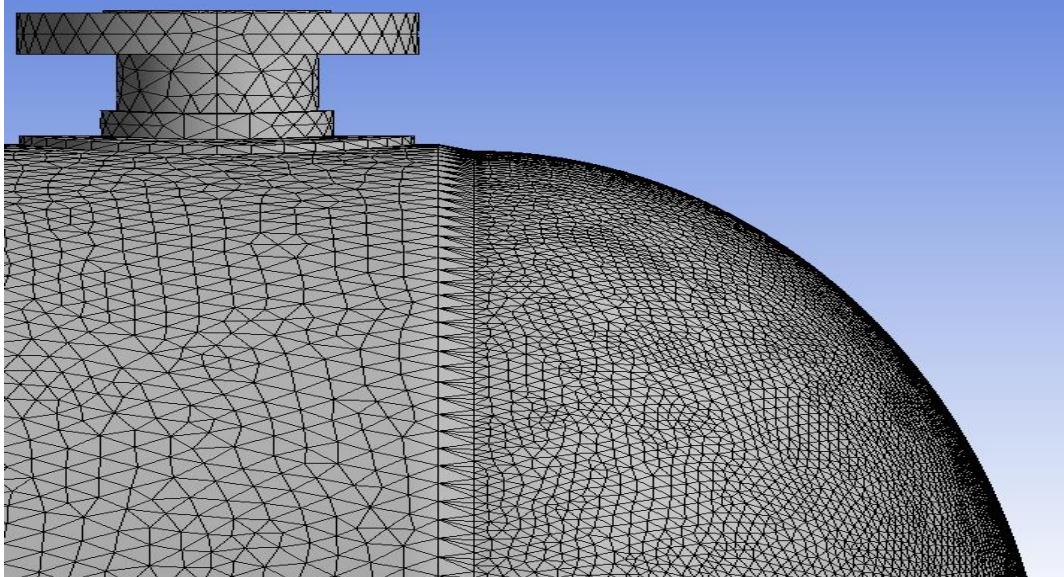


FIGURA 5.18- VASO DE PRESSÃO VP-2001 COM MALHA TETRAÉDRICA



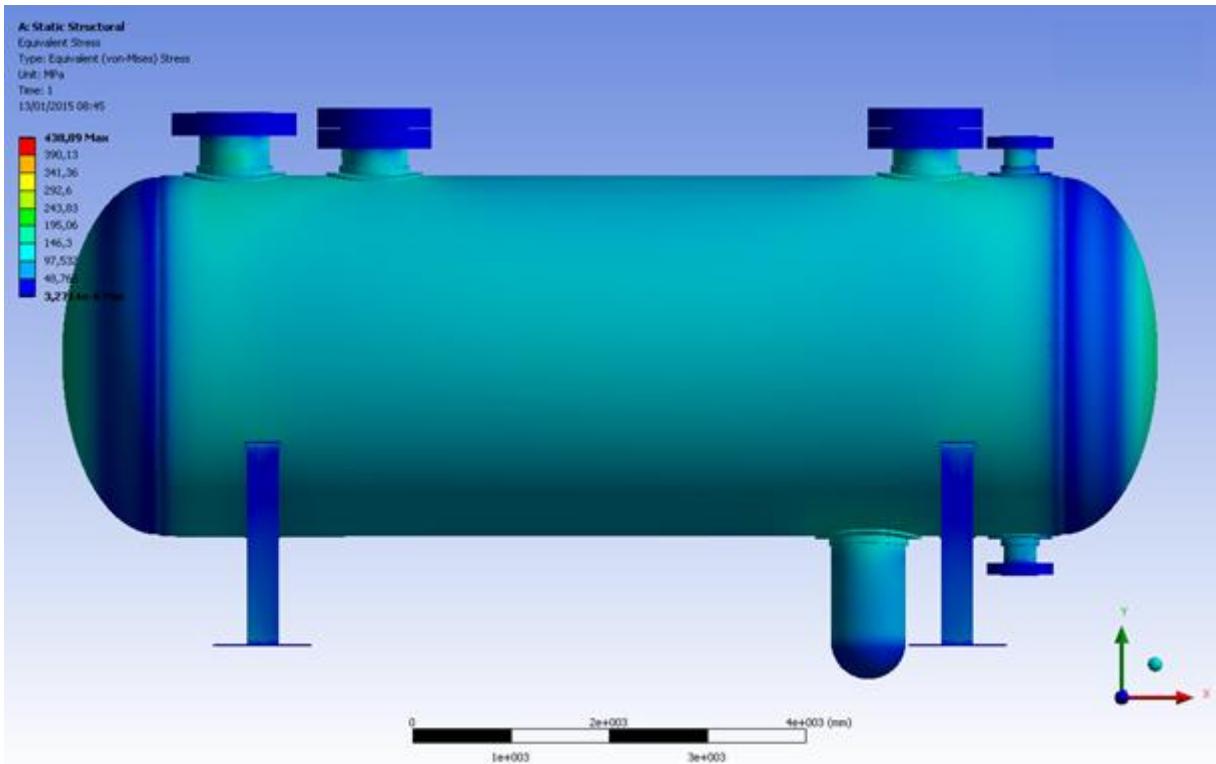
Podem-se perceber duas malhas em duas regiões distintas, o costado e os tampos. Pode-se observar na Figura 5.19 o detalhe da malha no costado e no tampo.

FIGURA 5.19 – DETALHE DA MALHA NÃO ESTRUTURADA (MODELO VP-2001).



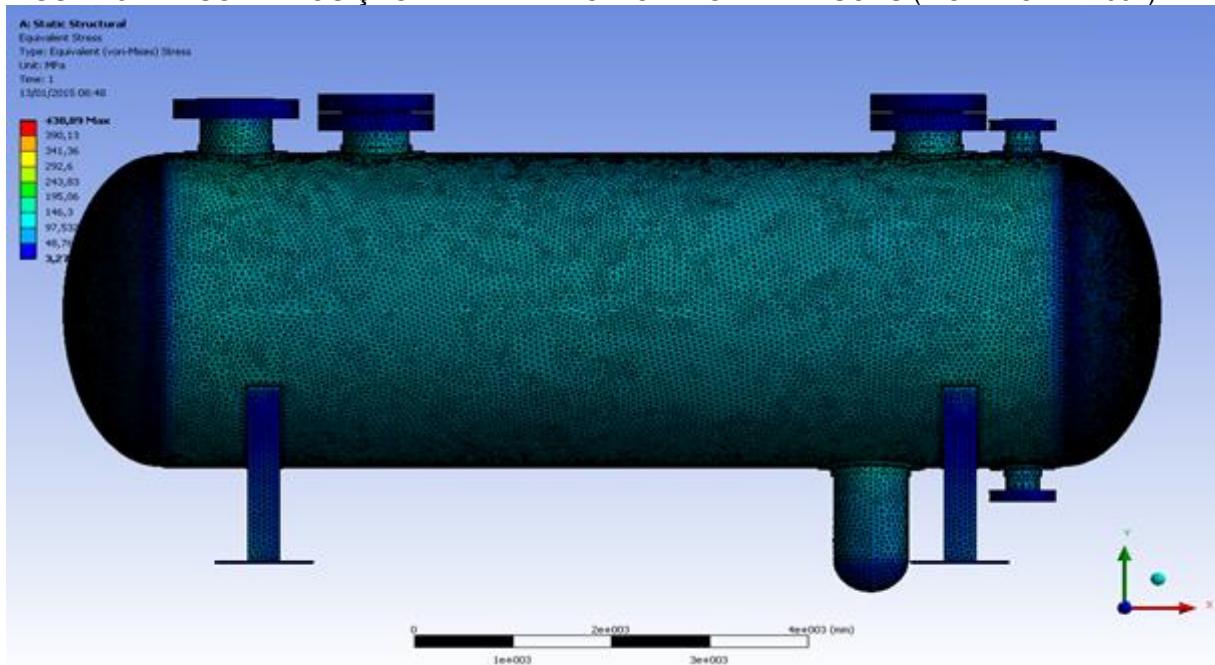
A distribuição de tensão obtida para uma pressão de projeto de 10 MPa é apresentada na Figura 5.20.

FIGURA 5.20 - VASO DE PRESSÃO VP-2001 SIMULADO PARA A PRESSÃO DE 10 MPa.



A malha e as tensões determinadas no modelo são apresentadas na Figura 5.21.

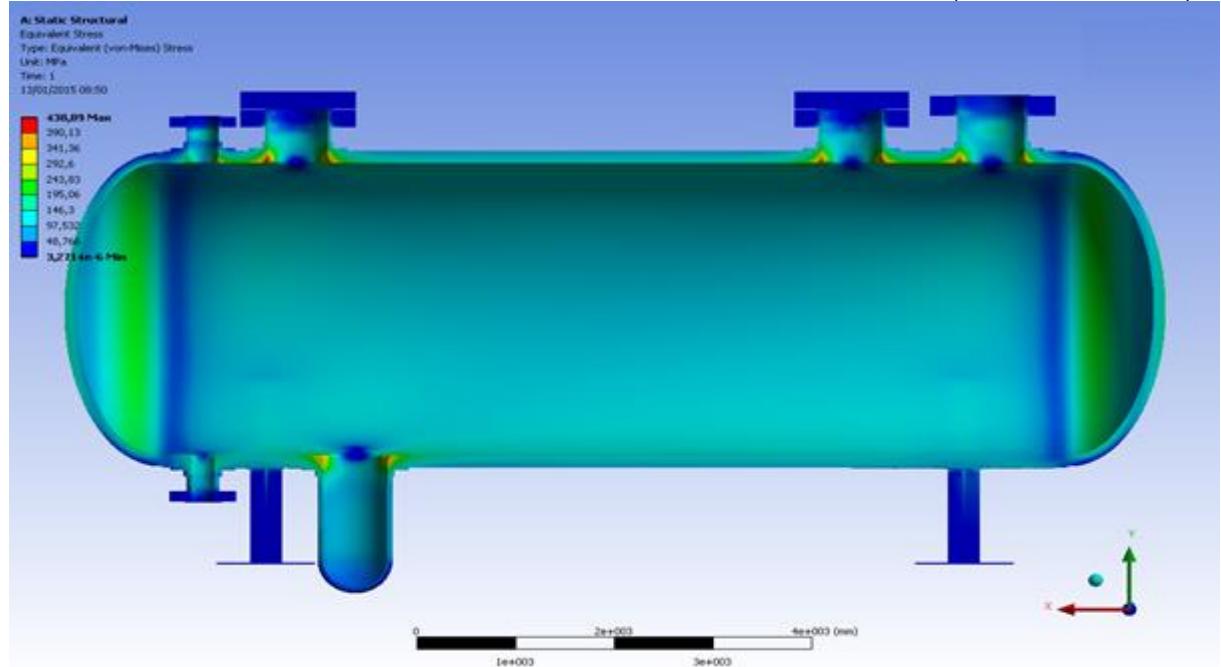
FIGURA 5.21 – SOBREPOSIÇÃO DA MALHA NO MODELO DE TENSÕES (MODELO VP-2001).



Pode-se perceber que na região central do costado e na interface tampo/costado e na região central dos tampos as tensões estão abaixo da tensão calculada para Von Mises.

Além dessas tensões, deve-se também visualizar através de um corte no plano XY as tensões de pico que aparecem nos concentradores de tensão. Estas podem ser vistas na Figura 5.22.

FIGURA 5.22 – TENSÕES DE PICO NOS CONCENTRADORES DE TENSÃO (MODELO VP-2001).



Com o intuito de uma melhor visualização, um detalhe dos concentradores de tensão é apresentado nas Figuras 5.23 e 5.24.

FIGURA 5.23 – CONCENTRADORES DE TENSÃO DA BOCA DE VISITA E DA SAÍDA ALTA DE VAPOR (MODELO VP-2001).

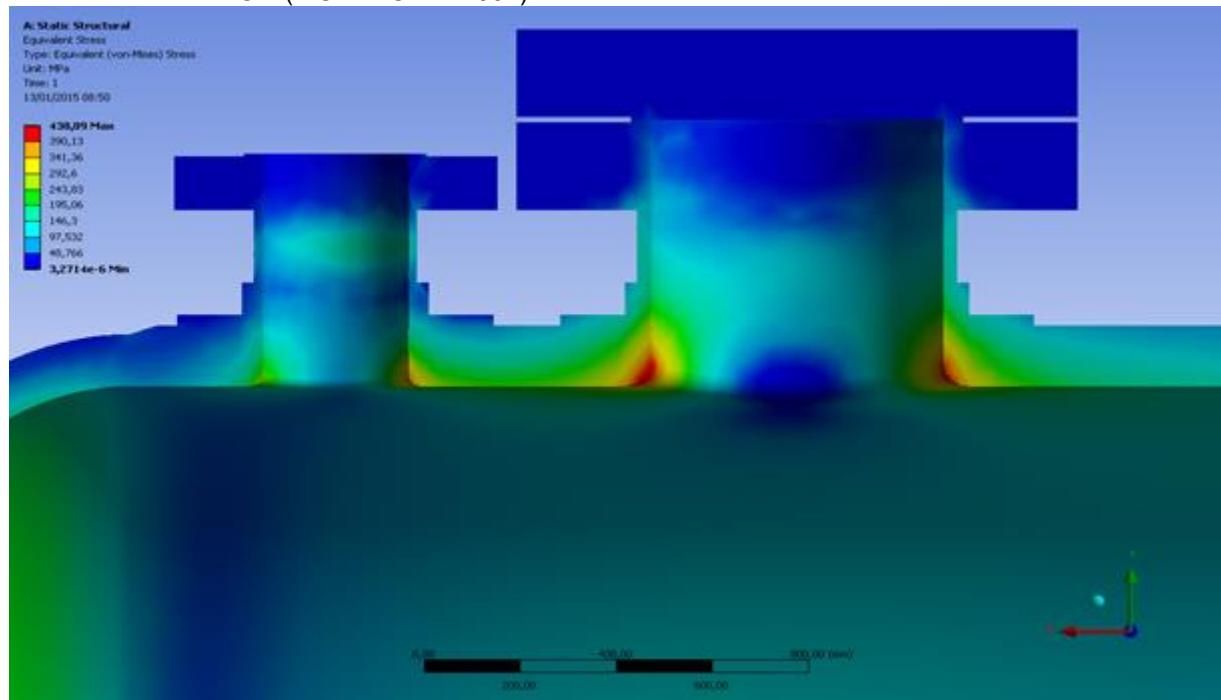
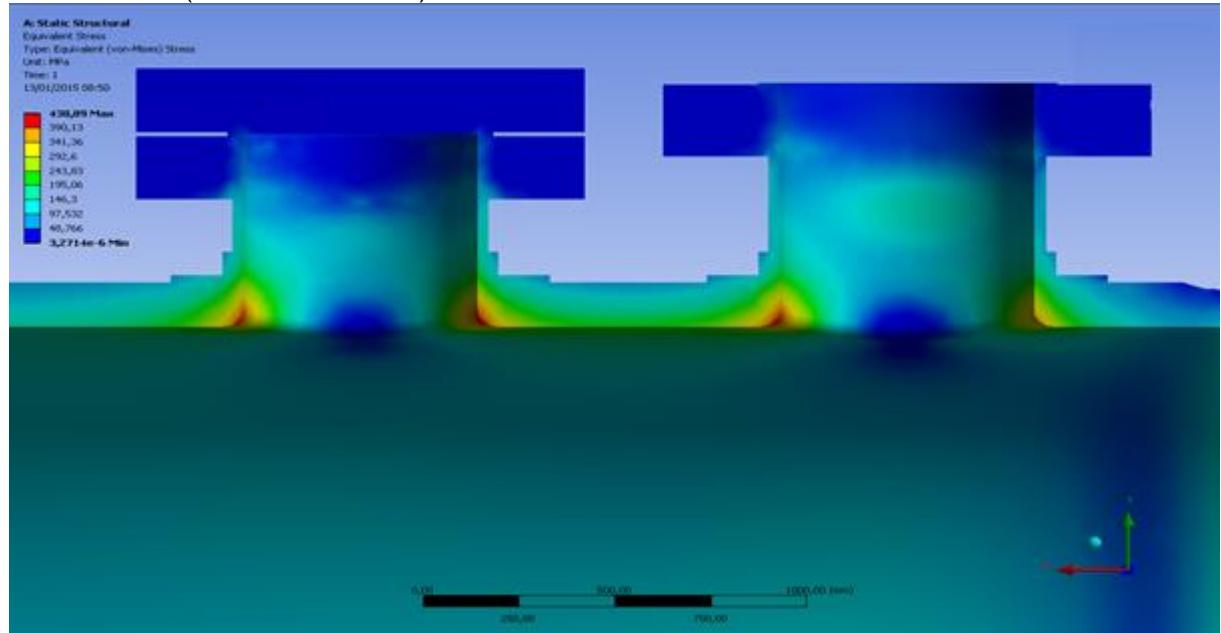


FIGURA 5.24 - CONCENTRADORES DE TENSÃO DA BOCA DE VISITA E DA ENTRADA PRINCIPAL (MODELO VP-2001).



Na Figura 5.25 é apresentada uma visão em corte dos concentradores de tensão, já na Figura 5.26 pode-se perceber a deformação que seria imposta a eles.

FIGURA 5.25 – CONCENTRADORES DE TENSÃO COM PLANO DE CORTE PARALELO AO PLANO XZ. ESCALA EM MPA (MODELO VP-2001).

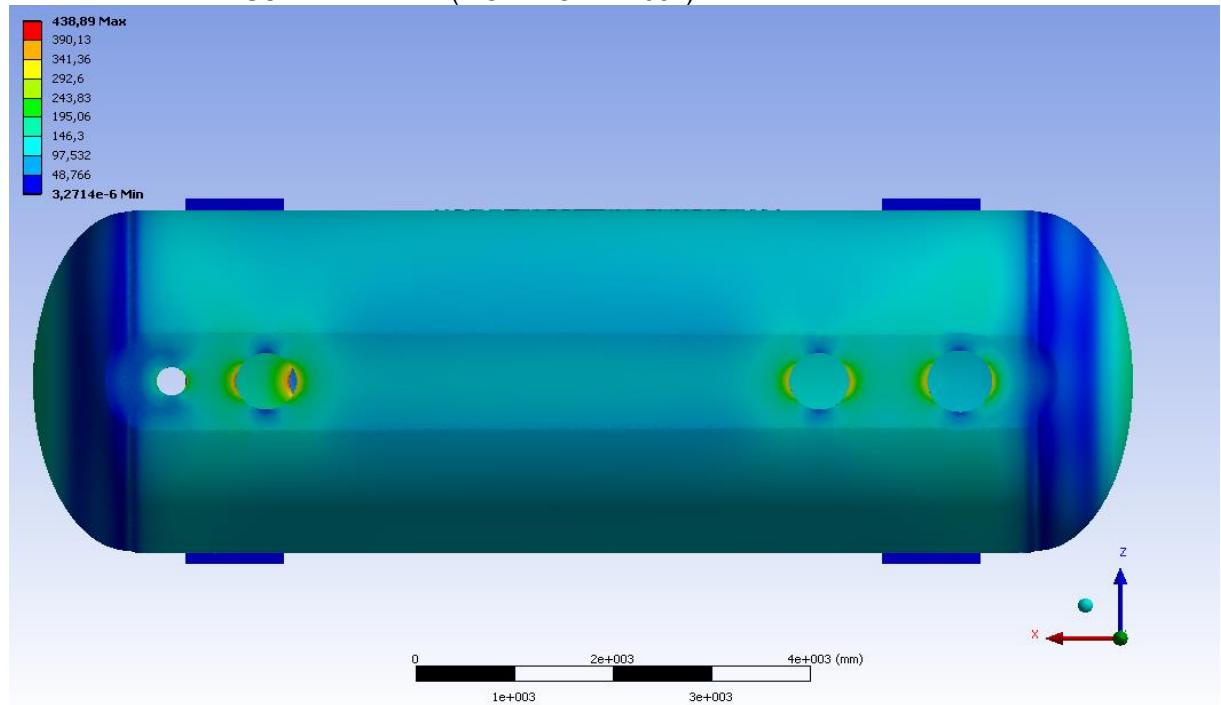
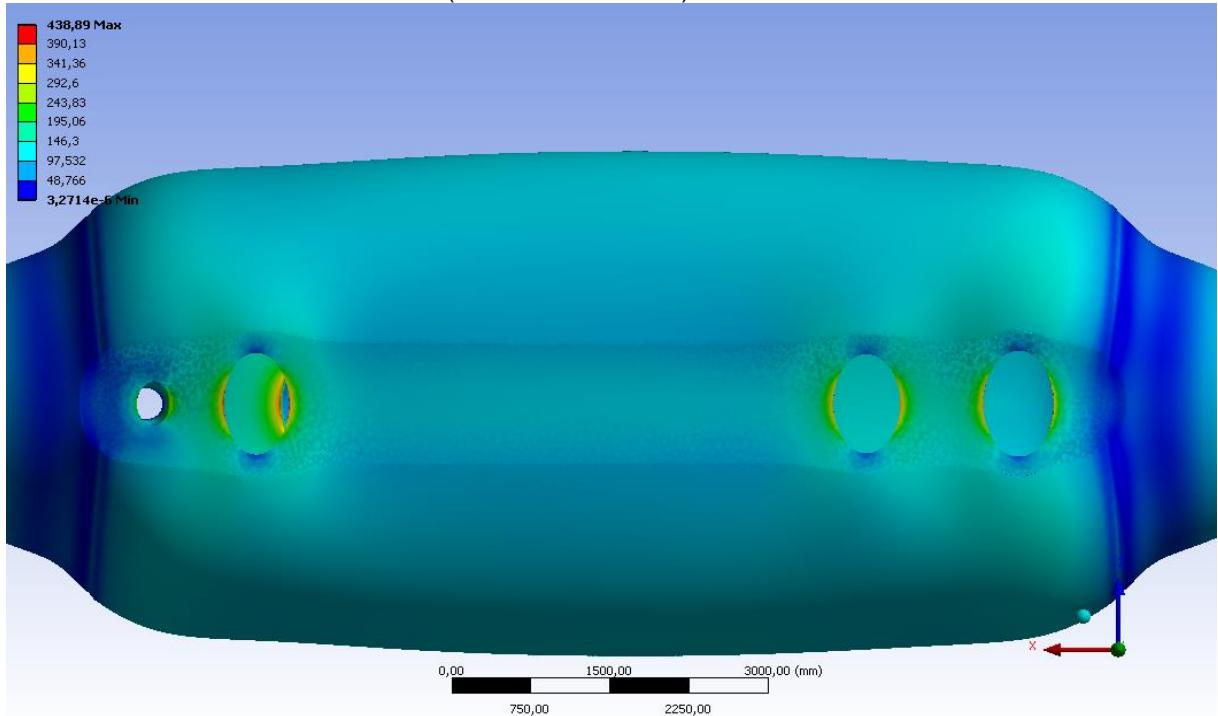
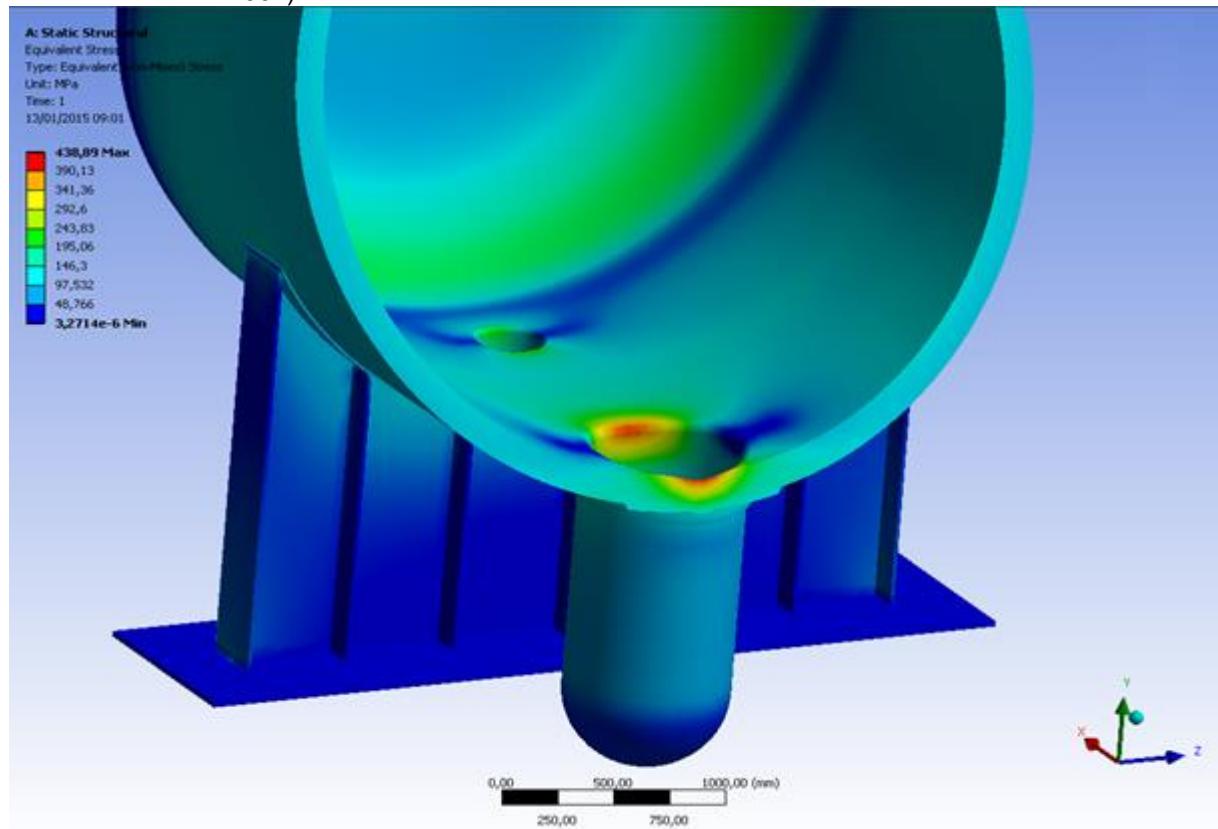


FIGURA 5.26 - CONCENTRADORES DE TENSÃO COM PLANO DE CORTE PARALELO AO PLANO XZ E DEFORMADOS (MODELO VP-2001).



Em outro ponto do modelo, na parte inferior, nos concentradores do poço de dreno e da saída baixa de líquido, tem-se uma vista em corte angulado onde se percebe a distribuição de tensões no concentrador. Vide Figura 5.27.

FIGURA 5.27 – POÇO DE DRENO E SAÍDA BAIXA DE LÍQUIDO CAMPO DE TENSÕES (MODELO VP-2001).



Afora os acima citados, a região onde o tampo se conecta com o costado é de muito interesse, pois neLa apresenta-se uma mudança de geometria o que acarreta em uma região onde a análise do campo de tensões não é tão simples.

FIGURA 5.28 – DETALHE DA REGIÃO DE MUDANÇA DE GEOMETRIA, TAMPO COSTADO (MODELO VP-2001).

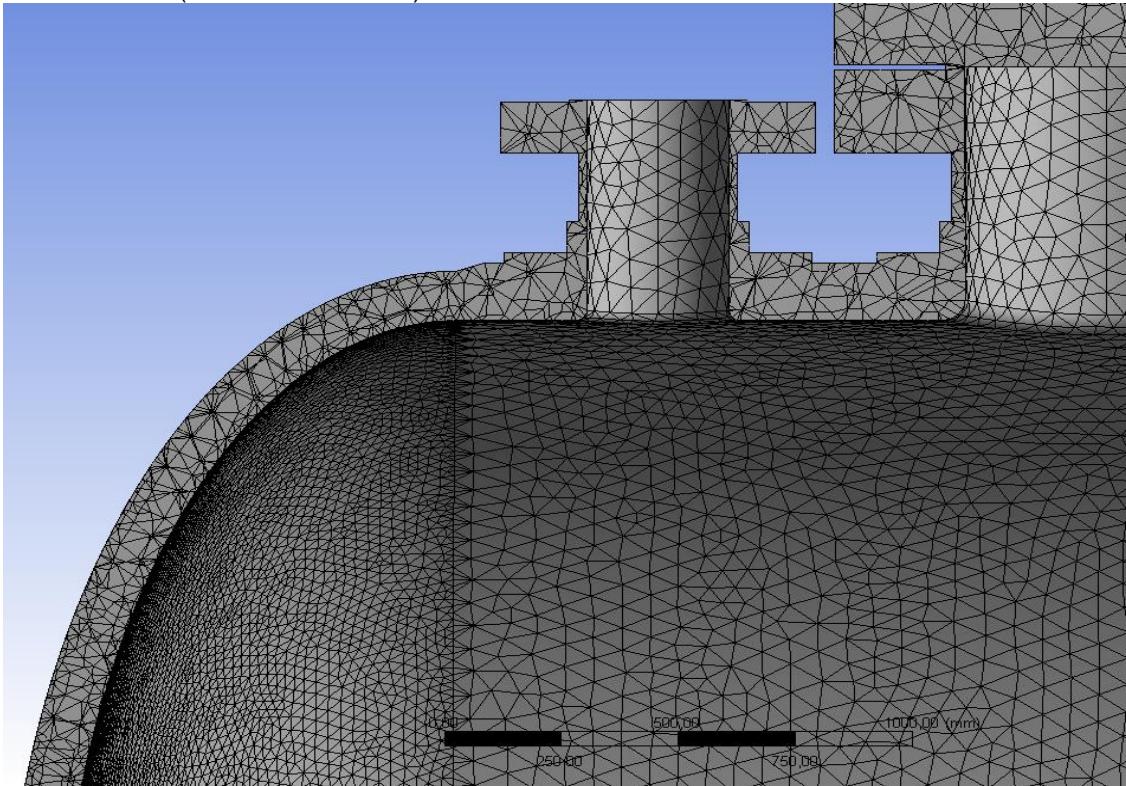
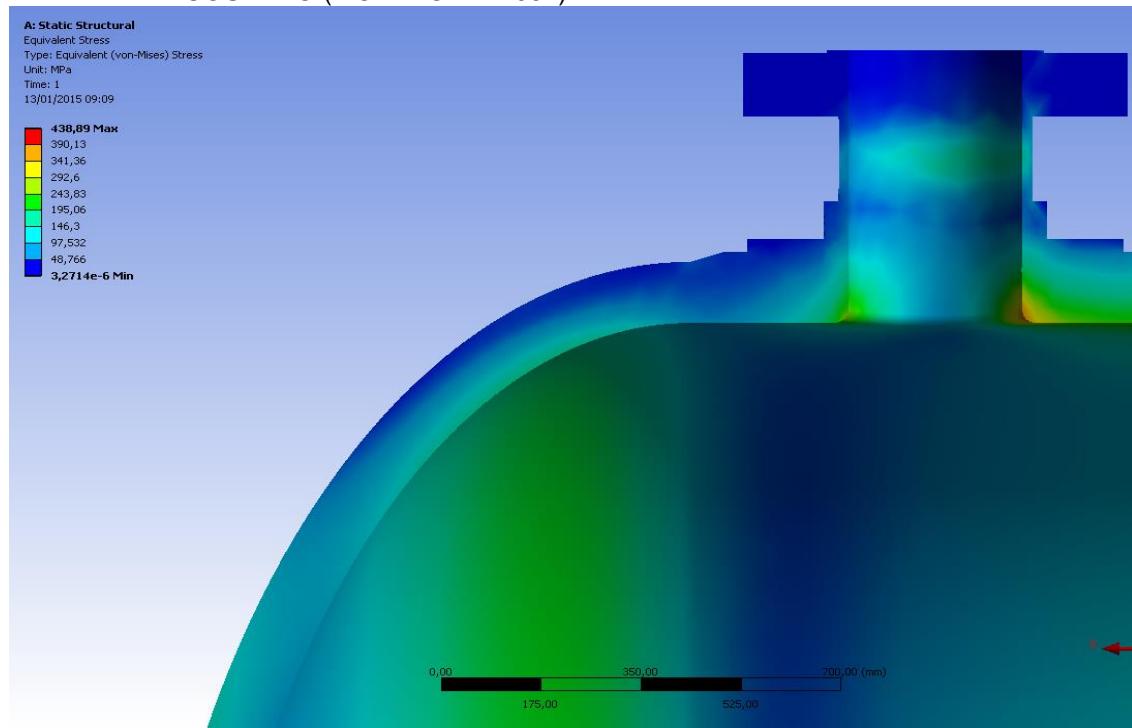
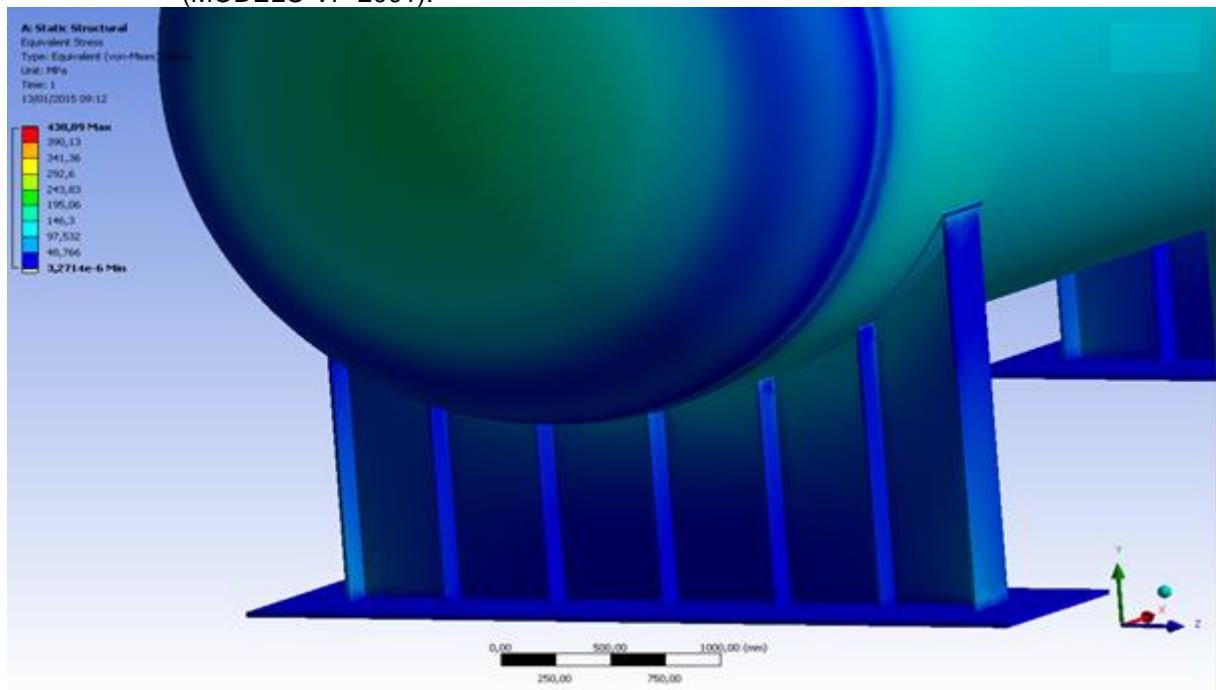


FIGURA 5.29 – DISTRIBUIÇÃO DE TENSÃO NA REGIÃO DE MUDANÇA DE GEOMETRIA, TAMPO COSTADO (MODELO VP-2001).



Outra região onde se tem interesse de avaliar os efeitos das tensões é a região dos apoios e da sela que está unida ao costado.

FIGURA 5.30 – APOIO ESQUERDO DO VASO DE PRESSÃO E AS TENSÕES RESULTANTES (MODELO VP-2001).



6 DISCUSSÃO

6 DISCUSSÃO

Neste capítulo é apresentado todo o desenvolvimento deste trabalho e seu impacto nos questionamentos encontrados e nas dificuldades oriundas do seu processo de desenvolvimento.

Em um primeiro momento, deve-se lembrar de que o problema aqui estudado é a determinação de um vaso de pressão para a Divisão I e outro para a Divisão II da ASME, modelados em três dimensões usando *software* de CAD, determinar uma análise de tensões pelo método analítico dos modelos restringidos ao costado e tampo, e depois proceder com uma análise numérica pelo Método dos Elementos Finitos, via *software* ANSYS, determinando seu campo de tensão, deformações e tensões de membrana.

6.1 VASO DE PRESSÃO

Com o intuito de desenvolver uma análise para um vaso de pressão, teve-se que proceder com a determinação das características de um sistema e de um equipamento que fosse objeto do estudo. Em outras palavras, é necessário inserir o vaso de pressão em um sistema, ou planta industrial, para que se possam determinar suas características e função. As características do sistema são apresentadas na Tabela 4.1.

Após a determinação das características acima, pode-se inferir as características mínimas para definirmos o vaso de pressão.

As características aqui especificadas para o sistema são genéricas e não correspondem a nenhum sistema existente, no entanto elas são, em muitos pontos, similares a uma planta de refino de petróleo. Os vasos determinados neste trabalho poderiam estar inseridos em uma planta desse tipo e poderiam cumprir o seu papel de vaso separador/ alimentador.

Em outras palavras, esse vaso não corresponde a nenhum vaso em uso e ele foi determinado com base nas características do sistema virtual determinado, que também não correspondem a nenhuma planta em funcionamento, evitando assim ferir as leis de propriedades privadas.

6.2 CONSTRUÇÃO DE MODELO

Os modelos construídos para este estudo foram desenvolvidos com as informações das Tabelas 4.1 e 4.2 e com base na norma da ASME 2013 Seção VIII Divisões I e II para projeto de vasos de pressão. As informações que definem o vaso de pressão deste trabalho estão baseadas em processos reais de uma planta industrial, no entanto este estudo desenvolveu um cenário diferente do real, tornando esses modelos e cenário únicos.

Neste trabalho, apresentaram-se dois modelos de vaso de pressão, sendo o VP-1001 determinado pela Divisão I, e o VP-2001 determinado pela Divisão II. Esses modelos foram desenvolvidos usando o *software* de CAD SOLIDWORKS® 2014, x64 e construídos de forma a serem uma peça única evitando efeitos de montagens que pudessem ocasionar problemas de reconhecimento pelo *software* de simulação e, com isso, reduzindo possíveis erros na análise do *software* de simulação.

O *software* usado respeita a lei de propriedade, pois está sob licença de uso para a Universidade Federal de Pernambuco e do Departamento de Engenharia Mecânica desta universidade.

FIGURA 6.1 – VP-1001 EM DIMETRIA.

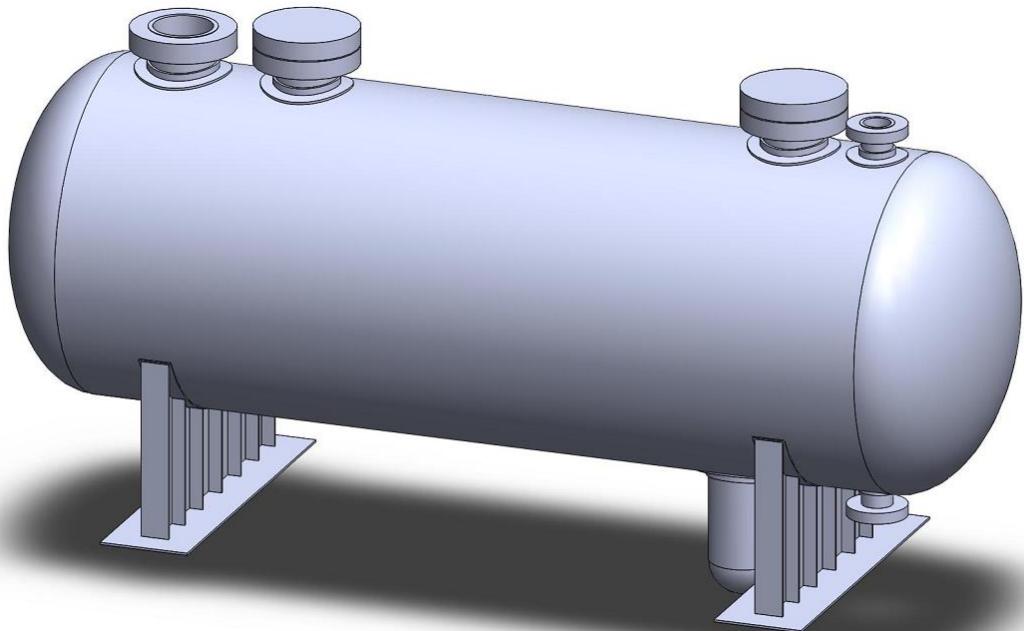
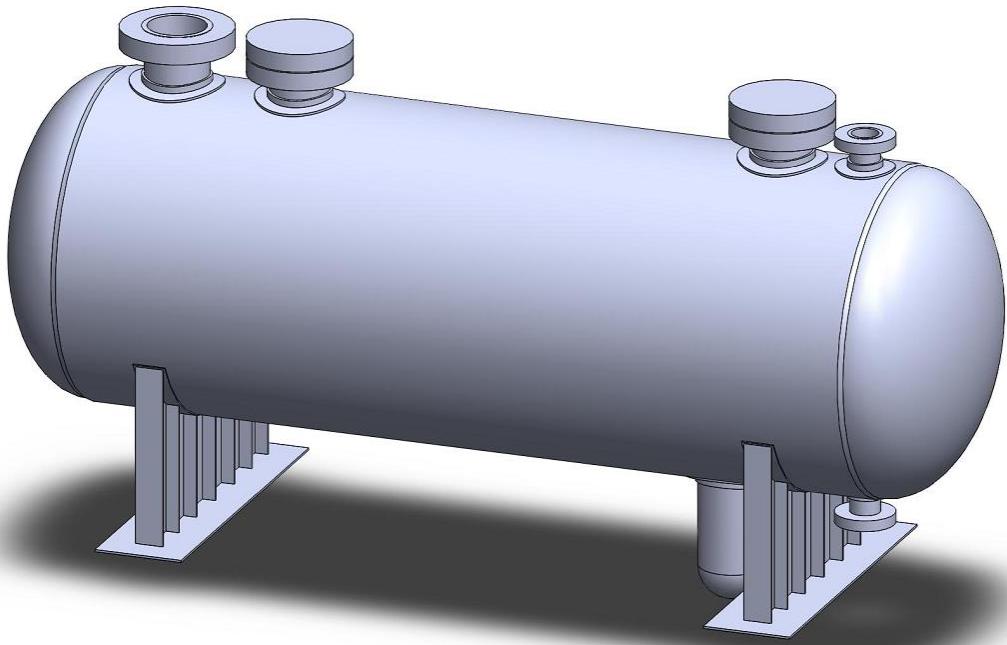


FIGURA 6.2 – VP-2001 EM DIMETRIA.



6.3 MÉTODO ANALÍTICO POR FÓRMULAS

Realizando um estudo para se determinar as tensões atuantes no vaso de pressão, com base na metodologia difundida nas normas ASME, British Standard, etc, definiu-se que estas utilizam o critério de tensão de membrana para especificar a mínima espessura para o costado e fatores de segurança muito grandes para descontinuidades geométricas que estejam inseridas nele.

Utilizar a pressão de projeto para determinarmos as espessuras de paredes dos elementos constitutivos do vaso de pressão é uma metodologia comum e aceita em toda a comunidade de projetistas, no entanto as espessuras definidas por meio dessa metodologia, em geral, são mais robustas que o necessário para suportar as tensões oriundas deste carregamento.

O uso de espessuras robustas, em sua maioria, implica um vaso de pressão sobredimensionado e, por consequência, mais caro. Isso ocorre devido ao custo do vaso estar diretamente ligado à quantidade de material que será necessária para sua confecção. Além disso, uma espessura mais robusta implica dificuldades operacionais

que afetam a vida útil do vaso de pressão, como transporte, manutenção e provável substituição.

Como exposto, observa-se que uma análise de tensão pela norma vai resultar em vasos muito robustos e dispendiosos para o organismo, sistema no qual ele será inserido.

As Tabelas 6.3 e 6.4 apresentam as tensões de membrana para o VP-1001, e para o VP-2001, respectivamente. Os resultados apresentam a tensão de membrana calculada para o raio interno (1700 mm) e para o raio médio (1780 mm).

TABELA 6.1 – TENSÕES DE MEMBRANA PARA O VP-1001, PARA OS RAIOS.

VP-1001		
Tensões (MPa)	Raio Interno	Raio Médio
Tensão circunferencial (σ_θ)	106,25	111,25
Tensão Longitudinal (σ_x)	53,12	55,62
Tensão radial (σ_r)	-10	-10

TABELA 6.2 - TENSÕES DE MEMBRANA PARA O VP-2001, PARA OS RAIOS.

VP-2001		
Tensões (MPa)	Raio Interno	Raio Médio
Tensão circunferencial (σ_θ)	121,43	126,43
Tensão Longitudinal (σ_x)	60,71	63,21
Tensão radial (σ_r)	-10	-10

Para efeito comparativo, determinaram-se as tensões através do critério de Lamé para paredes grossas. Mesmo sabendo que os vasos estão inseridos na teoria das cascas finas, foram definidas as tensões usando o critério de Lamé devido ao fato de que as espessuras especificadas são bastante robustas, e que seria determinante uma comparação entre as duas teorias para o caso estudado, vide Tabelas 6.3 e 6.4.

TABELA 6.3 – TENSÕES DE LAMÉ PARA VP-1001.

VP-1001

Tensões (MPa)	Raio Interno
Tensão circunferencial (σ_θ)	111,47
Tensão Longitudinal (σ_x)	50,73
Tensão radial (σ_r)	-1

TABELA 6.4 – TENSÕES DE LAMÉ PARA VP-2001.

VP-2001

Tensões (MPa)	Raio Interno
Tensão circunferencial (σ_θ)	123,52
Tensão Longitudinal (σ_x)	58,31
Tensão radial (σ_r)	-6,89

6.3.1 Tensões versus espessura de parede – Método Analítico

Como visto na seção anterior, foram determinadas as tensões via norma que os vasos de pressão suportarão. As espessuras especificadas na Tabela 6.5 são referentes ao costado e tampos dos VP's. Nesta Tabela, pode-se visualizar a tensão círcunferencial de membrana determinada pelo método analítico em detrimento da norma ASME trabalhada anteriormente.

TABELA 6.5- ESPESSURAS COM TENSÕES CIRCUNFERENCIAIS.

VASO		σ_θ (MPa)	Espessura Nominal (mm)
VP-1001	Costado	111,25	152,17
	Tampo	99,00	152,74
VP-2001	Costado	126,43	130,69
	Tampo	126,67	114,00

Uma outra maneira de analisarmos essas espessuras é observarmos os campos de tensões determinadas pelo Métodos dos Elementos Finitos.

6.4 ANÁLISE PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS USANDO O ANSYS

Em um processo de análise pelo Método dos Elementos Finitos, deve-se usar a metodologia desenvolvida na seção 3.6.1, onde o primeiro passo é a análise preliminar do vaso de pressão, que foi determinada nas seções anteriores, seção 5.3.1 e 5.3.2, com base nas condições de contorno descritas na seção 4.2. No entanto, antes de procedermos com a resolução do problema com o auxílio do software ANSYS, temos que definir o uso de uma malha adequada para o nosso problema.

6.4.1 Determinação da malha

Quando se pensou em uma malha para descrever o vaso de pressão, desenvolveu-se um estudo para determinar que tipo de malha seria utilizada e se ela poderia retirar, do modelo, as informações necessárias a uma análise bem fundamentada.

Como primeiro passo deste estudo, escolheu-se um dos modelos tridimensionais já desenvolvidos para aplicar as malhas no *Workbench* do ANSYS, o modelo escolhido foi o VP-2001, pois nele existem detalhes que não podem ser visualizados no VP-1001, como a redução de espessura do costado para tampo. Nesse modelo, aplicaram-se diversas malhas, começou-se o processo com uma malha tetraédrica com aresta de 60 mm e nas condições de contorno do problema,

ver Figura 6.3. Em seguida, utilizou-se uma malha Hexagonal com a mesma aresta, vide Figura 6.4.

Em seguida, desenvolveram-se simulações e com os resultados, puderam-se definir qual das duas malhas resolve melhor o problema e quais as regiões que devem ser melhoradas ou até mudar a malha. Vide Figuras 6.3 e 6.5, para a malha tetraédrica, e Figuras 6.4 e 6.6, para a malha hexagonal.

A malha tetraédrica em detrimento da malha hexagonal apresenta grande vantagem de se adaptar muito bem na discretização de estruturas com formatos arbitrários, tais como os que representam superfícies curvas ou geometrias complexas, SOUZA (2008).

Essa malha, se comparada a hexaédrica, em uma mesma estrutura, demanda um tempo maior de processamento, porém necessita de uma quantidade menor de memória para a sua solução. O que nos leva a uma condição restritiva.

FIGURA 6.3 - VP-2001 MALHA TETRAÉDRICA

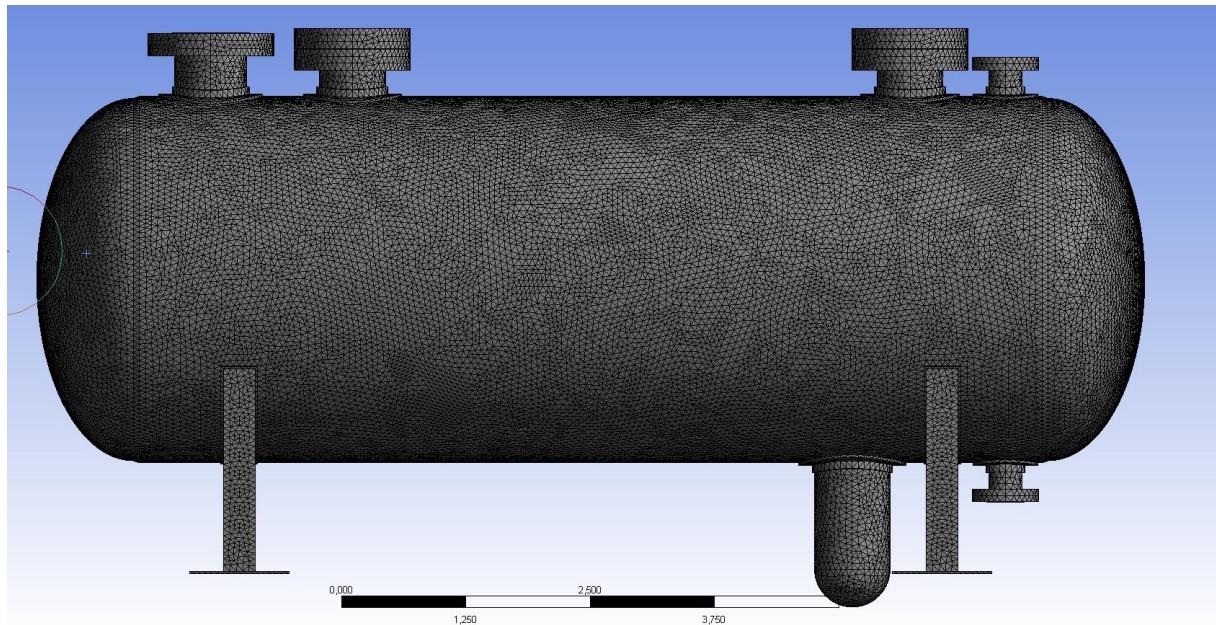


FIGURA 6.4 - VP-2001 MALHA HEXAÉDRICA

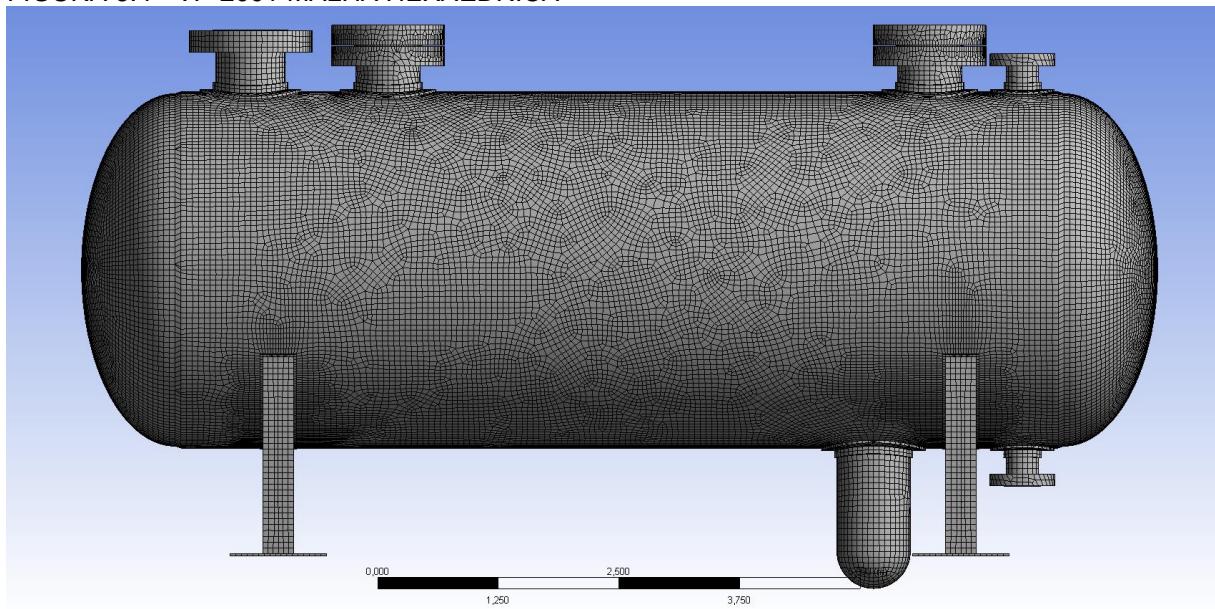


FIGURA 6.5 - CAMPOS DE TENSÕES NO VP-2001 MALHA TETRAÉDRICA.

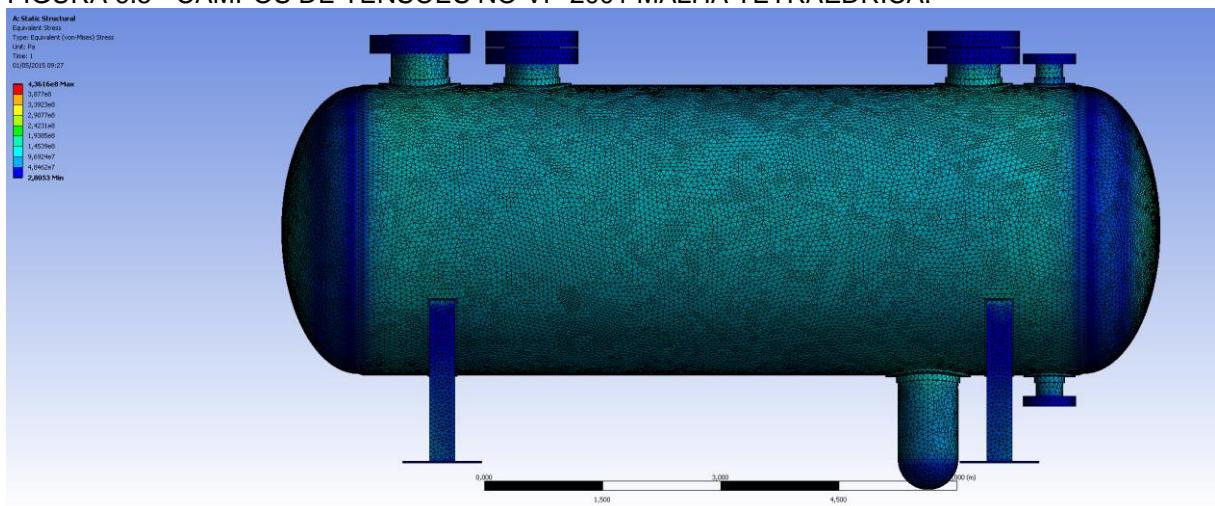
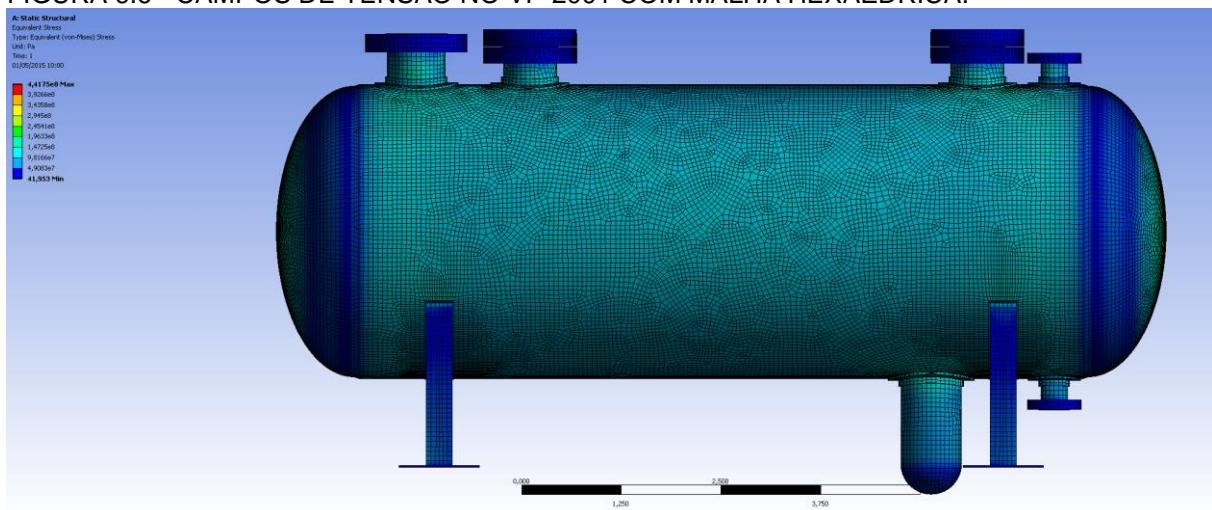


FIGURA 6.6 - CAMPOS DE TENSÃO NO VP-2001 COM MALHA HEXAÉDRICA.



Com o intuito de decidir qual malha deve ser utilizada precisou-se determinar o número de nós e de elementos em cada uma das malhas. Além de uma comparação qualitativa dos resultados médios das tensões, que para a malha tetraédrica foi de 242 MPa, e para a malha hexagonal foi de 245 MPa.

TABELA 6.6- NÚMERO DE NÓS E DE ELEMENTOS DAS MALHAS.

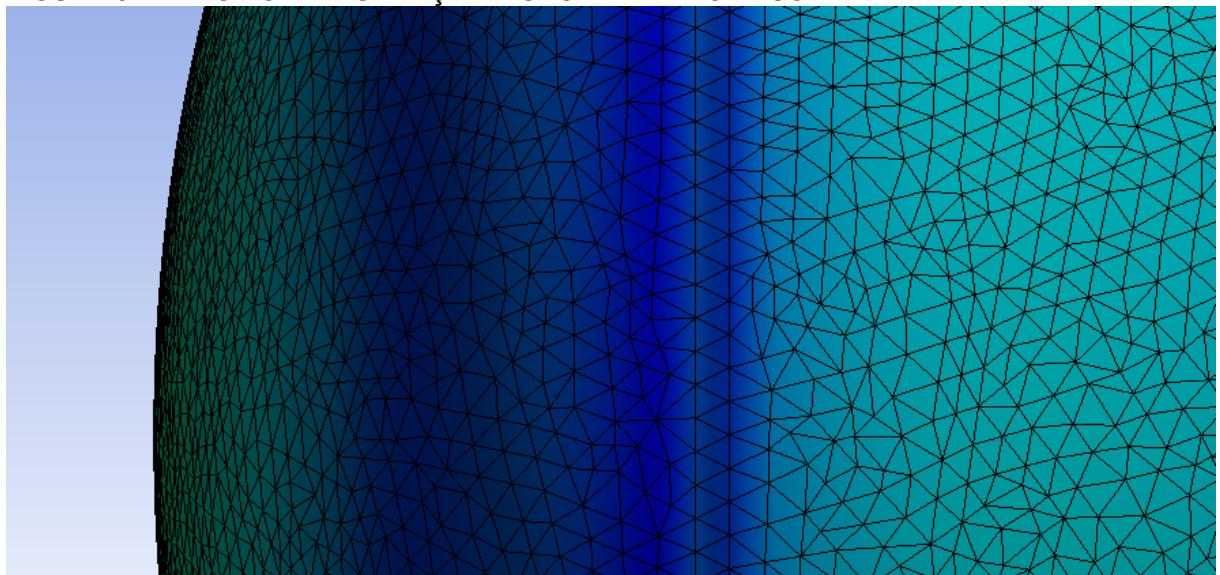
ITEM	TETRAÉDRICA	HEXAÉDRICO
NÓS	2357396	813711
ELEMENTOS	1612601	212829

De posse dessas informações, pode-se perceber que a malha tetraédrica tem uma adaptação melhor ao modelo. Assim pode-se definir que a malha utilizada nos vasos VP-1001 e VP-2001 será uma malha não estruturada com elementos tetraédricos. Essa escolha se dá por este elemento apresentar uma morfologia mais adaptável às formas cilíndricas do vaso de pressão e por não se estarem analisando detalhes específicos, como uma entrada ou um olhal. Mas sim, uma região na qual encontram-se vários comportamentos diferentes que, se fosse o caso, seria recomendado o uso de malhas estruturadas.

Outro fator de grande relevância foi que após a análise para determinação da malha, também se determinaram regiões de interesse no VP, ou regiões críticas, as quais devem ter um tratamento mais apurado. Na Figura 6.7, pode-se ver que nas

regiões de mudança de geometria, interseção costado/tampo, apresenta-se uma faixa de variação de tensão.

FIGURA 6.7 - REGIÃO DE MUDANÇA DE GEOMETRIA DO VASO.



Quando detectado esse problema, trabalhou-se em uma solução que trouxesse a maior quantidade de informações sobre o campo de tensões que atuam nessa região. A solução encontrada foi o refino da malha nessa região, por meio do uso de elementos tetraédricos de menor aresta no tampo, usou-se um elemento de aresta máximas de 30 mm, no costado usou-se elementos de aresta máxima de 60 mm.

Para determinar essa relação de comprimento de arestas foram feitos vários testes com várias malhas e relações de arestas distintas. Na Tabela 6.7, tem-se a relação de arestas propostas, cada aresta foi relacionada a um modelo e assim foram rodadas simulações para determinar as soluções e efetuar uma comparação entre seus resultados e, com isso, escolher a melhor relação de arestas.

TABELA 6.7 - RELAÇÕES DE ARESTAS ESTUDADAS.

Número	Liso	Costado, Apoios e Flanges	Tampos e Soldas
1	VP-1001-01	100	50
2	VP-1001-02	80	40
3	VP-1001-03	60	30
4	VP-1001-04	50	30
5	VP-1001-05	50	25

A primeira relação analisada foi a relação número de nós e elementos. Pode-se ver de forma gráfica, na Figura 6.8 a malha tetraédrica e na Figura 6.9, a malha hexaédrica.

FIGURA 6.8 - RELAÇÃO NÚMERO DE NÓS VERSUS NÚMERO DE ELEMENTOS DA MALHA TETRAÉDRICA.

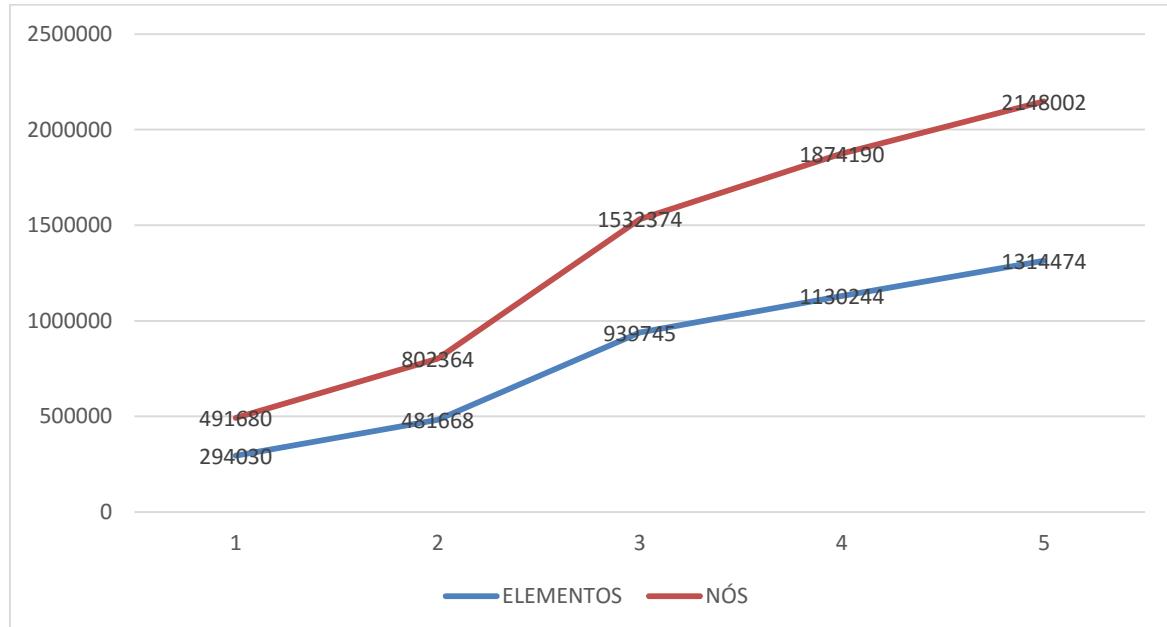
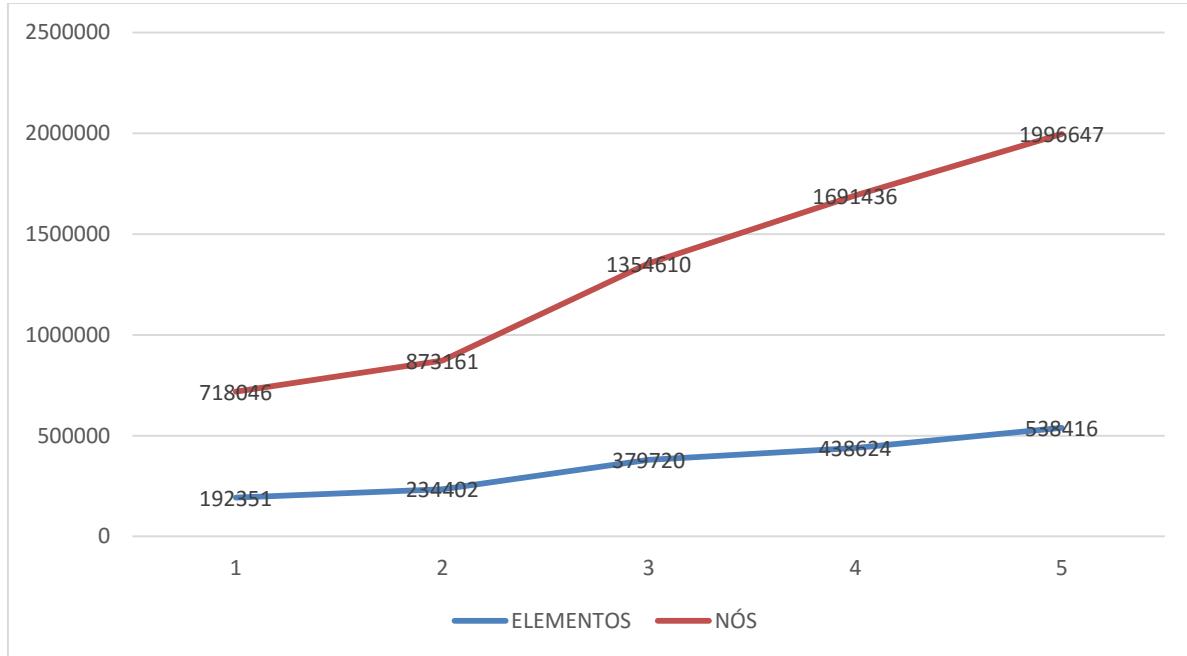


FIGURA 6.9 - RELAÇÃO NÚMERO DE NÓS VERSUS NÚMERO DE ELEMENTOS DA MALHA HEXAÉDRICA



Além do número de nós e de elementos, observou-se também a relação de distribuição de tensão nas diversas arestas analisadas. Pode-se ver, nos gráficos das Figuras 6.10 e 6.11, a distribuição mínima e máxima de tensões obtidas para o vaso analisado.

FIGURA 6.10 - RELAÇÃO DE TENSÃO MÁXIMA E MÍNIMA MALHA TETRAÉDRICA

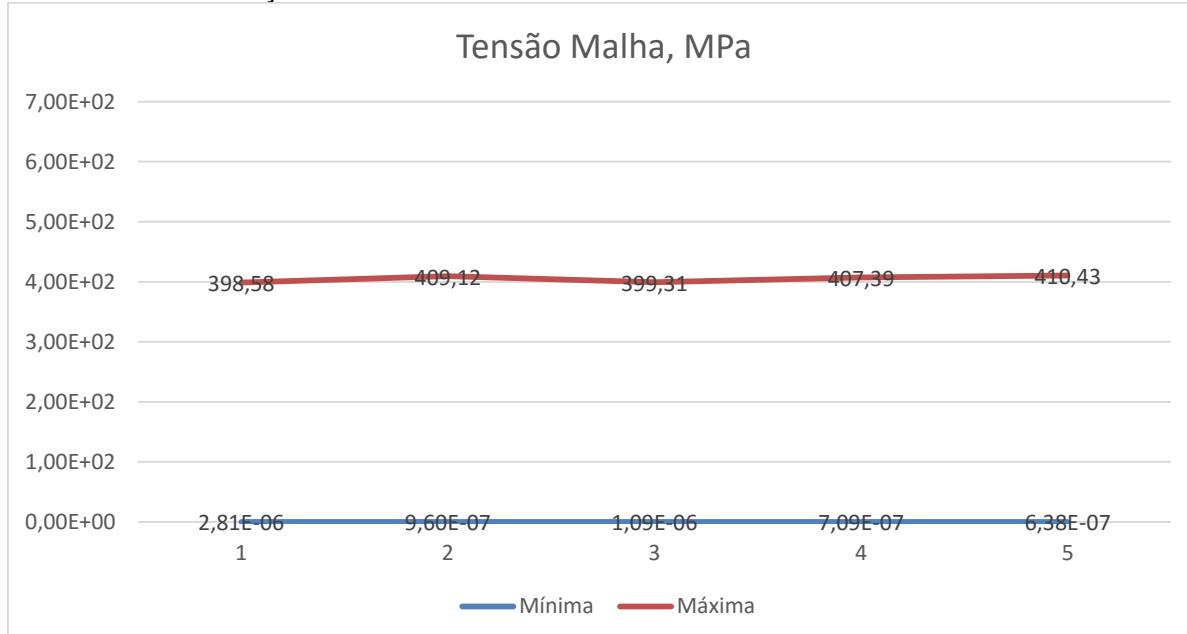
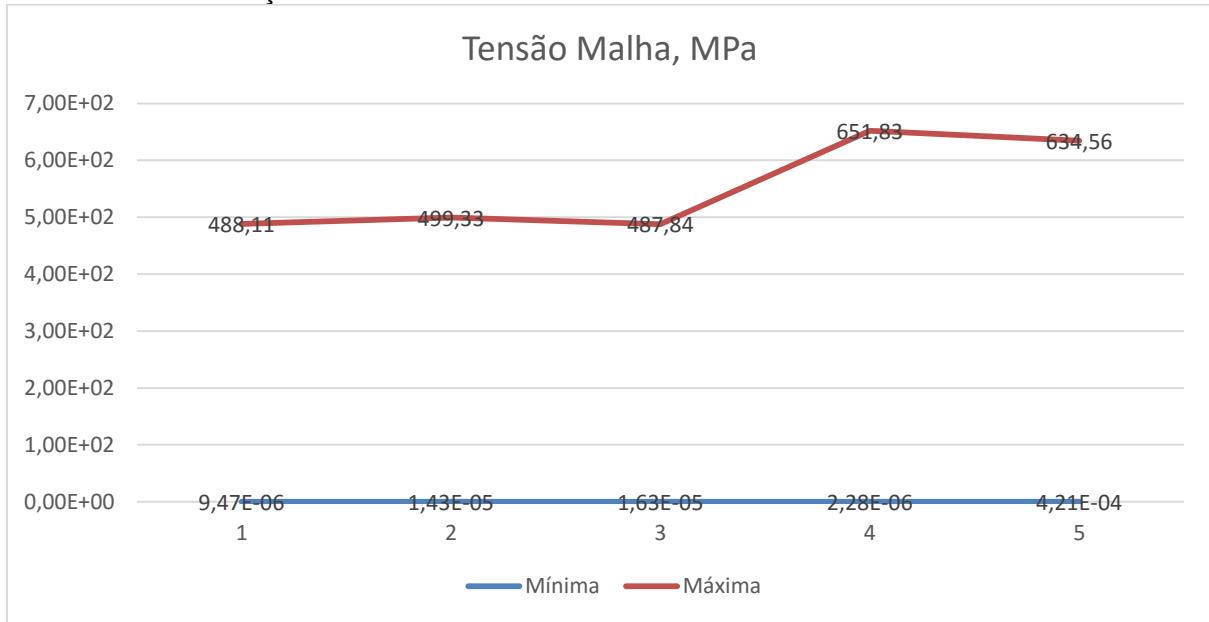


FIGURA 6.11 - RELAÇÃO DE TENSÃO MÁXIMA E MÍNIMA MALHA HEXAÉDRICA.

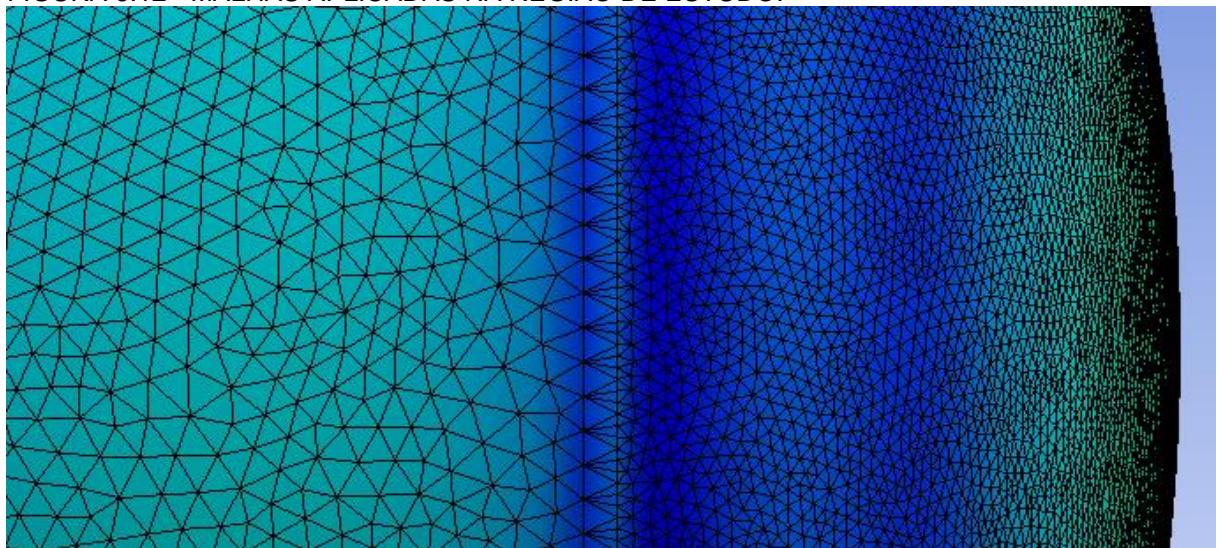


De posse dessas observações, pode-se ver que a relação de arestas que mais apresentaria respostas é a de maior número de elementos e de nós. No entanto, do ponto de vista computacional, a malha de arestas menores, a malha número 5, representava custo muito elevado, dado que para sua simulação necessitariam de um grande número de horas de máquina. Vale salientar, que essas simulações foram efetuadas em uma máquina diferenciada, a qual não se dispunha em tempo integral para as simulações.

Com o intuito de um melhor uso do tempo e dos equipamentos que se possuía, a determinação de usar uma malha tetraédrica na relação 60 mm no costado e acessórios, e 20 mm nos tâmpos possibilitou o uso de equipamentos próprios, com os quais pôde-se fazer várias simulações.

No entanto, essa configuração de aresta não responderia ao questionamento sobre a pequena região que corresponde o local exato da união costado/tâmpo, onde se percebe uma pequena faixa de variação de tensão e que a junção dos elementos propostos não traria informações, podendo até mascarar resultados de importância. Para sanar esse problema, aplicou-se um elemento de aresta 20 mm apenas nesta região.

FIGURA 6.12 - MALHAS APLICADAS NA REGIÃO DE ESTUDO.



6.4.2 Condições de contornos estudadas

Após determinar a malha para o estudo, pode-se proceder com a aplicação das condições de contorno. Utilizou-se a pressão como carga principal e critério para determinar os vasos e as tensões que seriam analisadas.

Com o intuito de facilitar o entendimento, pode-se usar um cenário para que se entenda como e por que as tensões serão originadas. O cenário proposto foi:

“O vaso de pressão está inserido em um sistema de refino onde desempenhará a função de separador frio de hidrocarbonetos e água, tendo para isso uma entrada principal com 660,4 mm de diâmetro, duas saídas, sendo uma para líquido na parte inferior do vaso, com 304,8 mm de diâmetro, e outra, com igual diâmetro na parte superior para o vapor. Além dessas, ainda teremos duas entradas de trabalho, bocas de visita com 609,6 mm de diâmetro e, para concluir, temos um poço de drenagem na parte de baixo do vaso com 760 mm de diâmetro. Este deve funcionar em tempo integral a uma pressão de trabalho de 9 MPa e temperatura de 49 °C.”

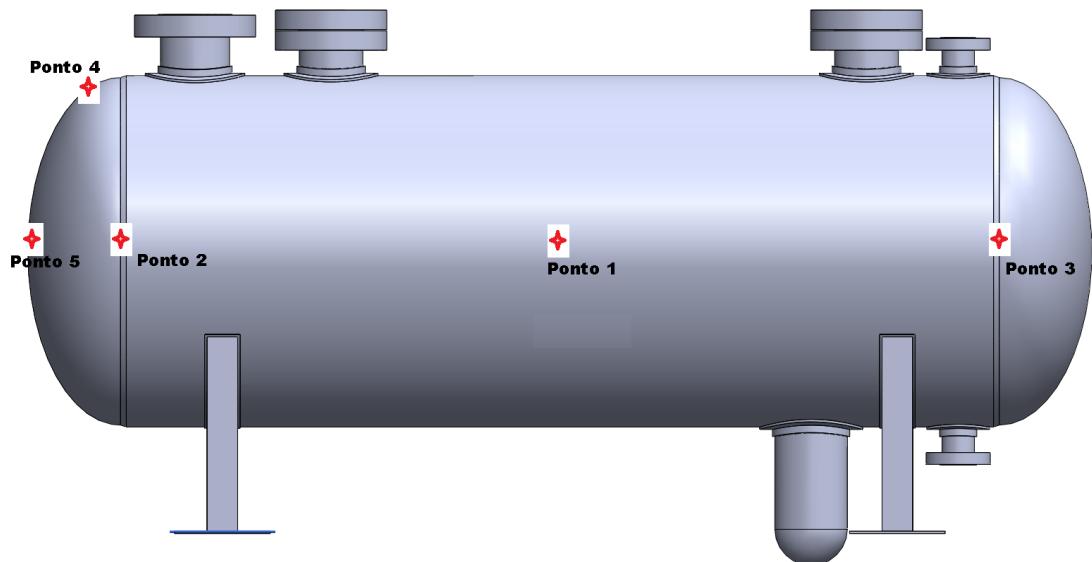
Com base nesse cenário e nos dados determinados na Tabela 4.1, tem-se que aplicar algumas restrições ao vaso de pressão para que possamos emular o mais fielmente possível a realidade durante as etapas de simulação. As condições de contorno impostas a esse vaso são apresentadas na seção 4.2, na Tabela 4.4.

As condições de contorno descrevem basicamente o que acontece com o vaso de pressão do ponto de vista de atuação das cargas e forças fundamentais, e assim podem-se extrair as informações buscadas.

6.4.3 Resultados no ANSYS.

Após a determinação da malha e das condições de contorno, pode-se definir o que deseja-se determinar com o uso do ANSYS. No entanto, de acordo com o que determinamos na seção 5.3 para a análise via norma, tem-se que o critério adotado foi o de Von Mises para analisar as tensões. Assim, uma das saídas desejadas é a tensão de Von Mises. Outra saída desejada é o deslocamento total do vaso, este dirá se o comportamento previsto nas seções anteriores corresponde ao que realmente acontece.

FIGURA 6.13 - PONTOS DE INTERESSE PARA LINEARIZAÇÃO DAS TENSÕES NO VASO DE PRESSÃO.



Com o objetivo de desenvolver as análises dos próximos itens, teve-se que determinar alguns pontos de interesse para se aplicar a linearização das tensões. De forma geral temos:

- **Ponto 1=>** Centro da parede do costado;
- **Ponto 2=>** União Costado/Tampo lado Esquerdo;

- **Ponto 3=>** União Costado/Tampo lado Direito;
- **Ponto 4=>** Região de mudança de concavidade no tampo;
- **Ponto 5=>** Ponto central do tampo.

A esses cinco pontos, da Figura 6.13, foram dados tratamentos diferenciados e com eles geradas respostas para os questionamentos surgidos neste estudos.

6.4.3.1 Análise do VP-1001

Das análises desenvolvidas no ANSYS, pode-se determinar um campo de tensão onde a menor tensão determinada é de 4,62 MPa, e a máxima é de 397,07 MPa. Essas tensões foram definidas através de uma malha que apresentou os seguintes número de nós e de elementos.

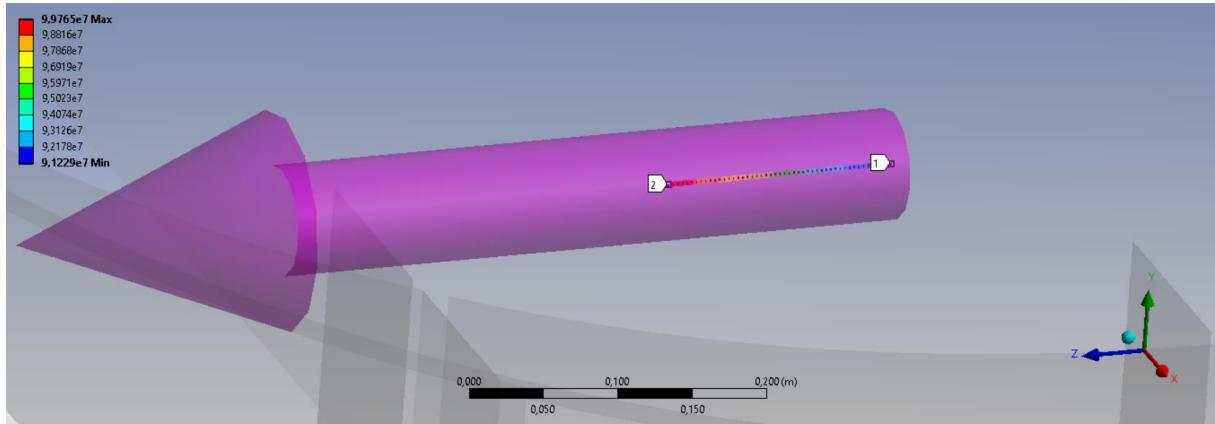
TABELA 6.8 - NÚMERO DE ELEMENTOS E NÓS DO VP-1001

ITEM	TETRAÉDRICA
NÓS	1426184
ELEMENTOS	838682

Observando o costado e os tampos, pode-se determinar que a tensão de Mises para este vaso estão abaixo da tensão admissível do material, que é de 138 MPa para este vaso.

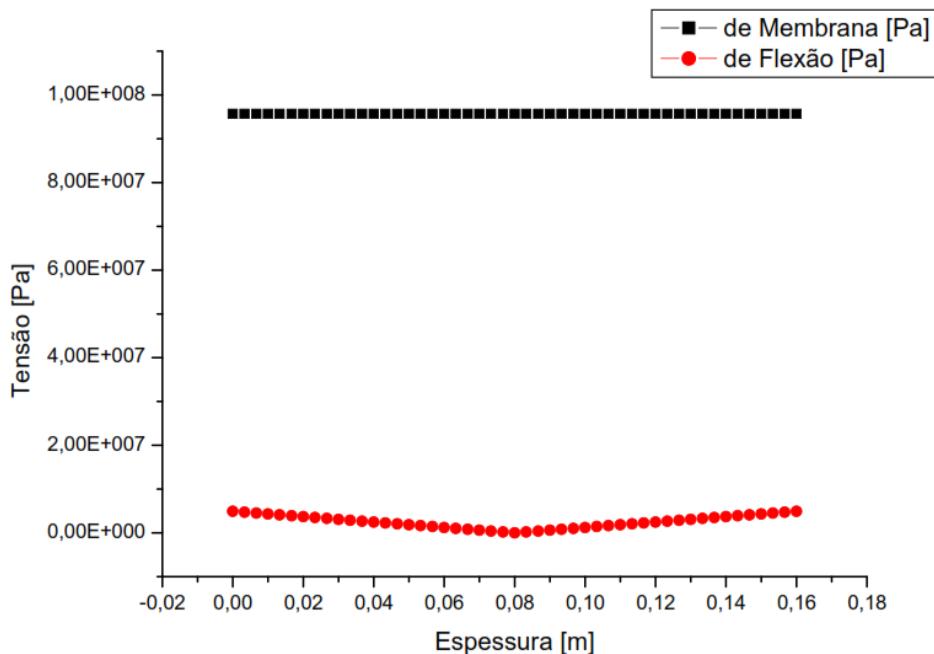
Em uma observação do costado mais detalhada, pôde-se linearizar a tensão em diversos pontos e, com isso, determinaram-se as tensão de membrana para efetuar a comparação com as tensões obtidas na Tabela 6.3. Na Figura 6.10, pode-se ter uma visão da tensão linearizada no Ponto 1. Esse ponto corresponde à espessura do costado no plano que contém o centro geométrico do vaso de pressão VP-1001 e esta é a tensão de membrana circunferencial.

FIGURA 6.14 - LINEARIZAÇÃO DA TENSÃO NA ESPESSURA DO COSTADO, NO PLANO QUE CONTÉM O CENTRO GEOMÉTRICO DO VP-1001.



Uma outra maneira de verificar esses valores está na Figura 6.15, que corresponde ao gráfico da linearização para o ponto acima citado. Nela, temos a tensão de membrana circunferencial e a tensão de flexão linearizadas no ponto de interesse, Ponto 1.

FIGURA 6.15 - GRÁFICO DA LINEARIZAÇÃO NO PLANO DO CENTRO GEOMÉTRICO DO VP-1001, PONTO 1.



A variação desse gráfico é do ponto de zero na espessura ao ponto de espessura máxima, que corresponde a 160 mm (no gráfico 0,16 m). Com esse gráfico pode-se ver a variação de tensão e que a tensão de membrana circunferencial para o

costado no seu ponto central é de 97 MPa, considerando o máximo valor, 95,5 MPa, que é menor do que o valor encontrado da tensão de membrana circunferencial da Tabela 6.3, para uma tensão no raio médio de 111,25 MPa. Apresentando uma diferença entre a tensão de membrana calculada via norma em relação à calculada usando o Método dos Elementos Finitos de 15,75 MPa.

A determinação da tensão de membrana circunferencial em apenas um ponto não representa o costado. Para uma representação mais coerente, deve-se utilizar mais pontos do costado para que se determine uma tensão de membrana média e esta seja comparada com a tensão determinada via norma.

Dentre os vários pontos analisados, escolheram-se os dois mais representativos e que apresentarão as maiores tensões de membrana circunferenciais que se encontrou. Esses pontos são, respectivamente, os pontos onde o costado é unido ao tampo, tanto o esquerdo como o direito, vide pontos 2 e 3 na Figura 6.13. As tensões encontradas podem ser vistas nos gráficos linearizados abaixo.

FIGURA 6.16 - LINEARIZAÇÃO DO PONTO DE UNIÃO COSTADO/TAMPO APRESENTANDO A MAIOR TENSÃO DE MEMBRANA NO COSTADO, À DIREITA DO CENTRO.(PONTO 3)

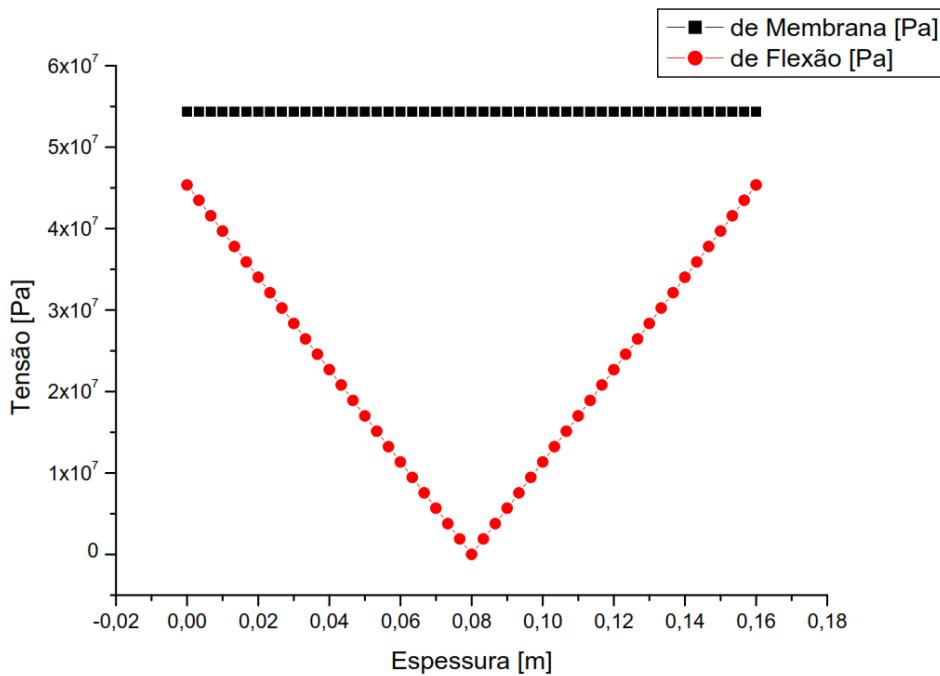
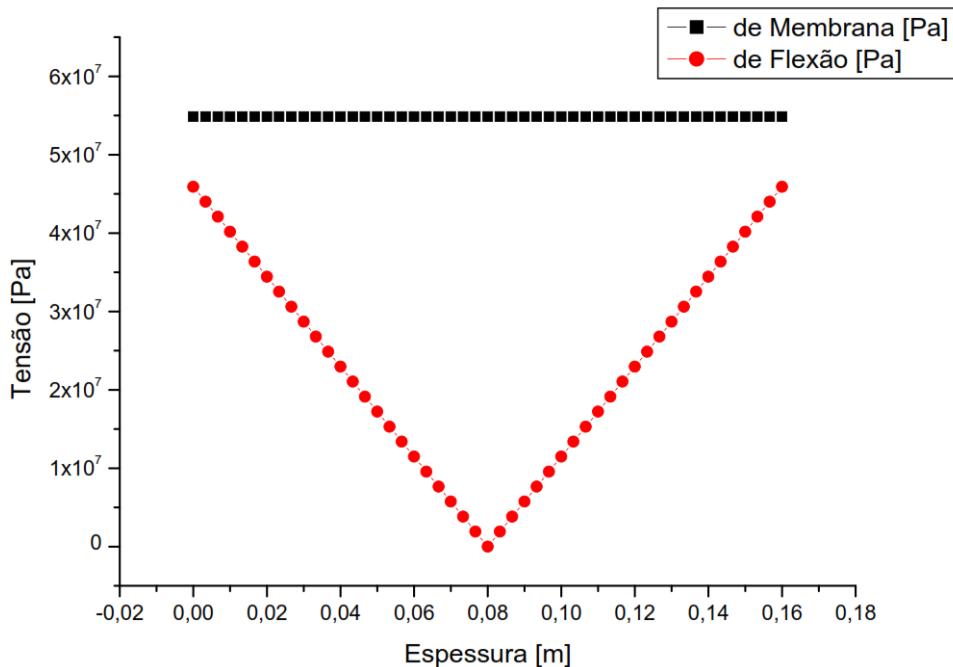


FIGURA 6.17 - LINEARIZAÇÃO DO PONTO DE UNIÃO COSTADO/TAMPO APRESENTANDO A MAIOR TENSÃO DE MEMBRANA NO COSTADO, À ESQUERDA DO CENTRO.(PONTO 2)



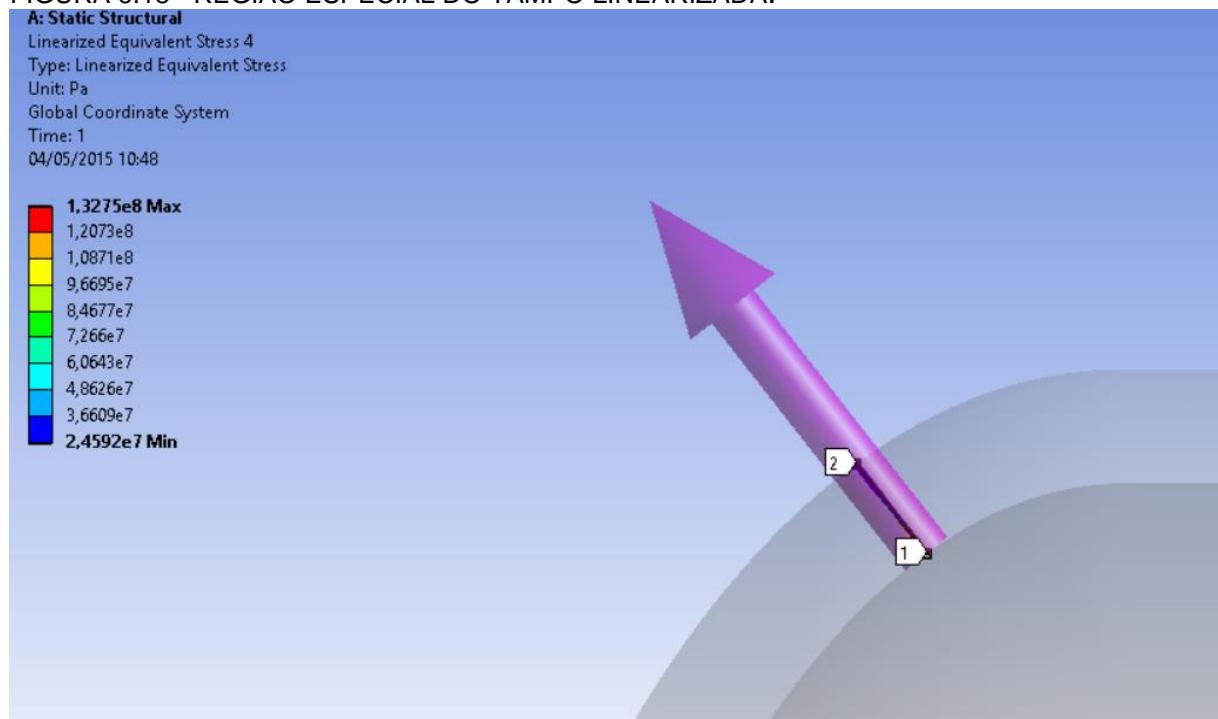
Com esses pontos, pode-se determinar uma média das tensões de membrana circunferenciais do VP-1001, no costado, correspondendo a 68,23 MPa no ponto médio da espessura. Esse valor é menor se comparado com o determinado no método anlítico, levando à conclusão de que se precisa revisar esse método de determinação de espessuras. Pois, se a espessura determinada suporta quase o dobro da tensão determinada pelo Método dos Elementos Finitos para as mesmas condições, em uma visão moderna de revisão de custos, de otimização de processos e de equipamentos, não se pode deixar uma discrepância dessa passar.

Mesmo com o descrito, pode-se assumir que esse vaso pelo critério da tensão de membrana é aprovado, pois esse critério determina que as tensões de membranas primárias gerais são menores ou iguais a tensão admissível para o projeto. No caso em estudo, teve-se que as tensões de membrana circunferenciais correspondem a $P_m=68,23$ MPa e que a tensão admissível é de $S_{adm}=138$ MPa.

Saindo do costado, determinaram-se as tensões de membrana dos tampos. Os tampos estudados são do tipo ASME 2:1 elipsoidais, por isso determinou-se sua tensão na Tabela 6.3 e esta é de 111,64 MPa, é abaixo da tensão admissível do aço

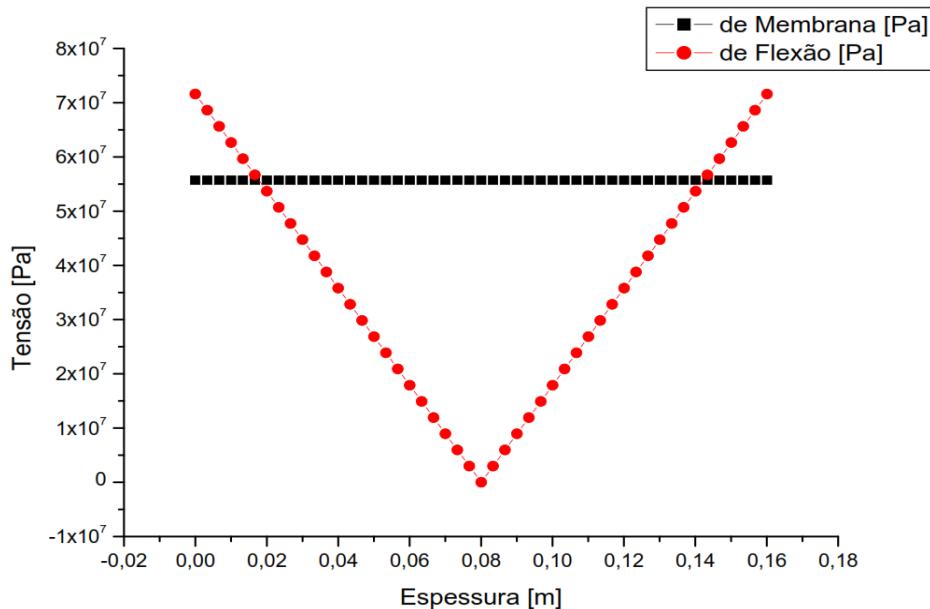
e, pelo critério de aceitação da tensão, esse tampo também é aprovado. Mas, pelo Método dos Elementos Finito, obteve-se que as tensões linearizadas são menores que as determinadas pelo método analítico, seguindo o procedimento feito para o costado, determinou-se três pontos, um deles é o mesmo que para o costado que é na intersecção entre o costado e o tampo, ponto 2 ou 3, dependendo do lado analisado. Outro ponto especial é o ponto 5 que representa a espessura do tampo no eixo X. Outro ponto de interesse é na região de mudança de concavidade do tampo, pode-se encontrá-lo na Figura 6.13, na qual corresponde ao ponto 4. Na Figura 6.18 encontra-se sua linearização, e na Figura 6.19 o gráfico de linearização.

FIGURA 6.18 - REGIÃO ESPECIAL DO TAMPO LINEARIZADA.



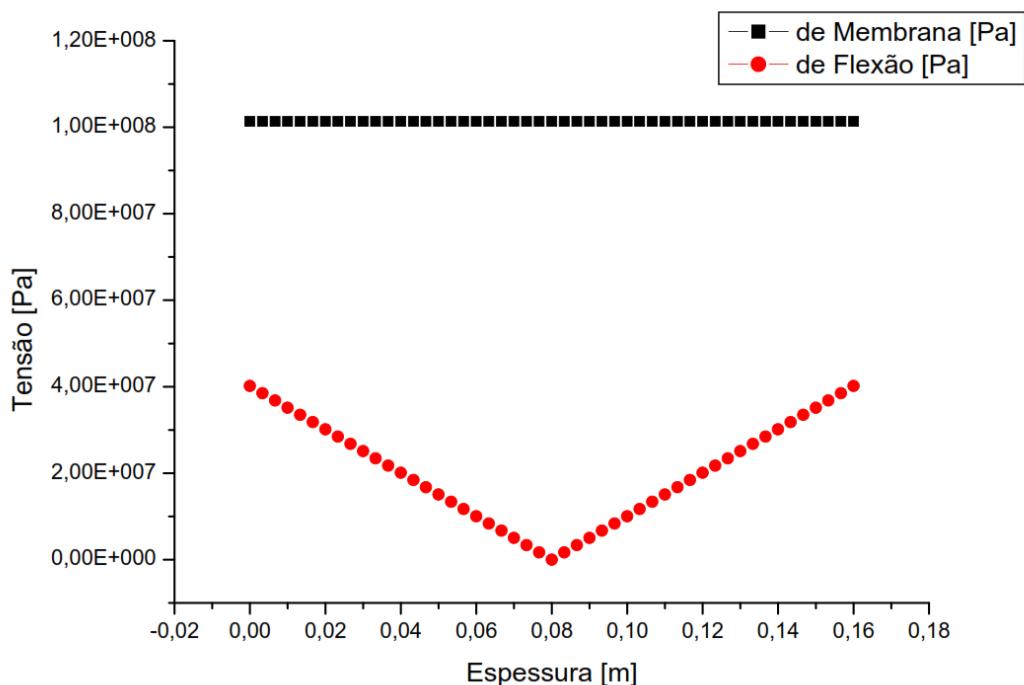
Na Figura 6.18, temos a tensão de membrana primária geral para o ponto 4 e neste ponto, devido a mudança de concavidade, pode-se ver que a tensão de flexão na superfície externa do tampo é maior que a tensão de membrana primária geral. Mas, adotando o critério de membrana, devem-se observar estas no ponto central da espessura e percebeu-se que ele apresenta apenas tensão de membrana geral.

FIGURA 6.19 - LINEARIZAÇÃO DETERMINADA PARA A REGIÃO ACIMA DEMONSTRADA. (PONTO 4)



Além deste, apresenta-se o ponto central do tampo como ponto de interesse, estando abaixo sua linearização, Figura 6.20.

FIGURA 6.20 - LINEARIZAÇÃO DA TENSÃO NO TAMPO NA POSIÇÃO DE INTERESSE. (PONTO 5)



Com esses dois pontos mais o ponto 2, determinou-se uma tensão média de 69,16 MPa, e que esta tensão média de circunferência respeita o critério de tensão de membrana primária geral.

6.4.3.2 Análise do VP-2001

Das análises desenvolvidas no ANSYS, pode-se determinar um campo de tensão onde a menor tensão determinada é de 3,27 MPa, e a máxima é de 438,89 MPa. Essas tensões foram determinadas através de uma malha que apresentou os seguintes números de nós e de elementos.

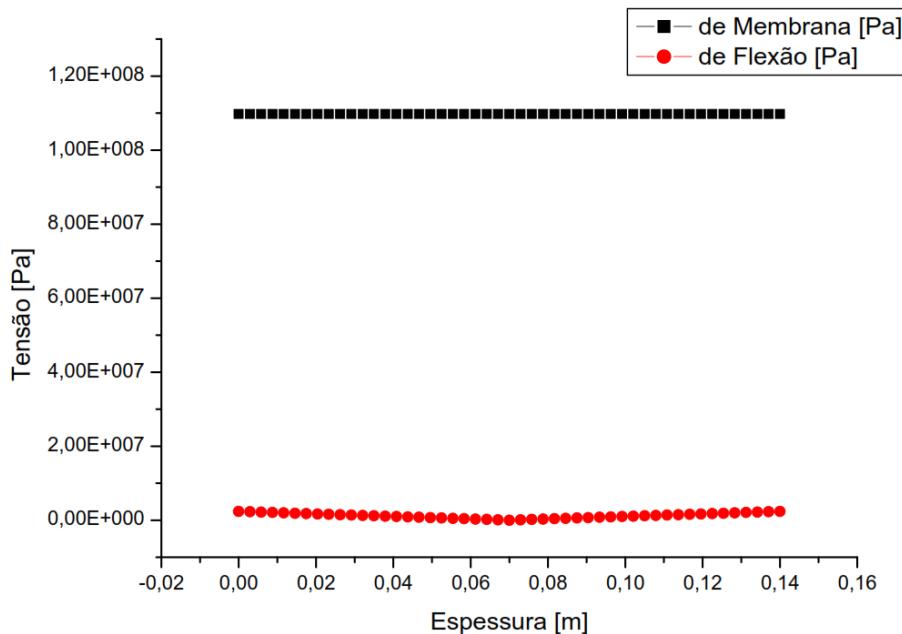
TABELA 6.9 - NÚMERO DE NÓS E ELEMENTOS PARA O VP-2001.

ITEM	TETRAÉDRICA
NÓS	1258203
ELEMENTOS	716749

Observando o costado e os tampos, pode-se determinar que a tensão de Mises para este vaso está abaixo da tensão admissível do material, que é de 166,2 MPa para ele.

Em uma observação do costado mais detalhada, pode-se linearizar a tensão em diversos pontos e, com isso, determina-se uma tensão localizada que pode ser comparada com as tensões obtidas na Tabela 6.4. Na Figura 6.21, é apresentada uma visão da linearização da tensão no vetor que começa no ponto 1. Esse vetor corresponde à espessura do costado no plano que contém o centro geométrico do vaso de pressão VP-2001 e esta é a tensão de membrana circunferencial.

FIGURA 6.21 - GRÁFICO DA LINEARIZAÇÃO NO PLANO DO CENTRO GEOMÉTRICO DO VP-2001.(PONTO 1)



A variação desse gráfico é do ponto de zero na espessura ao ponto de espessura máxima, que corresponde a 140 mm (no grafico 0,14 m). Com ele, podemos ver a variação de tensão e que a tensão de membrana para o costado no ponto 1, considerando o valor máximo desta, 108,91 MPa, é menor que a encontrada na Tabela 6.4, que determinada para o raio médio é de 126,43 MPa. Apresentando uma diferença entre a tensão de membrana calculada via norma em relação à calculada usando o Método dos Elementos Finitos de 17,52 MPa.

A determinação da tensão de membrana circunferencial em apenas um ponto não representa o costado, para que se possa afirmar que as tensões de membrana encontradas representam todo o costado deve-se utilizar mais de um ponto do costado para que se determine uma tensão de membrana média e esta seja comparada com a tensão determinada via norma.

Dentre os pontos analisados, podem-se escolher os dois mais representativos e que apresentarão as maiores tensões de membrana circunferenciais que se encontrou. Esses pontos são, respectivamente, os pontos onde o costado é unido ao tampo, tanto o esquerdo como o direito, Pontos 2 e 3. As tensões encontradas podem ser vistas nos gráficos linearizados abaixo.

FIGURA 6.22 - LINEARIZAÇÃO DO PONTO DE UNIÃO COSTADO/TAMPO APRESENTANDO A MAIOR TENSÃO DE MEMBRANA NO COSTADO, À DIREITA DO CENTRO.(PONTO 3)

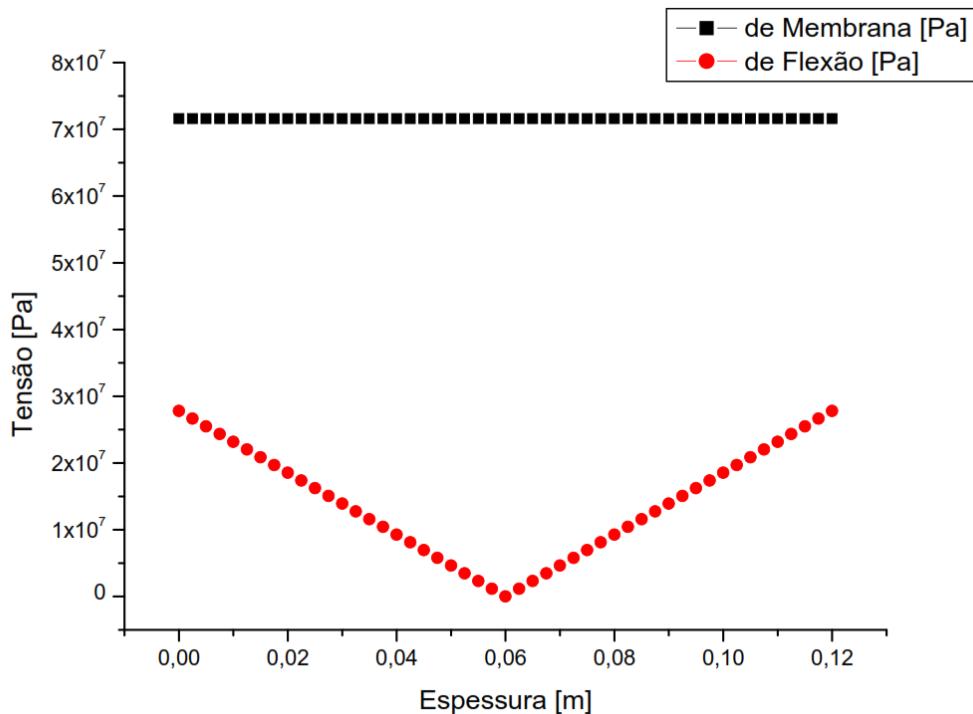
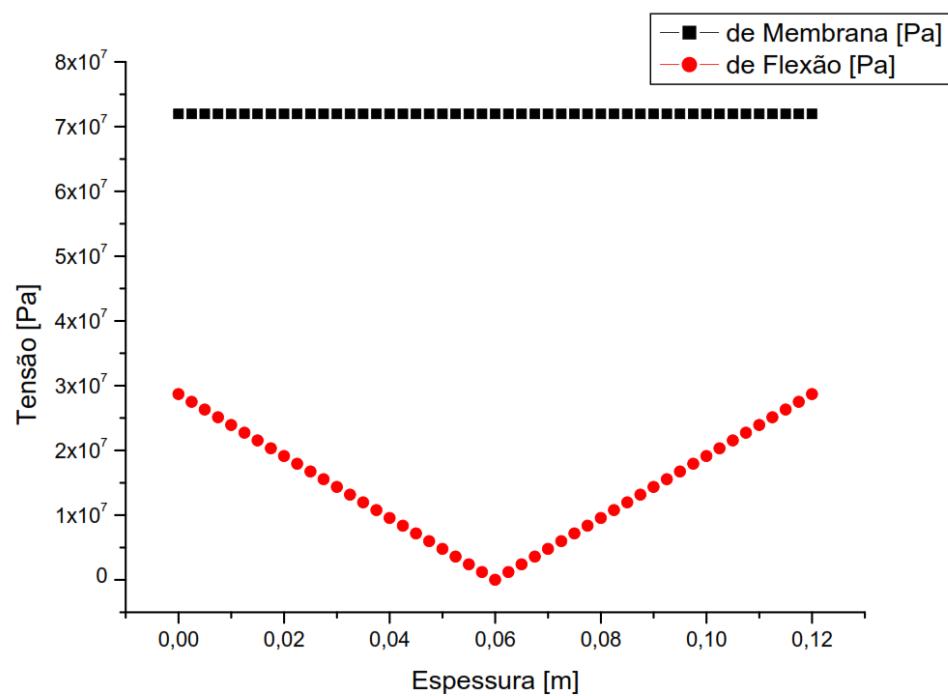


FIGURA 6.23 - LINEARIZAÇÃO DO PONTO DE UNIÃO COSTADO/TAMPO APRESENTANDO A MAIOR TENSÃO DE MEMBRANA NO COSTADO, À ESQUERDA DO CENTRO.(PONTO 3)



Com esses pontos, pode-se determinar uma média das tensões de membrana circinferenciais do VP-2001, que corresponde a 68,23 MPa no ponto médio da espessura. Esse valor, comparado com o determinado em norma, é muito menor, forçando a conclusão de que se precisa revisar este método de determinação de espessuras. Pois, se a espessura determinada suporta quase o dobro da tensão determinada pelo MEF para as mesmas condições, em uma visão moderna de revisão de custos e de otimização de processos e de equipamentos não se pode deixar uma discrepância dessa passar.

Mesmo com o descrito, pode-se assumir que esse vaso, pelo critério da tensão de membrana, é aprovado, pois ele determina que as tensões de membranas primárias são menores ou iguais à tensão admissível para o projeto. No caso em estudo, têm-se que as tensões primárias de membrana correspondem a $P_m=68,23$ MPa e que a tensão admissível é de $S_{adm}=166,2$ MPa.

Saindo do costado, vamos determinar as tensões de membrana dos tampos. Os tampos em estudo são do tipo ASME 2:1 elipsoidais, por isso determinou-se sua tensão na Tabela 6.4 que é de 120,83 MPa. Esta é abaixo da tensão admissível do aço e, pelo critério de aceitação da tensão, este tampo também é aprovado. Mas pelo MEF, obteve-se que as tensões linearizadas são menores que as tensões determinadas pelo método analítico, seguindo o procedimento feito para o costado determinaram-se três pontos, um deles é o mesmo que para o costado que é na intersecção entre o costado e o tampo, Ponto 2 ou 3 em função do lado analisado.

Outro ponto estudado é o que corresponde ao vetor com coordenadas (-140,0,0), ou o ponto 5. Este representa a espessura do costado no eixo X. Outro ponto de interesse é na região de mudança de concavidade do tampo, podemos encontrá-lo na Figura 6.24, é o ponto 4. E na Figura 6.25, encontra-se sua linearização.

FIGURA 6.24 - REGIÃO ESPECIAL DO TAMPO PARA SER LINEARIZADA. (PONTO 4)

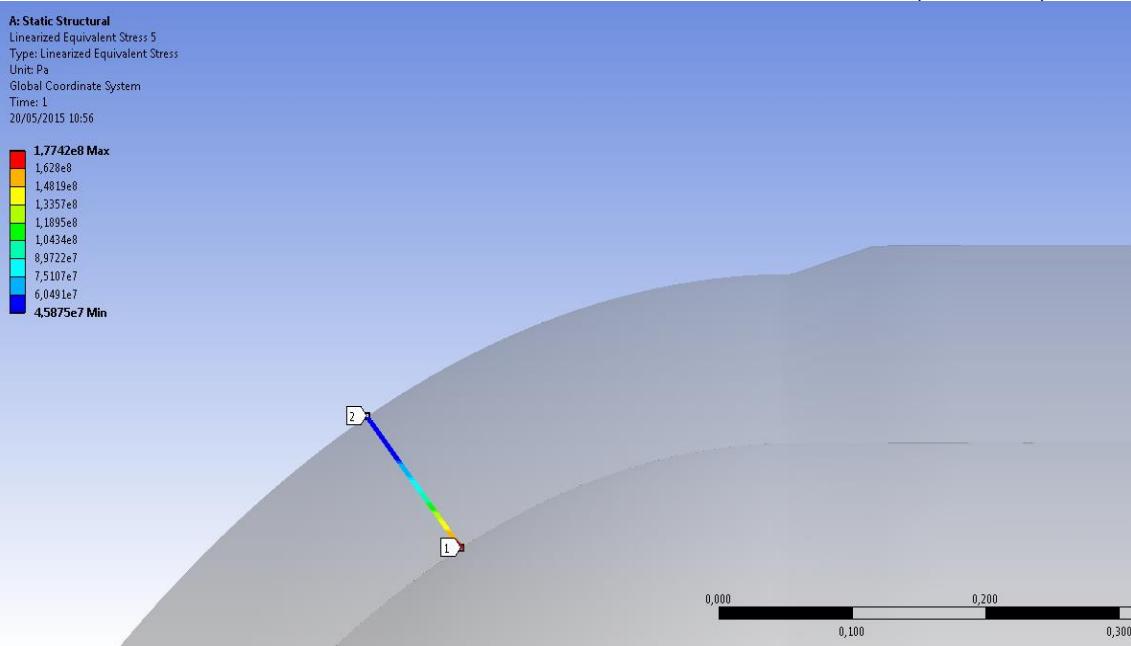
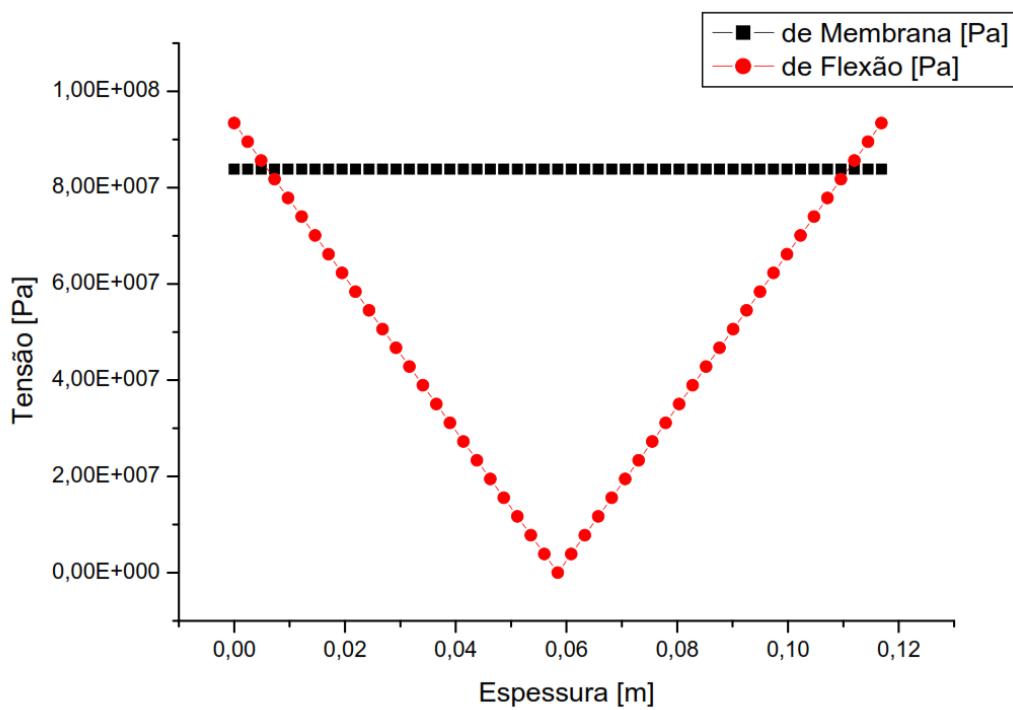
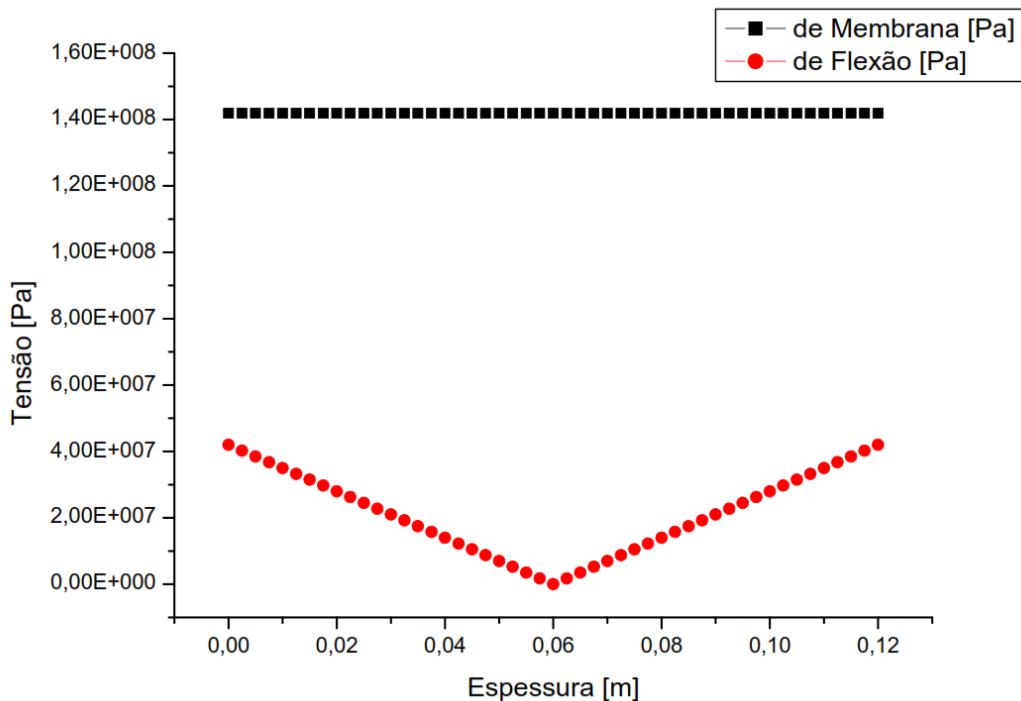


FIGURA 6.25 - LINEARIZAÇÃO DETERMINADA PARA A REGIÃO ACIMA DEMONSTRADA.



Além desse, apresenta-se o ponto central do tampo como ponto de interesse, estando abaixo sua linearização, Ponto 5, Figura 6.26.

FIGURA 6.26 - LINEARIZAÇÃO DA TENSÃO NO TAMPO NA POSIÇÃO DE INTERESSE. (PONTO 5)



Com estes três pontos determinou-se uma tensão média de 69,16 MPa, que também pelo critério da tensão primária de membrana aprova as tensões e pode-se ver que a tensão determinada é metade da tensão admissível.

6.4.3.3 Tensões versus espessura de parede - MEF

Como visto na seção anterior, foram determinadas as tensões via MEF que os vasos de pressão suportarão. As espessuras determinadas na Tabela 6.10 são referentes ao costado e tampos dos VP's. Nesta Tabela, podem-se visualizar a tensão círcunferencial de membrana determinada pelo MEF e as espessuras correspondentes, via fórmulas para tensão de membrana círcunferencial.

TABELA 6.10- ESPESSURAS COM TENSÕES CIRCUNFERÊNCIAIS.

VASO		σ_θ (MPa)	Espessura Nominal (mm)
VP-1001	Costado	95,5	178,01
	Tampo	102	166,67
VP-2001	Costado	108,91	156,09
	Tampo	140	121,14

6.5 ANÁLISE DAS ESPESSURAS

Após a determinação das tensões de membrana, pode-se efetuar um estudo sobre as espessuras e, com isso, sobre a pressão de projeto suportada pelos vasos de pressão neste determinado.

Em uma comparação direta, tomando como elemento o costado, dado que este representa a maior parte do peso do vaso, pode-se determinar a sobre-pressão que cada um dos vasos teria se determinado com as características vindas do modelo analítico em comparação ao MEF.

Pode-se ver na Tabela 6.5 que as tensões de membrana e as espessuras nominais são referentes à pressão de projeto adotada para os vasos, que é de $p=10\text{ MPa}$. Na Tabela 6.10, podem-se ver as tensões de membrana e as espessuras para elas determinadas, usando os dados obtidos pelo MEF.

Com base nas equações da seção 4.1, tem-se que a nova pressão de projeto para o vaso que segue a Divisão I é de $p=11,14\text{ MPa}$ e, com isso, determinou-se um incremento de 11,4 % de pressão em relação à pressão de projeto original, assim, definiu-se uma nova espessura, $t=178,04\text{ mm}$, que especifica um incremento de 14,5% em relação à espessura originalmente determinada por norma.

Para o vaso determinado, usando-se a Divisão II, tem-se uma nova pressão, $p=10,46\text{ MPa}$, que representa um acréscimo de 4,6% na pressão de projeto original e, com essa nova pressão, determinou-se uma nova espessura de $t=130,65\text{ mm}$, que

define um incremento de 4,8% em relação à espessura originalmente determinada pelo método analítico.

Com base nesses valores, pode-se prever um aumento de 14,5% na massa do costado determinado pela Divisão I, e um aumento de 4,8% no costado da Divisão II.

Com esses valores, pode-se representar, em termo de massa para a Divisão I, tomando como base o peso total do vaso determinado na seção 5.3.1 de $W_{vazio}= 172530$ kg (172,53 Ton), o custo do vaso, que está em torno de R\$ 2,5 milhões. Adotando-se o incremento de massa no valor citado para essa Divisão, teve-se que o peso passará a ser de $W_{vazio}=197546,85$ kg (197,5 Ton), tomando o preço médio da tonelada do aço utilizado por volta de US\$ 800, tem-se que esse vaso custaria US\$ 158 mil, no entanto esse preço da tonelada é para chapas finas, aproximadamente 25,4 mm, ou uma polegada, como a nova espessura determinada chega a 7,5 polegadas, usando uma lógica linear, o vaso passaria a custar aproximadamente, US\$ 1.180 milhão. Esse valor, convertido em Real, chegaria a custar mais de R\$ 3,5 milhões, sem considerar nenhum processo de conformação ou de união necessários para a construção do vaso de pressão. Isso representa uma diferença de R\$ 1 milhão, entre essas duas metodologias.

Para o vaso da Divisão II, teve-se um incremento de 4,8%, representando um acréscimo ao peso original, $W_{vazio}= 150030$ kg (150,03Ton), passando a ter $W_{vazio}= 157231,44$ kg (157,2 Ton), a um custo de US\$ 693.165,35, ou R\$ 2,1 milhões para o vaso novo, e para o antigo vaso, um preço de R\$ 2 milhões, apresentando uma diferença na casa de R\$ 100 mil. Da mesma forma, desconsiderando os processos de conformação e união para a confecção do vaso, os quais para a Divisão II são diferentes que para a Divisão I, inclusive nos seus custos.

7 CONCLUSÕES

7 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi desenvolvido um estudo da norma ASME Seção VIII Divisões I & II e em conjunto com a orientadora e o coorientador, pôde-se definir o problema como sendo um estudo de tensões de um vaso de pressão conforme a norma, ou modo analítico, e um estudo dessas tensões usando o Método dos Elementos Finitos, procedendo a uma análise desses resultados. Este estudo está restrito às condições de contornos descritas e aos carregamentos impostos.

Após a definição do problema, passou-se à determinação de um modelo tridimensional dos Vasos de Pressão que passariam pela análise pelo Método dos Elementos Finitos e, com isso, desenvolveram-se os vasos VP-1001 e VP-2001. Esses modelos estão baseados na norma ASME Seção VIII Divisão I e Divisão II.

De posse dos modelos, pôde-se proceder a uma análise via norma das tensões que atuam sobre os vasos e assim determiná-las. Estas foram determinadas utilizando a teoria das cascas e a teoria de paredes grossas, com o Critério de Lamé. Pôde-se constatar que as tensões resultantes dessa metodologia estão em conformidade com os critérios de aceitação dos vasos de pressão, que é o de não ser maior que a tensão admissível do material do vaso. A qual se determinou para as condições de contorno do problema.

Usando o ANSYS, puderam-se determinar as tensões que atuam nos vasos pelo Método dos Elementos Finitos e assim proceder a uma análise comparativa entre essas tensões e as obtidas por meio da metodologia determinada via norma.

Nesta análise, encontrou-se que as tensões determinadas via norma são, em média, 16% maiores que as determinadas via mEF. Essa diferença, tratando-se de um equipamento que é dimensionado para suportar uma pressão considerável, implica um sobreimensionamento que, se observadas as questões de fabricação, como custos, substituição e longevidade do equipamento, estarão aumentando em valores consideráveis os custos de produção do equipamento. Esta análise está restrita aos elementos costado e do tampo.

Observando outros elementos, pôde-se determinar os pontos de maior criticidade de um vaso de pressão. Dos três pontos encontrados, percebeu-se que dois estão nos elementos analisados, o costado e o tampo, nesses dois são a região de mudança de geometria entre costado e tampo e a região logo após a união do

costado e tampo, no tampo. Nessas regiões, têm-se uma variação nas tensões considerável podendo chegar a tensões muito próximas à tensão admissível do vaso.

O outro ponto crítico determinado no vaso são as regiões de conexões de equipamentos como entrada principal, bocas de visita, saídas de fluidos. Nestas, foram encontradas tensões próximas às tensões de escoamento do material, que são muito superiores à tensão admissível, no entanto essas regiões têm tratamento diferenciado e seguem regras de análises diferentes das adotadas neste trabalho. A título de esclarecimento, as tensões encontradas não excedem nenhum dos limites encontrados na literatura para esse tipo de detalhe, pois se indicassem algum comportamento inadequado, o vaso de pressão não poderia ser analisado.

Outro ponto observado neste trabalho foi que a análise pelo Método dos Elementos Finitos apresenta de forma objetiva e clara os pontos que apresentam tensões elevadas, muito diferentes da análise por norma, ou método analítico. Isso, por si só, facilita as análises e indica uma melhoria necessária do modelo e de sua respectiva malha.

7.1 TRABALHOS FUTUROS

O desenvolvimento de estudos ligados a uma metodologia de critérios de falhas conjunta entre tensão e fratura, junto a elementos conectivos de um vaso de pressão e, com isso, a melhoria e aprimoramento do uso do Método dos Elementos Finitos em projetos de vasos de pressão.

Pode-se também pensar em uma análise conjunta com fadiga, ou flambagem e ou térmica. Somando-se com esta uma análise do teste hidrostático.

Em outra vertente, podem-se iniciar estudos para a análise dos efeitos das tensões nas uniões por meio de solda que compõem o vaso de pressão. E assim, configurar uma análise completa deste equipamento.

Como caminho alternativo, pode-se pensar em uma proposta de otimização das espessuras de um vaso de pressão a partir de uma análise de tensões.

REFERÊNCIAS

ADTHYA M.; M.M.M. PATNAIK. Finite element Analysis of Horizontal Reactor Pressure Vessel Supported on Saddles, International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology, Vol. 2, Issue 7, July 2013.

ASME. 2010. American Society of Mechanical Engineers Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 1, Pressure Vessels. New York: ASME.

ASME. 2010. American Society of Mechanical Engineers Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 2, Pressure Vessels. New York: ASME.

ASME. 2010. American Society of Mechanical Engineers Boiler and Pressure Vessel Code, Section II, Part D, Pressure Vessels. New York: ASME.

ASEER, B. T.; CHRISTOPHER, T.; RAO, N. B.. Finite element analysis of cylindrical pressure vessels having a misalignment in a circumferential joint, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 87, 197-201, February 2010.

BEAR, F. P. E JOHNSTON, E. R., Resistência dos Materiais, 3^a ed., São Paulo, editora Makron Books, 1995.

BEDNAR, H. H.. 1986, Pressure Vessel Design Handbook, 2^aEd., Nova Iorque, Editora, Krieger Publishing Company.

BRITISH STANDARDS INSTITUTION. BS-5500 – Specification for Fusion Welded Pressure Vessels, 1986, Ed. BSI.

CARBONARI, R.C. et al. Design of pressure vessels using shape optimization: An integrated approach, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 88, 198-212, may 2011.

CLOUD, R.W.. The Finite Element in plane stress analysis. *Proc. 2nd ASCE conf. On Electronic Computacional*. Pittsburgh, Pa., Sept. 1960

DIAMANTOUDIS, A.TH; KERMANIDIS, TH.. Design by analysis versus design by formula of high strength steel pressure vessels: a comparative study, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 82, 43-50, june 2004.

DONATELLO, A.. *Pressure Vessel Design*, New York, Editora Springer, 2007.

DONATO, G.V.P.. *Vasos de Pressão*, Universidade Petrobras, Programa de Formação de Engenheiros Trainees – Mecânica, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2003.

DONG, P.; SONG, S.; ZHANG, J.. Analysis of residual stress relief mechanisms in post-weld heat treatme, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 122, 6-14, july 2014.

DONG, P. et al. A structural strain method for low-cycle fatigue evaluation of welded components, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 119, 39-51, march 2014.

EL-ABBASI, N.; MEGUID, S.A.; CZEKANSKI, A.. Tree-dimensional finite element analysis of saddle supported pressure vessels, *International Journal of Mechanical sciences*, 43, 1229-1242, February 2000.

KIM, NAM-HO; SANKAR, BHAVANI V.. *Introdução à Análise e ao Projeto em Elementos Finitos*, Rio de Janeiro, Editora LTC,2011.

KHAN, SHAFIQUE M.A.. Stress distributions in a horizontal pressure vessel and the saddle supports, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 87, 239-244, March 2010.

K. VEDELD; H. A. SOLLUND, "Stresses in heated pressurized multi-layer cylinders in generalized plane strain conditions", International Journal of Pressure Vessels and Piping, 120-121, 27-35, May 2014.

LATZKO, D. G. H.; CLOUD, R. L.. Status of Knowledge o Stress and Deformation Analysis at Critical Locations of Steel Reactor Pressure Vessels, Nuclear Engeneering and Design, Sept. 1974.

LEGISLAÇÃO DO MINISTÉRIO DO TRABALHO. NR 13 - Caldeiras, Vasos de Pressão e Tubulações, (Fevereiro) 2014.
<[http://portal.mte.gov.br/data/files/FF80808147596147014764A4E1D14497/NR-13%20\(Atualizada%202014\).pdf](http://portal.mte.gov.br/data/files/FF80808147596147014764A4E1D14497/NR-13%20(Atualizada%202014).pdf), 27/12/2014>.

LI, J.Z.et al. Finite element analysis for buckling of pressure vessels with elipsoidal head, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 75, 115-120, March 1998.

LU, MING-HSIEN; JIUN-SHYA YU; JIEN-JONG CHEN. The effect of analysis model on the stress intensity calculation for the nozzle attached to pressure vessel under internal pressure loading, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 117-118, 9-16, 2014.

MACKERLE, J.. Finite elements in the analysis of pressure vessels and piping, an addendum: A bibliography (2001–2004), International Journal of Pressure Vessels and Piping, 82, 571-592, 2005.

MACKENZIE, D.; CAMILLERI, D.; HAMILTON, R.. Design by analysis of ductile failure and buckling in torispherical pressure vessel heads, Thin-Walled Structures, 46, 963-974, April 2008.

MOSS, DENIS R.. Pressure Vessel Design Manual, 3^a ed., Editora Elsevier, 2004.

MOINI, H.. Stress Analysis of a Thick-Walled Pressure Vessel Nozzle Junction, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 46, 67-74, 1991.

NICOLICH, M. Pressure Vessel Manufacturing: Mechanical Analysis of Gas Bottles with Convex End-Plates, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 55, 423-433, 1993.

PETROVIC, A.. Stress analysis in cylindrical pressure vessels with loads applied to the free and of a nozzle, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 78, 485-493, june 2001.

SHUGEN XU; WEIQIANG, W.; YINGLEI, C.. Using FEM to predict residual stress in girth welding joint of layered cylindrical vessels, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 119, 1-7, February 2014.

SKOPINSKY, V. N.; BERKOV, N.A.; VOGOV, R.A.. Plastic limit loads cylindrical shell intersection under combined loadings, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 8-16, 126-127, December 2014.

SPENCE, J.; TOOTH, A.S.. Pressure Vessel Design – Concepts and Principles, 1st ed., Oxford, Grã-Bretanha, Editora E & F Spon, 1994.

SPIRAKOS, CONSTANTINE C.. Finite Element Modeling in engineering Practice. Published 1996 by Algor Inc, Pittsburgh, Pennsylvania, U.S.A.

SOUZA, M.. Inclusão do meio UPML no método dos elementos finitos no domínio do tempo aplicado ao eletromagnetismo, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Paraná – UFPR, 2008.

TELLES, PEDRO C. S.. Vasos de Pressão, 2^a ed., Rio de Janeiro, Editora TLC, 1996.

XINSTELL INDUSTRIAL CO. LIMITED <www.xsteelplate.com>.

YANG, L.; WEINBERGER, C.; SHAH, Y. T.. Finite element Analysis on Horizontal Vessels With Saddle Suports, Computers & Structures, Vol. 52, 387 – 395, June 1994.

ZICK, L. P.. Stress in large Horizontal Cylindrical Pressure Vessels on Two Saddle Suports, The Welding Journal Research Suplement, Sept. 1951

ZIENKIEWICZ, O.C..The Finite Element Method in Structural and Continuum Mechanics, Ed. McGraw-Hill, London, 1967.

APÊNDICE 1

APÊNDICE 1

CÁLCULOS DE DETERMINAÇÃO DOS VASOS

TABELA DE DADOS PARA PROJETO

Fluido de Trabalho	Hidrocarboneto + Água
Diâmetro Interno	3400 mm
Comprimento entre tangentes	9200 mm
Temperatura de Projeto	60 °C
Temperatura de Trabalho	49 °C
Tampos	ASME 2:1 Elipsoidal
Radiografado	100%
Pressão de Projeto	10MPa (102 Kgf/cm ²)
Pressão de Trabalho	9MPa (91,8 Kgf/cm ²)
Pressão Máxima de Trabalho	15,7MPa (160,14 Kgf/cm ²)
Pressão de Teste Hidrostático	24MPa (244,8Kgf/cm ²)
Sobre-espessura de corrosão	6 mm

TABELA DE DADOS DO AÇO ASTM A516 GR70

Tensão Última (S _u) (Temperatura ambiente)	620 MPa
Tensão de Escoamento(S _y) (Temperatura ambiente)	260 MPa
Elongação mínima, % 200 mm	17
Temperatura de Projeto	60°C
Tensão Admissível (S _{adm}) (Temperatura de projeto) DIV I	138 MPa*
Tensão Admissível (S _{adm}) (Temperatura de projeto) DIV II	166,2 MPa*
Coeficiente de Poisson	0.30

* Este valor é obtido a partir da norma ASME Seção II.

A - DETERMINAÇÃO DO VP-1001

A1 - ESPESSURA DO TAMPO		
$t = \frac{PD}{2SE - 0,2P}$	$t = \frac{10E6 * 3,4}{2 * 138E6 * 0,85 - 0,2 * 10E6}$	$t = 146,17 \text{ mm}$
	$t = 146,17 + 6,0$	$t = 152,17 \text{ mm}$
$P_{novo} = \frac{2SEt_n}{D + 0,2t_n}$	$P_{novo} = \frac{2 * 138E6 * 0,160}{3,4 + 0,2 * 0,160}$	$P_{novo} = 10,94 \text{ MPa}$
A2 - COSTADO		
$t = \frac{pR}{SE - 0,6p}$	$t = \frac{10E6 * 1,7}{138E6 * 0,85 - 0,6 * 10E6}$	$t = 152,74 \text{ mm}$
$P_{novo} = \frac{SEt_n}{R + 0,6t_n}$	$P_{novo} = \frac{138E6 * 0,85 * 0,160}{1,7 + 0,6 * 0,160}$	$P_{novo} = 10,45 \text{ MPa}$
$\frac{R}{t} \geq 10$		$\frac{R}{t} = 10,625$
$\sigma_c = \frac{PR}{t}$	$\sigma_c = \frac{10E6 * 1,7}{0,160}$	$\sigma_c = 106,25 \text{ MPa}$
$\sigma_L = \frac{PR}{2t}$	$\sigma_L = \frac{10E6 * 1,7}{2 * 0,160}$	$\sigma_L = 53,13 \text{ MPa}$
A3 - BOCA DE VISITA		
$t = \frac{pR}{SE - 0,6p}$	$t = \frac{10E6 * 0,3302}{138E6 * 0,85 - 0,6 * 10E6}$	$t = 29,67 \text{ mm}$
SELA		
$A_r = d \cdot t_r \cdot F$ $+ 2 \cdot t_r \cdot t_n \cdot F(1 - f_{r1})$	$A_r = 1016 \cdot 160 \cdot 0,0,5$ $+ 2 \cdot 160 \cdot 0,38,8 \cdot 1(1 - 1)$	$A_r = 81280 \text{ mm}^2$
A4 - SAÍDA BAIXA LÍQUIDO/ SAÍDA ALTA VAPOR		
$t = \frac{pR}{SE - 0,6p}$	$t = \frac{10E6 * 152,4}{138E6 * 0,85 - 0,6 * 10E6}$	$t = 13,69 \text{ mm}$
$A_r = d \cdot t_r \cdot F$ $+ 2 \cdot t_r \cdot t_n \cdot F(1 - f_{r1})$	$A_r = 1016 \cdot 160 \cdot 0,5$ $+ 2 \cdot 160 \cdot 0,20,64 \cdot 1(1 - 1)$	$A_r = 81280 \text{ mm}^2$

A5 – ENTRADA PRINCIPAL		
$t = \frac{pR}{SE - 0,6p}$	$t = \frac{10E6 * 0,3302}{138E6 * 0,85 - 0,6 * 10E6}$	$t = 29,67 \text{ mm}$
$A_r = d \cdot t_r \cdot F + 2 \cdot t_r \cdot t_n \cdot F(1 - f_{r1})$	$A_r = 1016.160,0.0,5 + 2.160,0.38,8.1(1 - 1)$	$A_r = 81280 \text{ mm}^2$
A6 – POÇO DE DRENAGEM		
$t = \frac{pR}{SE + 0,4p}$	$t = \frac{10E6 * 0,380}{138E6 * 0,85 + 0,4 * 10E6}$	$t = 31,32 \text{ mm}$
$A_r = d \cdot t_r \cdot F + 2 \cdot t_r \cdot t_n \cdot F(1 - f_{r1})$	$A_r = 1016.160,0.0,5 + 2.160,0.38,8.1(1 - 1)$	$A_r = 81280 \text{ mm}^2$
A7 – TAMPO DO POÇO DE DRENAGEM		
$t = \frac{pR}{SE - 0,6p}$	$t = \frac{10E6 * 0,3419}{138E6 * 0,85 - 0,6 * 10E6}$	$t = 30,72 \text{ mm}$
SELA		
$A_r = d \cdot t_r \cdot F + 2 \cdot t_r \cdot t_n \cdot F(1 - f_{r1})$	$A_r = 1016.160,0.0,5 + 2.160,0.38,8.1(1 - 1)$	$A_r = 81280 \text{ mm}^2$

B - DETERMINAÇÃO DO VP-2001

B1 - ESPESSURA DO TAMPO		
$k = \frac{D}{2h}, \text{Se } 1,7 \leq k \leq 2,2$	$k = \frac{3400}{1700}$	$k = 2, \text{Se } 1,7 \leq k \leq 2,2$
$r = D \left(\frac{0,5}{k} - 0,08 \right)$	$r = 3400 \left(\frac{0,5}{2} - 0,08 \right)$	$r = 578 \text{ mm}$
$L = D(0,44k + 0,02)$	$L = 3400(0,44 * 2 + 0,02)$	$L = 3060$
$20 \leq \frac{L}{t} \leq 2000$	$20 \leq \frac{L}{t} \leq 2000$	$t = 53 \text{ mm}$

β_{th} $= \arccos \left[\frac{0,5D - r}{L - r} \right], \text{radiano.}$	$\beta_{th} = \arccos \left[\frac{0,5 * 3400 - 578}{3060 - 578} \right]$	$\beta_{th} = 1,101$
$\emptyset_{th} = \frac{\sqrt{Lt}}{r}, \text{radianos}$	$\emptyset_{th} = \frac{\sqrt{3060 * 53}}{578},$	$\emptyset_{th} = 1,0$
$R_{th} = \frac{0,5D - r}{\cos[\beta_{th} - \emptyset_{th}]}$ $+ r, \text{para } \emptyset_{th}$ $< \beta_{th}$	$R_{th} = \frac{0,5 * 3400 - 578}{\cos[1,101 - 1]} + 578$	R_{th} $= 1705,75$
$C_1 = 0,692 \left(\frac{r}{D} \right) + 0,605$	$C_1 = 0,692 (0,17) + 0,605$	$C_1 = 0,723$
$C_2 = 1,46 - 2,6 \left(\frac{r}{D} \right)$	$C_2 = 1,46 - 2,6(0,17)$	$C_2 = 1,018$
$P_{eth} = \frac{C_1 E_T t^2}{C_2 R_{th} \left(\frac{R_{th}}{2} - r \right)}$	P_{eth} $= \frac{0,723 \cdot 170E9 \cdot 53^2}{1,018 \cdot 1705,75 \left(\frac{1705,75}{2} - 578 \right)}$	P_{eth} $= 121,79 \text{Pa}$
P_y $= \frac{C_3 t}{C_2 R_{th} \left(\frac{R_{th}}{2r} - 1 \right)}, \text{para } C_3$ $= S_y$	$P_y = \frac{142,4E6 * 53}{C_2 R_{th} \left(\frac{R_{th}}{2r} - 1 \right)},$	P_y $= 1,54 \text{MPa}$
$G = \frac{P_{eth}}{P_y}$	$G = \frac{121,79E6}{1,54E6}$	$G = 79,09$
$P_{ck} = \left(\frac{0,77508G - 0,20354G^2 + 0,019274G^3}{1 + 0,19014G - 0,089534G^2 + 0,009365G^3} \right)$ $P_y, \text{para } G > 1,0$		P_{ck} $= 3,041 \text{MPa}$
$P_{ak} = \frac{P_{ck}}{1,5}$	$P_{ak} = \frac{3,041E6}{1,5}$	P_{ak} $= 2,03 \text{MPa}$
$P_{ac} = \frac{2SE}{\frac{L}{t} + 0,5}$	$P_{ac} = \frac{2 * 166,2E6 * 0,85}{\frac{3060}{53} + 0,5}$	P_{ac} $= 4,852 \text{MPa}$
B2 - COSTADO		

$t = \frac{D}{2} \left(\exp \left[\frac{P}{SE} \right] - 1 \right)$	$t = \frac{3400}{2} \left(\exp \left[\frac{10e6}{166,2e6 * 0,85} \right] - 1 \right)$	$t = 124,69$ mm
B3 – BOCA DE VISITA		
$t = \frac{D}{2} \left(\exp \left[\frac{P}{SE} \right] - 1 \right)$	$t = \frac{660,4}{2} \left(\exp \left[\frac{10e6}{166,2e6 * 0,85} \right] - 1 \right)$	$t = 24,22$ mm
SELA		
$A_r = d \cdot t_r \cdot F + 2 \cdot t_r \cdot t_n \cdot F(1 - f_{r1})$	$A_r = 1016.160.0.0,5 + 2.160.0.331,75.1(1 - 1)$	$A_r = 81280$ mm ²
B4 – SAÍDA BAIXA LÍQUIDO/ SAÍDA ALTA VAPOR		
$t = \frac{D}{2} \left(\exp \left[\frac{P}{SE} \right] - 1 \right)$	$t = \frac{304,8}{2} \left(\exp \left[\frac{10e6}{166,2e6 * 0,85} \right] - 1 \right)$	$t = 11,17$ mm
$A_r = d \cdot t_r \cdot F + 2 \cdot t_r \cdot t_n \cdot F(1 - f_{r1})$	$A_r = 1016.160.0,5 + 2.160.0.20,64.1(1 - 1)$	$A_r = 81280$ mm ²
B5 – ENTRADA PRINCIPAL		
$t = \frac{D}{2} \left(\exp \left[\frac{P}{SE} \right] - 1 \right)$	$t = \frac{609,6}{2} \left(\exp \left[\frac{10e6}{166,2e6 * 0,85} \right] - 1 \right)$	$t = 22,357$ mm
$A_r = d \cdot t_r \cdot F + 2 \cdot t_r \cdot t_n \cdot F(1 - f_{r1})$	$A_r = 1016.160.0,5 + 2.160.0.20,64.1(1 - 1)$	$A_r = 81280$ mm ²
B6 – POÇO DE DRENAGEM		
$t = \frac{D}{2} \left(\exp \left[\frac{P}{SE} \right] - 1 \right)$	$t = \frac{752,40}{2} \left(\exp \left[\frac{10e6}{166,2e6 * 0,85} \right] - 1 \right)$	$t = 27,59$ mm

