

UNESP
Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

Análise de tensões através do método dos elementos finitos de
um vaso de pressão projetado conforme código ASME

Guaratinguetá
2011

DM
2011

PICCOLO MENDONÇA, Douglas

DOUGLAS PICCOLO MENDONÇA

ANÁLISE DE TENSÕES ATRAVÉS DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS
DE UM VASO DE PRESSÃO PROJETADO CONFORME CÓDIGO ASME

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na área de Projetos.

Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva

GUARATINGUETÁ
2011

M539a Mendonça, Douglas Piccolo
Análise de tensões através do método dos elementos finitos de um vaso de pressão projetado conforme código ASME / Douglas Piccolo Mendonça – Guaratinguetá : [s.n], 2011.
137 f : il.
Bibliografia: f. 126-128

Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2011.
Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva

1. Vasos de pressão 2. Método dos elementos finitos I. Título

CDU 621.643.2 (043)

DOUGLAS PICCOLO MENDONÇA

**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”**


**PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: PROJETOS**

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. Marcelo dos Santos Pereira
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. FERNANDO DE AZEVEDO SILVA
Orientador / Unesp-Feg


Prof. Dr. ÁLVARO MANOEL DE SOUZA SOARES
Unesp/Feg


Prof.ª Dr.ª SILVANA APARECIDA BARBOSA
DCTA/IAE

DADOS CURRICULARES

DOUGLAS PICCOLO MENDONÇA

NASCIMENTO	08.09.1983 – SÃO PAULO / SP
FILIAÇÃO	José Carlos Almeida Mendonça Rosangela Gonzalez Piccolo
2003/2007	Curso de Graduação Engenharia Mecânica, na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.
2010/2011	Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de Mestrado, na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.

de modo especial, à minha filha Sophia, aos meus pais e à minha esposa Regislany, que sempre me deram apoio, carinho e incentivo para alcançar meus objetivos.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus, fonte da vida e da graça. Agradeço pela minha vida, minha inteligência, minha família e meus amigos,

ao meu orientador, *Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva* que jamais deixou de me incentivar. Sem a sua orientação, dedicação e auxílio, o estudo aqui apresentado seria praticamente impossível.

aos meus pais *José Carlos e Rosangela* e minha esposa *Regislany*, que sempre incentivaram meus estudos.

às funcionárias da Biblioteca do Campus de Guaratinguetá pela dedicação, presteza e principalmente pela vontade de ajudar,

à Confab, em particular aos colegas de trabalho, pelos dados utilizados no estudo de caso e principalmente pela colaboração na solução de dúvidas pertinentes aos casos em estudo.

MENDONÇA, D. P. **Análise de tensões através do método dos elementos finitos de um vaso de pressão projetado conforme código ASME**. 2011. 137 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

RESUMO

Este trabalho estuda a distribuição de tensões através do método dos elementos finitos em componentes típicos de um vaso de pressão. As diretrizes e metodologia utilizadas nas análises estão de acordo com o código ASME. O vaso de pressão foi estudado para suportar as cargas mais comuns previstas em um projeto de equipamento de processo deste porte. As análises numéricas foram feitas com o software comercial ANSYS e comparados com resultados analíticos previstos no código ASME para os casos mais simples, onde foi obtida a validação dos resultados. Os casos mais complexos foram analisados apenas por soluções numéricas. Todos os casos obtiveram resultados abaixo das tensões admissíveis e de acordo com a metodologia do código, confirmando a viabilidade de análises deste tipo para os casos onde a solução analítica se torna muito conservativa.

Palavras-chave: vaso de pressão, análise de tensões, elementos finitos, ASME, tensão de membrana.

MENDONÇA, D. P. **Stress analysis using the finite element method of a pressure vessel designed according to the ASME code.** 2011. 137 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

ABSTRACT

This paper studies the stress distribution using finite element analysis in typical components of pressure vessels. The guidelines and methodology used in the analysis are in accordance with the ASME code. The pressure vessel has been studied to support the loads provided in a common project of this equipment scale. The numerical analysis were performed using the commercial software ANSYS and compared with analytical results provided in the ASME code for the simplest cases, where it was obtained the results to validate it. The more complex cases were analyzed only by numerical solutions. All cases had results below the allowable stresses and according to the methodology of the code, confirming the feasibility of this type of analysis for cases where the analytical solution becomes very conservative.

Keywords: pressure vessel, stress analysis, finite elements, ASME, membrane stress.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 – Conjunto Geral do Reator Analisado	28
FIGURA 2.2 – Tampo superior, <i>Taper</i> e bocal do reator.	29
FIGURA 2.3 – Região da saia de sustentação e olhais para içamento do reator	29
FIGURA 2.4 – Tensões circunferenciais (σ_{θ}) e axiais (σ_x) num cilindro de parede fina sujeito a pressão interna (adaptado de SPENCE & TOOTH, 1994)	31
FIGURA 2.5 – 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)	34
FIGURA 2.6 – Superfícies de revolução sujeitas à cargas suplementares (adaptado de ASME Section VIII Division 2)	37
FIGURA 2.7 – Região do <i>Taper</i> conforme código ASME (adaptado de ASME Section VIII Division 2)	40
FIGURA 3.1 – Geometria do elemento SOLID186 (adaptado de ANSYS, 2010)..	45
FIGURA 3.2 – Esquema de içamento na posição horizontal.....	46
FIGURA 3.3 – Esquema de içamento na posição vertical	47
FIGURA 4.1 – Detalhe Dimensional do <i>Taper</i>	58
FIGURA 5.1 – Malha da seção do costado	59
FIGURA 5.2 – Carregamentos e condições de contorno	60
FIGURA 5.3 – Tensões principais máximas	60
FIGURA 5.4 – Caminho da linearização através da espessura do costado.....	61
FIGURA 5.5 – Linearização das tensões principais máximas	61
FIGURA 5.6 – Tensões equivalentes de von Mises.....	62
FIGURA 5.7 – Linearização das tensões de von Mises	63
FIGURA 5.8 – Malha da seção do costado, <i>Taper</i> e tampo.....	64
FIGURA 5.9 – Cargas e condições de contorno do modelo	64
FIGURA 5.10 – Tensões equivalentes de von Mises na seção costado, <i>Taper</i> e tampo	65
FIGURA 5.11 – Caminho 1 da linearização das tensões equivalente no <i>Taper</i>	65
FIGURA 5.12 – Linearização das tensões de von Mises no <i>Taper</i> – Caminho 1....	66

FIGURA 5.13 – Caminho 2 da linearização das tensões equivalente no <i>Taper</i>	67
FIGURA 5.14 – Linearização das tensões de von Mises no <i>Taper</i> – Caminho 2....	67
FIGURA 5.15 – Caminho 3 da linearização das tensões equivalente no <i>Taper</i>	68
FIGURA 5.16 – Linearização das tensões de von Mises no <i>Taper</i> – Caminho 3....	69
FIGURA 5.17 – Caminho 4 da linearização das tensões equivalentes no tampo	69
FIGURA 5.18 – Linearização das tensões de von Mises no tampo – Caminho 4 ...	70
FIGURA 5.19 – Cargas e condição de contorno do bocal superior com cargas de tubulação.....	71
FIGURA 5.20 – Malha gerada para análise das cargas de tubulação no bocal superior	72
FIGURA 5.21 – Tensões equivalentes de von Mises no bocal superior com cargas de tubulação.....	72
FIGURA 5.22 – Detalhe das tensões equivalentes de von Mises no bocal superior com cargas de tubulação.....	73
FIGURA 5.23 – Caminho da linearização de tensões no bocal superior com cargas de tubulação.....	73
FIGURA 5.24 – Linearização das tensões equivalentes no bocal superior com cargas de tubulação.....	74
FIGURA 5.25 – Tensões triaxiais do bocal superior sujeito a cargas de tubulação	75
FIGURA 5.26 – Malha utilizada nos modelos de içamento do olhal Superior.....	76
FIGURA 5.27 – Cargas e condições de contorno do içamento a 90°.....	77
FIGURA 5.28 – Tensões equivalentes de von Mises do içamento a 90°.....	77
FIGURA 5.29 – Detalhe das tensões equivalentes de von Mises no olhal do içamento a 90°.....	78
FIGURA 5.30 – Tensões triaxiais do olhal superior no içamento a 90°.....	79
FIGURA 5.31 – Cargas e condições de contorno do içamento a 70°.....	79
FIGURA 5.32 – Tensões equivalentes de von Mises no içamento a 70°.....	80
FIGURA 5.33 – Detalhe das tensões equivalentes de von Mises no olhal do içamento a 70°.....	80
FIGURA 5.34 – Tensões triaxiais do olhal superior do içamento a 70°.....	81
FIGURA 5.35 – Cargas e condições de contorno do içamento a 45°.....	82

FIGURA 5.36 – Tensões equivalentes de von Mises do içamento a 45°.....	82
FIGURA 5.37 – Detalhe das tensões equivalentes de von Mises no olhal do içamento a 45°	83
FIGURA 5.38 – Tensões triaxiais do olhal superior do içamento a 45°.....	84
FIGURA 5.39 – Cargas e condições de contorno do içamento a 35°.....	84
FIGURA 5.40 – Tensões equivalentes de von Mises do içamento a 35°.....	85
FIGURA 5.41 – Detalhe das tensões equivalentes de von Mises no olhal do içamento a 35°	85
FIGURA 5.42 – Tensões triaxiais do olhal superior do içamento a 35°.....	86
FIGURA 5.43 – Cargas e condições de contorno do içamento a 0°	87
FIGURA 5.44 – Tensões equivalentes de von Mises do içamento a 0°.....	87
FIGURA 5.45 – Caminho da linearização do içamento a 0°.....	88
FIGURA 5.46 – Linearização das tensões equivalentes do içamento a 0°	88
FIGURA 5.47 – Detalhe das tensões equivalentes de von Mises no olhal do içamento a 0°	89
FIGURA 5.48 – Tensões triaxiais do olhal superior do içamento a 0°.....	90
FIGURA 5.49 – Malha utilizada nos modelos de içamento do olhal inferior	91
FIGURA 5.50 – Detalhes da malha utilizada nos modelos de içamento do olhal Inferior	91
FIGURA 5.51 – Cargas e condições de contorno do içamento do olhal inferior a 0°.....	92
FIGURA 5.52 – Detalhes das cargas e condições de contorno do içamento do olhal inferior a 0°.....	92
FIGURA 5.53 – Tensões equivalentes de von Mises do içamento do olhal inferior a 0°.....	93
FIGURA 5.54 – Caminho da linearização do olhal inferior no içamento a 0°.....	93
FIGURA 5.55 – Linearização do olhal inferior no içamento a 0°.....	94
FIGURA 5.56 – Detalhes das tensões equivalentes do olhal inferior no içamento a 0°	94
FIGURA 5.57 – Tensões equivalentes nas vigas de reforço do olhal inferior no içamento a 0° - vista inferior	95

FIGURA 5.58 – Detalhes das tensões equivalentes nas vigas de reforço do olhal inferior no içamento a 0° - vista inferior	95
FIGURA 5.59 – Tensões equivalentes nas vigas de reforço do olhal Inferior no içamento a 0° - vista superior	96
FIGURA 5.60 – Tensões triaxiais do Olhal Inferior do Içamento a 0°.....	96
FIGURA 5.61 – Detalhe das tensões triaxiais do olhal inferior do içamento a 0°...	97
FIGURA 5.62 – Detalhes das cargas e condições de contorno do içamento do olhal inferior a 35°	97
FIGURA 5.63 – Tensões equivalentes de von Mises do içamento do olhal inferior a 35°.....	98
FIGURA 5.64 – Detalhes das tensões equivalentes de von Mises do içamento do olhal inferior a 35°.....	98
FIGURA 5.65 – Caminho de linearização do olhal inferior do Içamento a 35°.....	99
FIGURA 5.66 – Linearização do olhal inferior no içamento a 35°.....	100
FIGURA 5.67 – Detalhes das tensões equivalentes nas vigas de reforço do olhal inferior no içamento a 35° - vista inferior	100
FIGURA 5.68 – Detalhes das tensões equivalentes nas vigas de reforço do olhal inferior no içamento a 35° - vista superior	101
FIGURA 5.69 – Tensões triaxiais do olhal inferior do içamento a 35°.....	101
FIGURA 5.70 – Detalhe das tensões triaxiais do olhal inferior do içamento a 35°.	102
FIGURA 5.71 – Detalhes das cargas e condições de contorno do içamento do olhal inferior a 45°	102
FIGURA 5.72 – Tensões equivalentes de von Mises do içamento do olhal inferior a 45°.....	103
FIGURA 5.73 – Detalhes das tensões equivalentes de von Mises do içamento do olhal inferior a 45°	103
FIGURA 5.74 – Caminho de linearização do olhal inferior do içamento a 45°.....	104
FIGURA 5.75 – Linearização do olhal inferior no içamento a 45°.....	105
FIGURA 5.76 – Tensões equivalentes nas vigas de reforço do olhal inferior no içamento a 45° - vista inferior	105

FIGURA 5.77 – Tensões equivalentes nas vigas de reforço do olhal inferior no içamento a 45° - vista superior	106
FIGURA 5.78 – Tensões triaxiais do olhal inferior do içamento a 45°	106
FIGURA 5.79 – Detalhe das tensões triaxiais do olhal inferior do içamento a 45°	107
FIGURA 5.80 – Detalhes das cargas e condições de contorno do içamento do olhal inferior a 70°	107
FIGURA 5.81 – Tensões equivalentes de von Mises do içamento do olhal inferior a 70°	108
FIGURA 5.82 – Detalhes das tensões equivalentes de von Mises do içamento do olhal inferior a 70°	108
FIGURA 5.83 – Caminho de linearização do olhal inferior do içamento a 70°	109
FIGURA 5.84 – Linearização das tensões do olhal inferior no içamento a 70°	110
FIGURA 5.85 – Detalhes das tensões equivalentes nas vigas de reforço do olhal inferior no içamento a 70° - vista inferior	110
FIGURA 5.86 – Tensões equivalentes nas vigas de reforço do olhal inferior no içamento a 70° - vista superior	111
FIGURA 5.87 – Tensões triaxiais do olhal inferior do içamento a 70°	111
FIGURA 5.88 – Detalhe das tensões triaxiais do olhal inferior do içamento a 70°	112
FIGURA 5.89 – Modelo dos bocais de descarte, quench e anel suporte do leito	113
FIGURA 5.90 – Detalhe do bocal quench.....	113
FIGURA 5.91 – Detalhe do bocal quench, vista interna.....	114
FIGURA 5.92 – Malha gerada para o modelo de análise dos bocais de descarte, quench e anel de suporte do leito	114
FIGURA 5.93 – Detalhe da malha do bocal quench.....	115
FIGURA 5.94 – Detalhe da malha do bocal de descarte.....	115
FIGURA 5.95 – Detalhe interno da malha do bocal de descarte e do anel de suporte do leito	116
FIGURA 5.96 – Condições de contorno para o modelo de análise dos bocais de descarte, quench e anel de suporte do leito	117
FIGURA 5.97 – Tensões equivalentes de von Mises para o modelo de análise dos bocais de descarte, quench e anel de suporte do leito	117

FIGURA 5.98 – Detalhe da tensão máxima equivalente de von Mises no bocal de descarte	118
FIGURA 5.99 – Caminho da linearização para a tensão máxima equivalente de vonMises no bocal de descarte	118
FIGURA 5.100 – Linearização de tensões no bocal de descarte	119
FIGURA 5.101 – Tensões equivalentes de von Mises no bocal quench	119
FIGURA 5.102 – Caminho da linearização de tensões no bocal quench.....	120
FIGURA 5.103 – Linearização de tensões no bocal quench.....	120
FIGURA 5.104 – Tensões equivalentes de von Mises no flange cego do bocal quench	121
FIGURA 5.105 – Tensões equivalentes de von Mises no flange pescoço do bocal quench.....	121
FIGURA 5.106 – Tensões triaxiais do modelo de análise dos bocais de descarte, quench e anel de suporte do leito	122
FIGURA 5.107 – Detalhe das tensões triaxiais do modelo de análise dos bocais de descarte, quench e anel de suporte do leito	123

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – Cargas durante Içamento	48
TABELA 2 – Tensões Admissíveis dos Materiais.....	51

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASME	- American Society of Mechanical Engineers
PMTA	- Pressão Máxima de Trabalho Admissível
MPa	- 1.000.000 Pascal
N	- Newton
kg	- quilograma

LISTA DE SÍMBOLOS

L	comprimento	<i>mm</i>
p	pressão	<i>MPa</i>
r	raio médio	<i>mm</i>
t	espessura	<i>mm</i>
σ_{θ}	tensão circunferencial	<i>MPa</i>
σ_x	tensão longitudinal	<i>MPa</i>
π	pi	-
σ_r	tensão radial	<i>MPa</i>
σ_1	tensão principal no eixo 1	<i>MPa</i>
σ_2	tensão principal no eixo 2	<i>MPa</i>
σ_3	tensão principal no eixo 3	<i>MPa</i>
S	tensão admissível na temperatura	<i>MPa</i>
S_y	tensão de escoamento na temperatura	<i>MPa</i>
D	diâmetro interno de um cilindro ou esfera	<i>mm</i>
E	eficiência de junta	-
D_i	diâmetro interno	<i>mm</i>
D_o	diâmetro externo	<i>mm</i>
$\sigma_{\theta m}$	tensão de membrana circunferencial	<i>MPa</i>
σ_{sm}	tensão de membrana longitudinal	<i>MPa</i>
F	força axial atuando na seção transversal	<i>N</i>
ϕ	ângulo da seção circunferencial em uma casca esférica	<i>rad</i>
M	momento atuando na seção transversal	<i>N.m</i>
τ	tensão de cisalhamento	<i>MPa</i>
θ	ângulo da seção circunferencial em uma casca cilíndrica	<i>rad</i>
M_t	momento torsor atuando na seção transversal	<i>MPa</i>
F_{xa}	tensão de compressão admissível	<i>Mpa</i>
P	tensão primária	<i>MPa</i>
P_m	tensão primária de membrana geral	<i>MPa</i>
P_L	tensão primária de membrana localizada	<i>MPa</i>
$P_L + P_b$	tensão primária de membrana localizada + tensão primária de momento	<i>MPa</i>
Q	tensão secundária	<i>MPa</i>
F	tensão de pico	<i>MPa</i>

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	11
LISTA DE TABELAS	17
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	18
LISTA DE SÍMBOLOS	19
1 INTRODUÇÃO	21
1.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS.....	21
1.2 ESTADO DA ARTE	22
1.3 OBJETIVO E JUSTIFICATIVA DO TRABALHO.....	24
1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	24
2 REVISÃO DA LITERATURA	26
2.1 HISTÓRICO DO CÓDIGO ASME	26
2.2 PROJETO DE VASOS DE PRESSÃO.....	26
2.3 TEORIA DE CASCAS.....	30
2.4 DIMENSIONAMENTO CONFORME ASME SEÇÃO VIII DIVISÃO 2... 36	
2.4.1 Dimensionamento do tampo hemisférico.....	36
2.4.2 Definição e Dimensionamento do <i>Taper</i>	39
2.4.3 Dimensionamento do costado cilíndrico	40
3 METODOLOGIA	43
3.1 INTRODUÇÃO.....	43
3.2 SELEÇÃO DO ELEMENTO.....	43
3.3 GERAÇÃO DA MALHA	45
3.4 CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	45
3.5 CARGAS APLICADAS	46
3.6 LINEARIZAÇÃO DAS TENSÕES.....	48
3.7 CLASSIFICAÇÃO DAS TENSÕES	49
3.8 TENSÕES ADMISSÍVEIS	50
4 RESULTADOS DAS SOLUÇÕES ANALÍTICAS	52
4.1 INTRODUÇÃO.....	52
4.2 RESULTADOS DAS EQUAÇÕES DE LAMÉ	53
4.3 RESULTADOS DO DIMENSIONAMENTO CONFORME ASME	54
4.3.1 Resultados do tampo hemisférico.....	55

4.3.2	Resultados do costado	56
4.3.3	Resultados do dimensionamento do <i>Taper</i>	58
5	RESULTADOS DAS SOLUÇÕES NUMÉRICAS	58
5.1	VALIDAÇÃO	58
5.2	REGIÃO DO <i>TAPER</i>	63
5.3	REGIÃO DO BOCAL – CARGAS DEVIDO À TUBULAÇÃO.....	71
5.4	CARGAS DE IÇAMENTO – OLHAL SUPERIOR.....	75
5.4.1	Análise do Içamento a 90°	77
5.4.2	Análise do Içamento a 70°	79
5.4.3	Análise do Içamento a 45°	82
5.4.4	Análise do Içamento a 35°	84
5.4.5	Análise do Içamento a 0°	87
5.5	CARGAS DE IÇAMENTO – OLHAL INFERIOR	90
5.5.1	Análise do Içamento a 0°	92
5.5.2	Análise do Içamento a 35°	97
5.5.3	Análise do Içamento a 45°	102
5.5.4	Análise do Içamento a 70°	107
5.6	ANÁLISE DOS BOCAIS DE DESCARTE, QUENCH E DO ANEL SUPORTE DO LEITO.....	112
6	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	124
6.1	CONCLUSÕES	124
6.2	TRABALHOS FUTUROS	125
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	126
	APÊNDICE A – Cálculo do tampo hemisférico conforme ASME Seção VIII Divisão 2129	
	APÊNDICE B – Cálculo do costado conforme ASME Seção VIII Divisão 2.....	132

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

O nome 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 vasos de pressão para aplicação industrial estão presentes em diversos segmentos como as refinarias de petróleo, indústrias químicas e petroquímicas, indústrias alimentícias e farmacêuticas.

Em busca de maiores eficiências nos processos, maiores pressões e temperaturas de operação estão sendo empregados. Estas condições, mais críticas para os equipamentos, só são possíveis devido ao avanço da tecnologia dos materiais empregados nos projetos, que possuem resistência apropriada, mesmo a elevadas temperaturas.

Para vasos de pressão com maiores requisitos e condições mais críticas de operação e projeto, a norma ASME recomenda que sejam feitos através da Seção VIII Divisão 2, onde devido ao maior nível de inspeção e testes, espessuras menores de paredes podem ser alcançadas, resultando em um equipamento com menor peso e custo de produção se comparados a um projeto feito através da Seção VIII Divisão 1 da referida norma.

O projeto em engenharia mecânica é uma atividade cada vez mais complexa, que requer o uso de ferramentas computacionais sofisticadas tais como o programa ANSYS que foi utilizado neste estudo. A criação de modelos numéricos e a análise do seu comportamento com essas ferramentas requerem simultaneamente um bom conhecimento dos princípios que estão na base do seu desenvolvimento e uma boa perícia na sua manipulação. Com elas é possível obter soluções quando análises detalhadas do comportamento estrutural de peças de geometria complexas são necessárias (AMARAL, 2008).

Neste trabalho o equipamento estudado foi um Reator de Hidrotratamento da Unidade de Hidrotratamento de Correntes Instáveis de Diesel da Refinaria de Paulínia REPLAN da Petrobras. Os reatores são um tipo de vaso de pressão cuja característica é operar a elevadas pressões e temperaturas e como consequência apresentar

espessuras de parede elevadas quando comparado a outros vasos de pressão. O reator estudado trabalha a uma pressão de operação de 127 kgf/cm^2 (12,45 MPa) e a temperatura máxima de operação é $402 \text{ }^\circ\text{C}$. Sua pressão de projeto é $154,9 \text{ kgf/cm}^2$ (15,19 MPa) e a temperatura de projeto é $430 \text{ }^\circ\text{C}$.

Este reator foi projetado de acordo com o código ASME Seção VIII Divisão 2, porém algumas condições a que esta sujeito durante sua vida útil não são cobertas pelo código, que sugere para estes casos que análises por elementos finitos sejam realizadas. Este trabalho analisa estes casos onde os carregamentos e as geometrias envolvidas são muito complexas exigindo análises numéricas específicas para obter resultados precisos e confiáveis. Diferentes modelos foram desenvolvidos, comparados e os resultados encontrados foram interpretados de acordo com a metodologia proposta pelo código ASME para análise por elementos finitos.

1.2 ESTADO DA ARTE

Encontra-se na literatura atual alguns trabalhos relacionados com esta pesquisa descritos a seguir:

Em Laczek (2010) os autores fazem uma análise utilizando elementos perfeitamente elásticos da distribuição de tensões e deslocamentos em aberturas de vasos de pressão de parede espessa. As investigações foram motivadas pelo fenômeno da fratura dúctil observados em reatores de alta pressão. Utilizando cálculos por elementos finitos, diferentes critérios de falha foram estudados e comparados com sugestões de normas americanas (ASME) e européias (EN). Uma análise de *shakedown*¹ da estrutura também é analisada no trabalho. As tensões localizadas na região de abertura da parede do reator resultam em falhas específicas. Uma zona plástica aparece na região de transição entre a parede do vaso e se propaga para a abertura. O descarregamento do vaso de pressão pode causar plasticidade reversa, que leva ao *shakedown* e progride para uma fratura dúctil. Esta falha compromete toda a estrutura do vaso de pressão.

¹O fenômeno da autolimitação das tensões secundárias é o que se denomina de relaxamento espontâneo (*shakedown*).

Em Brabin (2010) os autores realizaram análises por elementos finitos para obter o estado de tensão em uma junta soldada cilindro-cilindro de um vaso de pressão. Para validar o modelo de elementos finitos e os resultados, três configurações de juntas (solda de topo sem filete entre espessuras iguais, solda de topo sem filete entre espessuras diferentes e solda de topo com filete entre espessuras iguais) foram estudadas e comparadas com resultados obtidos em literatura específica. As tensões de pico encontradas nas análises por elementos finitos estão próximas as encontradas na literatura. Conforme os resultados mostram as tensões de pico são reduzidas devido à execução da solda de filete.

Em Ozkan (2009) os autores realizam um teste experimental em seis tubos de material X65 (tensão de ruptura de 485 MPa) com diâmetro externo de 508 mm e uma relação diâmetro-espessura (D/t) de 81,2 sujeitos às cargas combinadas de momento, tensão axial e pressão interna. O objetivo do estudo é verificar se os tubos suportam as cargas limites de momento previstas nas análises computacionais para ocorrer colapso plástico do tubo. Todos os resultados de momentos e flambagem localizadas obtidas experimentalmente são registrados no estudo. Uma análise não-linear por elementos finitos foi realizada no software comercial ABAQUS para prever a capacidade do tubo de suportar as cargas de momento e flambagem. Os resultados experimentais foram próximos aos resultados obtidos por análise de elementos finitos. Foi observado que os tubos com relação $D/t = 81,2$ e sujeitos às cargas de tensão axial e pressão interna resistem aos momentos que os levariam ao colapso plástico.

Em Kim (2008) os autores realizaram um estudo para verificação de uma junção entre tubulações com ângulo de 90° de paredes finas, submetidas à cargas de pressão interna e flexão, contra o colapso plástico. O estudo utiliza o método dos elementos finitos com análises tridimensionais (3-D) e elementos perfeitamente elásticos. Os resultados obtidos no estudo são validados para uma relação raio espessura (r/t) de 0 a 1 para o tubo secundário e uma relação raio espessura de 5 a 20 para o tubo principal.

1.3 OBJETIVO E JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

Este trabalho teve por finalidade estudar a distribuição de tensões através do método dos elementos finitos em componentes típicos de vasos de pressão. Para o estudo, um reator petroquímico foi utilizado por apresentar pressão e temperatura de projeto elevadas.

Em geral, estes componentes apresentam geometrias complexas e modelos de cálculo analíticos conservativos devido a aproximações e medidas conservadoras a favor da segurança do componente e do equipamento.

Os componentes foram modelados e analisados através do software comercial ANSYS e seus resultados validados através de comparação com os resultados obtidos pelo código ASME. Uma vez que os modelos mais simples foram validados, modelos mais complexos foram analisados e seus resultados comparados com as tensões admissíveis obtidas através da metodologia do código ASME.

As regiões e condições analisadas neste reator são críticas para todos os vasos de pressão em geral, sendo assim, as análises feitas neste trabalho podem ser aplicáveis para diversos equipamentos que apresentem condições de projeto, modelamento de cargas, condições de contorno e geometrias semelhantes ao estudado.

1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

A Introdução (capítulo 1) apresenta uma revisão do estado da arte no uso de análises por elementos finitos para obter as tensões em componentes de geometrias complexas e de difícil aplicação de formulas analíticas e descreve os objetivos deste trabalho.

Na Revisão da Literatura (capítulo 2) é apresentado um resumo do histórico do código ASME, uma descrição geral sobre projeto de vasos de pressão e seus componentes, a teoria de cascas e as formulações básicas utilizadas pelo código ASME para dimensionamento de um vaso de pressão.

Em Metodologia (capítulo 3), são apresentadas as considerações, os padrões e a metodologia utilizada nos modelos para análise por elementos finitos. São ainda apresentadas as condições que o equipamento estará sujeito, suas cargas, carregamentos e condições de contorno.

Em Resultados das Soluções Analíticas (capítulo 4) são apresentados os resultados para as fórmulas analíticas estudadas no trabalho.

Em Resultados das Soluções Numéricas (capítulo 5) são apresentados os resultados das análises por elementos finitos feitas através do software ANSYS.

No final deste trabalho são apresentadas as Conclusões (capítulo 6) e sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 HISTÓRICO DO CÓDIGO ASME

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 os códigos eram baseados em critérios ditados pela experiência, pouca base teórica e mecanismos de falha mais simples. 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 descontinuidade geométricas.

O ASME Seção VIII Divisão 2 teve sua primeira edição em 1968 e pela primeira vez foi incorporado um outro tipo de critério de projeto:

- Projeto por norma (já existente nos anos anteriores):

Emprega soluções analíticas consagradas para o dimensionamento de vasos com detalhes padronizados para a geometria dos componentes (casco, tampo, bocais, etc.);

- Projeto por análise:

Que inclui componentes com geometrias e/ou carregamentos não convencionais, onde o dimensionamento depende de uma análise e classificação das tensões atuantes e comparação com valores admissíveis.

2.2 PROJETO DE VASOS DE PRESSÃO

As normas e códigos de projeto foram estabelecidos não somente com a finalidade de padronizar e simplificar o cálculo e projeto dos vasos de pressão, mas também de, principalmente, garantir condições mínimas de segurança para sua operação. A experiência comprovou que a observância dessas normas torna muito baixa a probabilidade de ocorrência de falhas e acidentes. Por essa razão tais normas e códigos, embora muitas vezes não sejam de uso legal obrigatório, nem eximam de

qualquer responsabilidade o projetista, são em geral exigidos como requisito mínimo de segurança por quase todos os projetistas e usuários de vasos de pressão (DONATO, 2003).

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

Define-se resistência mecânica de uma estrutura como sua capacidade de suportar um determinado carregamento sem que ocorram nos materiais tensões excessivas (Beer & JOHNSTON, 1995).

O desenvolvimento de um vaso de pressão é uma análise de resistência estrutural, que se dá através das formulações apresentadas pelo código ASME, onde são encontradas as tensões atuantes nos seus componentes. Estas tensões são comparadas com as tensões admissíveis dos materiais nas devidas condições de projeto. Estas tensões admissíveis também são fornecidas pelo código ASME.

Em vários casos, aplicações inteligentes de princípios bem conhecidos levaram à simplificação de conceitos que facilitaram a tarefa do projetista. Assim, muitas das vezes, algumas regras colocadas nos códigos não são facilmente entendidas, visto que foram baseadas na experiência de projetos de sucesso desenvolvidos ao longo dos anos, não sendo possível elucidar por completo sua metodologia (SPENCE & TOOTH, 1994).

Este trabalho estuda um dos casos onde o ASME não apresenta uma solução analítica para o dimensionamento do componente. A adoção dos valores de medida e espessura mínima deveu-se a experiência em projetos anteriores bem sucedidos.

Os componentes envolvidos no objeto de estudo deste trabalho são um trecho de costado cilíndrico, um tampo hemisférico, o *Taper*, conjuntos bocal tipo autoreforçante com flange, saia de sustentação do equipamento e os travamentos necessários para suportar as cargas. As Figuras 2.1, 2.2 e 2.3 ilustram os principais componentes de um vaso de pressão.

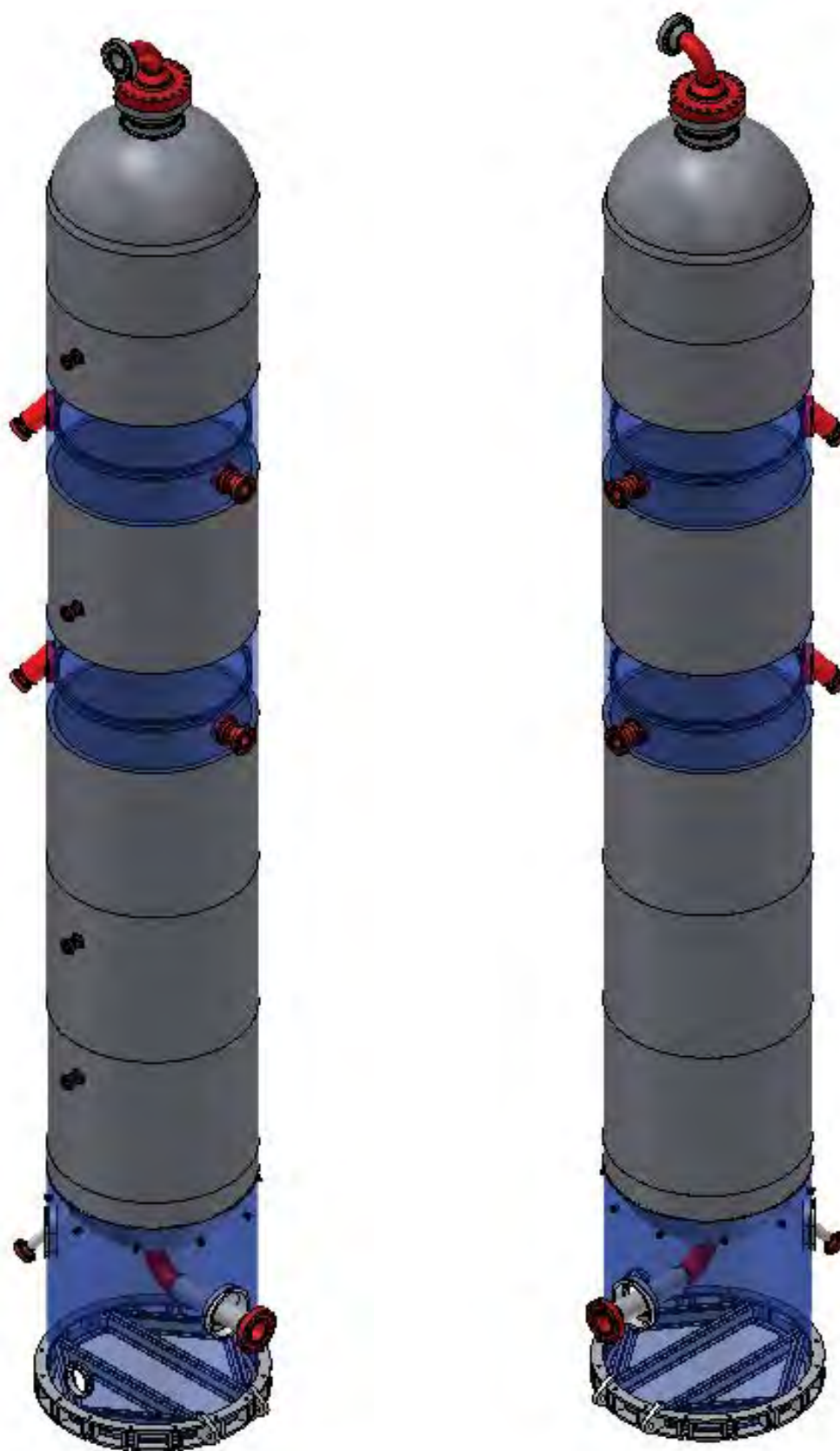


Figura 2.1 – Conjunto geral do reator analisado.



Figura 2.2 – Tampo superior, *Taper* e bocal do reator.

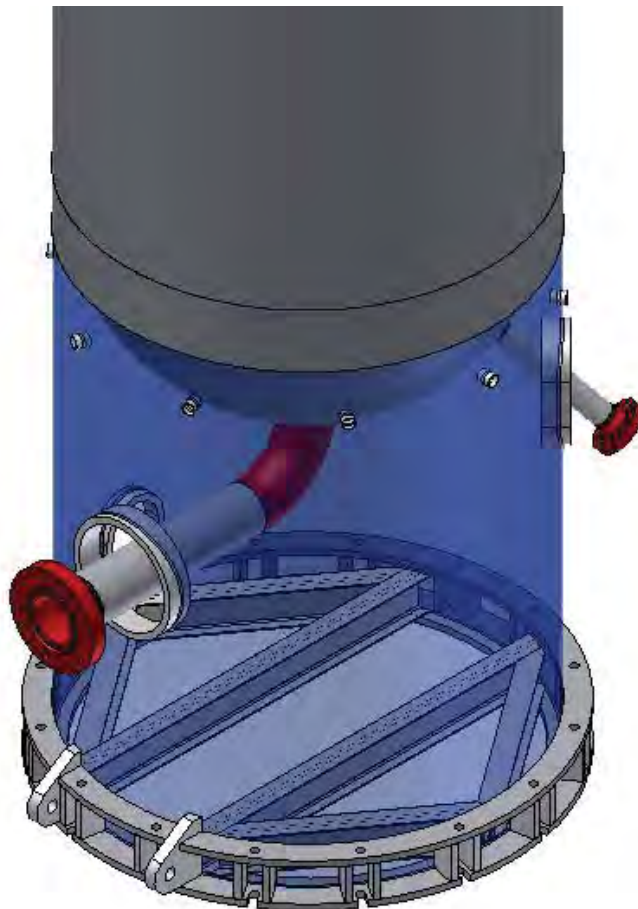


Figura 2.3 – Região da saia de sustentação e olhais para içamento do reator.

Conforme o código ASME, os vasos de pressão devem se projetados para suportar as seguintes cargas, quando pertinente:

- 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 fluidos;
- Diferentes coeficientes de expansão térmica dos materiais;
- Pressões incomuns como as causadas por deflagração.

2.3 TEORIA DE CASCAS

Tanto para o projeto por norma quanto por análise, a teoria de projeto inicialmente foi desenvolvida com base na teoria de cascas. Assim, todo o conhecimento desenvolvido e até hoje existente nas normas e para a análise de tensões tem como base a teoria de cascas finas.

Nos códigos de projeto de vasos de pressão, as espessuras básicas dos elementos principais (cascos) são calculadas através de formulações matemáticas baseadas em métodos bastante simples de análise de tensões juntamente com as tensões admissíveis de projeto (SPENCE & TOOTH, 1994).

Este fato é ilustrado na Figura 2.4. Considere o caso de uma casca fina cilíndrica e longa de raio (r) e espessura (t) submetida a um carregamento de pressão interna (p). Como seria esperado, forças e tensões surgirão na parede cilíndrica na direção circunferencial e, se o cilindro for fechado nas extremidades, também surgirão tensões na direção axial.

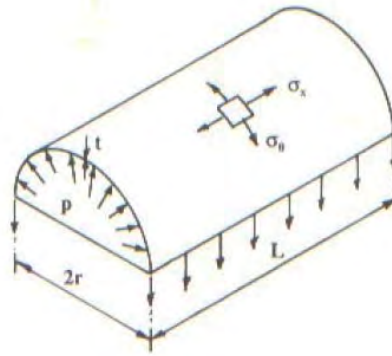


Figura 2.4 – Tensões circunferenciais (σ_θ) e axiais (σ_x) num cilindro de parede fina sujeito a pressão interna (adaptado de SPENCE & TOOTH, 1994).

Conforme Figura 2.4, o comprimento, raio e espessura são denotados respectivamente por L , r e t . As tensões circunferenciais, devido à aplicação da pressão interna p , são denotadas por (σ_θ) e as tensões axiais, por (σ_x). Ambas são assumidas uniformes através de toda a espessura e ao longo do comprimento, desde que o cilindro seja considerado “longo” e “fino”.

Por cilindro “longo”, entende-se que os tampos estejam distantes o suficiente, para que não provoquem distúrbios nas tensões na parte principal do cilindro. É evidente que próximo às extremidades, o comportamento do campo de tensões será diferente podendo haver elevados gradientes. Nesse caso, se necessário, uma espessura diferente deve ser empregada nestes locais.

Por cilindro “fino”, entende-se que o raio do cilindro seja muito maior que sua espessura de parede, de modo que não haja necessidade de identificar o raio como sendo associado como uma superfície de parede em especial (interna, externa ou média).

As forças devem estar em equilíbrio na forma das Eqs. 2.1 e 2.2.

$$2tL\sigma_\theta = 2rLp \Rightarrow \sigma_\theta = \frac{pr}{t} \quad (2.1)$$

Onde:

σ_θ = tensão circunferencial;

L = comprimento;

p = pressão;
 r = raio;
 t = espessura .

Similarmente, considerando a seção diametral e fazendo o equilíbrio longitudinal, encontra-se a tensão longitudinal:

$$2\pi r t \sigma_x = \pi r^2 p \Rightarrow \sigma_x = \frac{pr}{2t} \quad (2.2)$$

Onde:

σ_x = tensão longitudinal.

Estas tensões são normalmente conhecidas como tensões de membrana, desde que não haja variação da tensão através de espessura, por exemplo, pela ação de tensões de flexão.

Vale salientar que, as tensões foram obtidas considerando apenas as condições de equilíbrio.

É muito útil considerar as tensões de membrana como atuando na superfície média da casca. Na prática, no entanto, na maioria das vezes os vasos de pressão têm as espessuras significativas, comparadas aos raios.

De fato, as Eqs. 2.1 e 2.2 são válidas se $r \geq 10t$ e são freqüentemente utilizadas para $r \geq 5t$ (SPENCE & TOOTH, 1994).

Equações mais precisas ou exatas estão disponíveis nas normas que consideram a influência da espessura em relação ao diâmetro. Por exemplo, para um cilindro longo e de espessura “grossa”, as equações de Lamé devem ser consideradas (SPENCE & TOOTH, 1994). As Eqs. 2.3, 2.4 e 2.5 representam tal condição, considerando o carregamento de pressão interna.

$$\sigma_{\theta} = \frac{p \left(1 + \left(\frac{r_o}{r} \right)^2 \right)}{\left(\frac{r_o}{r_i} \right)^2 - 1} \quad (2.3)$$

$$\sigma_r = \frac{p \left(1 - \left(\frac{r_o}{r} \right)^2 \right)}{\left(\frac{r_o}{r_i} \right)^2 - 1} \quad (2.4)$$

$$\sigma_x = \frac{p}{\left(\frac{r_o}{r_i} \right)^2 - 1} \quad (2.5)$$

Onde:

σ_r = tensão radial;

r_o = raio externo;

r_i = raio interno.

Para efeito de comparação com a metodologia do código ASME, devemos calcular a tensão combinada de von Mises. Para isso temos que transferir as componentes tangencial, longitudinal e radial para as tensões principais e isso é feito de modo que as componentes de cisalhamento sejam nulas. Deste modo temos que σ_{θ} , σ_x e σ_r são iguais a σ_1 , σ_2 e σ_3 respectivamente. A tensão de von Mises é definida como:

$$\sigma_T = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]^{0.5} \quad (2.6)$$

Onde:

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 2.5.

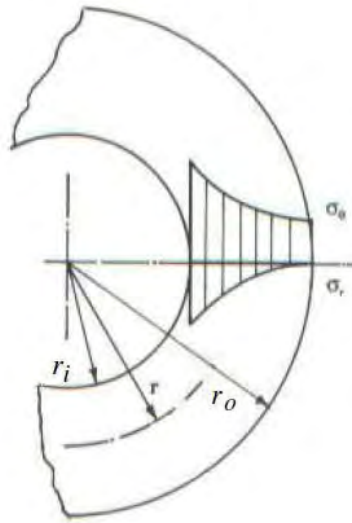


Figura 2.5 – Distribuição de tensões circunferenciais (σ_θ) e radiais (σ_r) ao longo da espessura de um vaso de parede espessa (adaptado de SPENCE & TOOTH, 1994).

As Eqs. 2.3, 2.4 e 2.5 são úteis para aplicações em vasos submetidos à alta pressão, porém outras considerações devem ser seguidas. No entanto, para um cilindro moderadamente “espesso”, uma aproximação razoável para a tensão circunferencial, a qual é usualmente a maior, é empregar a teoria da casca fina utilizando o raio médio ou diâmetro médio conforme Eq. 2.7.

$$D_m = D_i + t \quad (2.7)$$

Onde:

D_m = diâmetro médio;

D_i = diâmetro interno.

Utilizando D_m , e substituindo na Eq. 2.1, temos:

$$\sigma_{\theta} = \frac{pD_m}{2t} = \frac{p(D_i + t)}{2t} \quad (2.8)$$

Se a tensão circunferencial admissível (σ_{θ}) for igualada a tensão admissível do código de projeto (S), então a Eq. 2.8 pode ser reescrita como:

$$t = \frac{pD_i}{2S - p} \quad (2.9)$$

A Eq. 2.9 é típica nas equações básicas nas normas de vasos de pressão. Este é um tipo de equação empregado para a avaliação e estimativa das espessuras das cascas e como ponto de partida para o projeto.

A máxima diferença entre as 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 desde o valor da pressão na superfície interna até zero na superfície externa. Se for considerada aproximadamente $p/2$ e denotada como negativa (tensão compressiva), a intensidade de tensões ($\sigma_{\theta} - \sigma_r$) igualada à tensão admissível de projeto S pode ser então escrita segundo a Eq. 2.10, que pode ser reescrita de acordo com Eq. 2.11, que assume forma idêntica à Eq. 2.9.

$$S = \sigma_{\theta} - \sigma_r = \frac{pD_i}{2t} - \left(-\frac{p}{2}\right) \quad (2.10)$$

$$t = \frac{pD_i}{2S - p} \quad (2.11)$$

Porém, deve ser ressaltado que, onde esse modelo analítico simplificado do cilindro sofre um distúrbio, o padrão das tensões de membrana fica totalmente alterado. Por exemplo, 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).

A análise de descontinuidades de casca permite que se calculem estas tensões e seus efeitos, utilizando o método dos esforços. Em tal método, através de soluções analíticas, as chamadas forças e momentos de extremidades, como mostrado na Figura 2.4, são relacionados com os deslocamentos e rotações de extremidades. Estas relações de extremidades são calculadas para cada parte do vaso. A condição de compatibilidade de deslocamento e rotação entre elas permite, então, que sejam encontradas as forças e momentos de extremidades nas junções e, finalmente, calculadas as tensões nas várias partes.

É justamente nesta região de distribuição de tensões mais complexas que se situa o *Taper*, um dos componentes estudados. Mais adiante veremos de modo detalhado como realmente ocorrem as distribuições de tensões neste componente do vaso de pressão.

2.4 DIMENSIONAMENTO CONFORME ASME SEÇÃO VIII DIVISÃO 2

2.4.1 Dimensionamento do tampo hemisférico

De acordo com o parágrafo 4.3.5 *Spherical Shells and Hemispherical Heads* do código ASME Seção VIII divisão 2, a espessura mínima requerida para este componente deve ser determinada de acordo com a seguinte equação:

$$t = \frac{D}{2} \left(\exp \left[\frac{0,5P}{SE} \right] - 1 \right) \quad (2.12)$$

Onde:

D = diâmetro interno;

P = pressão;

S = tensão admissível;

E = eficiência de junta = 1,0 para este caso.

No caso de haver, além da pressão interna, outras cargas como força axial, momento fletor e momento tursor, conforme mostra a Figura 2.6, o dimensionamento

deverá ser conforme os requerimentos do parágrafo 4.3.10 do código ASME Seção VIII divisão 2. Neste parágrafo são apresentadas as fórmulas para o cálculo de tensões combinadas e as tensões admissíveis do material.

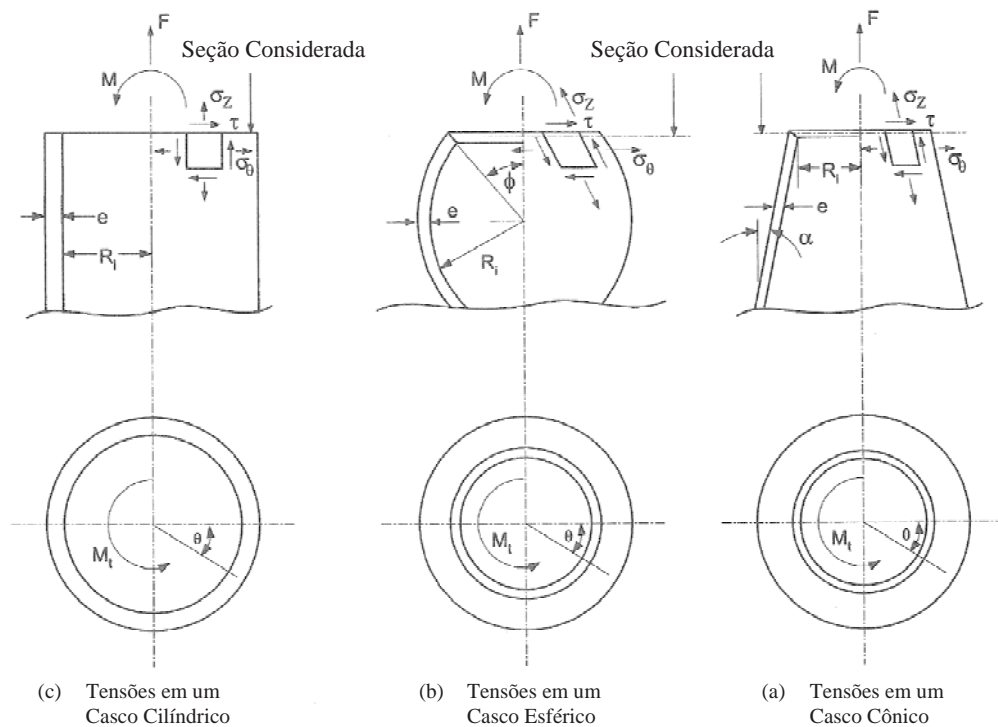


Figura 2.6 – Superfícies de revolução sujeitas à cargas suplementares (adaptado de ASME Section VIII Division 2).

As regras deste parágrafo são válidas se atenderem a todos os seguintes requisitos:

- as regras são aplicáveis se a região em estudo estiver a uma distância mínima de $2,5\sqrt{R_i t}$ de uma descontinuidade estrutural;
- estas regras não levam em conta a ação de forças de cisalhamento, uma vez que estas cargas geralmente podem ser descartadas;
- a razão entre o raio interno do tampo e sua espessura é maior que 3,0.

Atendido os requisitos os seguintes passos devem ser efetuados:

Passo 1 – Cálculo da tensão de membrana para cascos esféricos:

$$\sigma_{\theta m} = \frac{P}{2E \ln \left[\frac{D_o}{D_i} \right]} \quad (2.13)$$

Onde:

$\sigma_{\theta m}$ = tensão de membrana circunferencial;

D_o = diâmetro externo;

D_i = diâmetro interno;

$E = 1,0$ para solda inspecionada por radiografia total.

$$\sigma_{sm} = \frac{1}{E} \left(\frac{P}{2 \ln \left[\frac{D_o}{D} \right]} + \frac{4F}{\pi(D_o^2 - D^2) \sin^2[\phi]} + \frac{32MD_o}{\pi(D_o^4 - D^4) \sin^3[\phi]} \right) \cos[\phi] \quad (2.14)$$

Onde:

σ_{sm} = tensão de membrana longitudinal;

F = força axial atuando na seção transversal;

ϕ = ângulo da seção circunferencial em uma casca esférica;

M = momento atuando na seção transversal.

$$\tau = \frac{32MD_o}{\pi(D_o^4 - D^4) \sin^3[\phi]} \cos[\phi] \sin[\theta] + \frac{16M_t D_o}{\pi(D_o^4 - D^4) \sin^2[\phi]} \quad (2.15)$$

Onde:

τ = tensão de cisalhamento;

θ = ângulo da seção circunferencial em uma casca cilíndrica;

M_t = momento torsor atuando na seção transversal.

Passo 2 – Cálculo das tensões principais:

$$\sigma_1 = 0,5 \left(\sigma_{\theta m} + \sigma_{sm} + \sqrt{(\sigma_{\theta m} - \sigma_{sm})^2 + 4\tau^2} \right) \quad (2.16)$$

$$\sigma_2 = 0,5 \left(\sigma_{\theta m} + \sigma_{sm} + \sqrt{(\sigma_{\theta m} - \sigma_{sm})^2 + 4\tau^2} \right) \quad (2.17)$$

$$\sigma_3 = 0,5P \quad (2.18)$$

Passo 3 – Em qualquer ponto do costado o seguinte limite deve ser satisfeito:

$$\sigma_T = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]^{0,5} \leq SE \quad (2.19)$$

Passo 4 – Para cascas esféricas, o critério para o cálculo da tensão de compressão admissível do parágrafo 4.4.12.4 do código ASME Seção VIII Divisão 2 deve ser satisfeita. Note que a condição de contorno para este caso deve ser ação das cargas combinadas sem a ação da pressão interna.

Portanto, para a definição da espessura mínima requerida conforme o código ASME, duas condições devem ser verificadas: espessura mínima requerida devido à pressão interna e espessura mínima requerida devido às cargas combinadas sem a ação da pressão interna.

2.4.2 Definição e dimensionamento do *Taper*

O *Taper* fica situado entre o costado e o tampo hemisférico e sua função é suavizar a diferença de espessuras e forma entre costado de tampo hemisférico de modo a atenuar a concentração de tensões.

Conforme mencionado anteriormente, o dimensionamento do *Taper* não é feito através de fórmulas e sim através de uma geometria proposta pelo ASME. O *Taper* utilizado para o estudo está na Tabela 4.2.5, detalhe 4 do código ASME Seção VIII Divisão 2, conforme mostra a Figura 2.7.

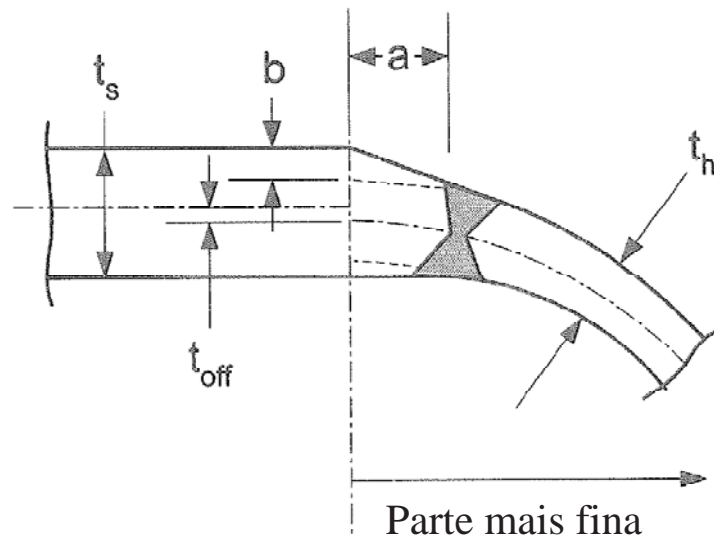


Figura 2.7 – Região do *Taper* conforme código ASME (adaptado de ASME Section VIII Division 2).

Onde deve-se ter:

$$a \geq 3b ; \quad (2.20)$$

$$t_{off} \leq 0,5(t_h - t_s) \text{ para qualquer dos lados.} \quad (2.21)$$

2.4.3 Dimensionamento do costado cilíndrico

De acordo com o parágrafo 4.3.3 *Cylindrical Shells* do código ASME Seção VIII Divisão 2, a espessura mínima requerida para este componente deve ser determinada de acordo com a seguinte equação:

$$t = \frac{D}{2} \left(\exp \left[\frac{P}{SE} \right] - 1 \right) \quad (2.22)$$

Assim como no dimensionamento do tampo hemisférico, o costado também deve ser dimensionado, no caso de haver, além da pressão interna, outras cargas como força axial, momento fletor ou momento torsor. O dimensionamento deverá ser conforme os requerimentos do parágrafo 4.3.10 do código ASME Seção VIII Divisão 2. Neste parágrafo são apresentadas as fórmulas para o cálculo de tensões combinadas

e as tensões admissíveis do material. As regras deste parágrafo são válidas se atenderem a todos os seguintes requisitos:

- d) as regras são aplicáveis se a região em estudo estiver a uma distância mínima de $2,5\sqrt{R_i t}$ de uma descontinuidade estrutural;
- e) estas regras não levam em conta a ação de forças de cisalhamento, uma vez que estas cargas geralmente podem ser descartadas;
- f) a razão entre o raio interno do tampo e sua espessura é maior que 3,0.

Atendido os requisitos os seguintes passos devem ser efetuados:

Passo 1 – Cálculo da tensão de membrana para cascos cilíndricos:

$$\sigma_{\theta m} = \frac{P}{E \ln \left[\frac{D_o}{D} \right]} \quad (2.23)$$

$$\sigma_{sm} = \frac{1}{E} \left(\frac{PD^2}{D_o^2 - D^2} + \frac{4F}{\pi(D_o^2 - D^2)} + \frac{32MD_o \cos[\theta]}{\pi(D_o^4 - D^4)} \right) \quad (2.24)$$

$$\tau = \frac{16M_t D_o}{\pi(D_o^4 - D^4)} \quad (2.25)$$

Passo 2 – Cálculo das tensões principais:

$$\sigma_1 = 0,5 \left(\sigma_{\theta m} + \sigma_{sm} + \sqrt{(\sigma_{\theta m} - \sigma_{sm})^2 + 4\tau^2} \right) \quad (2.26)$$

$$\sigma_2 = 0,5 \left(\sigma_{\theta m} + \sigma_{sm} - \sqrt{(\sigma_{\theta m} - \sigma_{sm})^2 + 4\tau^2} \right) \quad (2.27)$$

$$\sigma_3 = 0,5P \quad (2.28)$$

Passo 3 – Em qualquer ponto do costado o seguinte limite deve ser satisfeito:

$$\frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]^{0,5} \leq SE \quad (2.29)$$

Passo 4 – Para cascas cilíndricas, se a tensão meridional σ_{sm} for de compressão, a equação 2.30 deve ser satisfeita, onde a tensão de compressão admissível F_{xa} , deve ser avaliada utilizando o critério do parágrafo 4.4.12.2 do ASME Seção VIII Divisão 2, com $\lambda = 0,15$. Note que a condição de contorno para este caso deve ser ação das cargas combinadas sem a ação da pressão interna.

$$\sigma_{sm} \leq F_{xa} \quad (2.30)$$

Portanto, para a definição da espessura mínima requerida conforme o código ASME, duas condições devem ser verificadas: espessura mínima requerida devido à pressão interna e espessura mínima requerida devido às cargas combinadas sem a ação da pressão interna.

3 METODOLOGIA

3.1 INTRODUÇÃO

A metodologia do desenvolvimento deste trabalho se baseou na comparação das tensões encontradas utilizando as fórmulas analíticas e a solução numérica, utilizando análises de tensões via Método dos Elementos Finitos, ambos conforme código ASME. Tais análises foram realizadas considerando hipóteses de isotropia, homogeneidade e linearidade do material utilizando o software comercial ANSYS.

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

3.2 SELEÇÃO DO ELEMENTO

Uma vez que a geometria do objeto analisado é definida, o primeiro passo é selecionar o tipo de elemento que será utilizado. Para análises de vasos de pressão, três categorias de elementos são os mais utilizados: elementos sólidos assimétrico, elementos de casca e elemento sólido quadrático.

Os elementos sólido assimétrico e de casca oferecem reduções significantes no tempo de processamento de software, porém não podem ser aplicados em todos os casos, dependendo da forma como as cargas são aplicadas no modelo e também da geometria do modelo.

Para a correta utilização do elemento sólido assimétrico, a geometria e as cargas devem ser simétricas em relação ao seu eixo de revolução.

Para as geometrias analisadas, o elemento tipo casca não pode ser utilizado, uma vez que ocorre variação na espessura do objeto em estudo. Serão então utilizados elementos sólidos para os modelos e empregado o método de linearização de tensões conforme orienta o código ASME para obtenção da tensão de membrana.

O elemento sólido quadrático é provavelmente o elemento mais comumente utilizado em análises. No entanto, dependendo do tipo de elemento utilizado, o tempo envolvido tanto na criação do modelo como no esforço de processamento de software não é justificável na análise de vasos de pressão com espessura considerável. Isto é verdade, especialmente quando o elemento de 8 nós é utilizado. Com o uso deste elemento é essencial que se utilize de 3 a 5 elementos ao longo da espessura do vaso, gerando com isso um número total de elementos muito grande e com isso um elevado esforço de processamento de software. Já para o elemento quadrático sólido de 20 nós o uso de 3 elementos ao longo da espessura do vaso resulta em um campo de tensões bastante preciso, podendo ser utilizado 2 elementos ao longo da espessura para obtenção de resultados suficientemente precisos.

Para redução no número de elementos e consequente ganho de processamento de software, serão utilizados para o modelo com elemento sólido quadrático, elementos de 20 nós com 3 graus de liberdade por nó. Este tipo de elemento foi recomendado e utilizado com êxito, inclusive quando comparado com modelos experimentais, em outros estudos consultados. No software ANSYS o elemento correspondente, SOLID186, foi utilizado para a geração da malha.

O elemento SOLID186 é um elemento tridimensional com três graus de liberdade por nó (translação segundo X, Y e Z) e quadrático. Ele é composto por 20 nós distribuídos conforme o esquema mostrado na Figura 3.1, permitindo a formulação de materiais com plasticidade, encruamento, fluência e capacidade de grandes deformações. Além de sua configuração com base hexaédrica, o elemento SOLID186 pode ter uma configuração piramidal, prismática ou tetraédrica, o que permite adaptar-se à geometria do modelo.

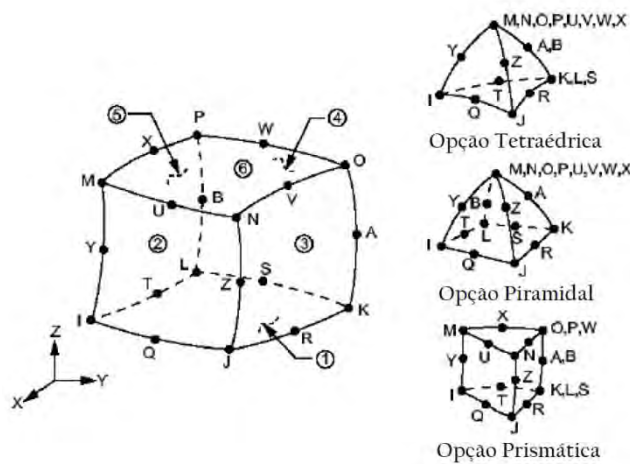


Figura 3.1 – Geometria do elemento SOLID186 (adaptado de ANSYS, 2010).

Os elementos sólidos hexaédricos são próprios para analisar o estado triaxial de tensões (ALVES FILHO, 2000). Eles são indicados para analisar os efeitos de flexão combinados com as tensões de membrana geral, combinação presente neste estudo.

3.3 GERAÇÃO DA MALHA

Tipicamente, um acréscimo menor do que 5% nas tensões quando se dobra a densidade da malha garantem que as tensões indicadas estão de 5 a 10% dos valores de convergência da malha (PORTER, 2009).

Esta metodologia será utilizada em todos os modelos e a malha adotada será a maior possível dentro do critério descrito acima, de modo a não carregar demais o modelo e otimizar os recursos computacionais.

3.4 CONDIÇÕES DE CONTORNO

Para cada modelo será gerada uma figura indicando as condições de contorno utilizadas. As condições utilizadas são comuns entre os modelos e constam de restrição de movimentos como engastamentos e cargas aplicadas em forma de força ou pressão em aberturas como bocais. Estas cargas são necessárias pois os bocais são analisados sem seu acoplamento, ou seja, abertos. Como o equipamento é pressurizado, uma carga de reação precisa ser aplicada na extremidade do bocal. Esta carga é equivalente a força atuando na seção transversal do tubo correspondente a tensão longitudinal provocada pela pressão interna do equipamento.

3.5 CARGAS APLICADAS

As cargas aplicadas também serão ilustradas em uma figura do modelo analisado. Para as condições onde o equipamento está pressurizado, a pressão utilizada será 15,21 MPa, valor correspondente a Pressão Máxima de Trabalho Admissível - PMTA do reator.

O esquema de içamento é ilustrado nas Figuras 3.2 e 3.3 e suas cargas e respectivos ângulos de acordo com as condições mostradas na Tabela 1. O peso do equipamento vazio, condição de transporte, é de 368.000 kg. O fator de impacto devido a pequenos choques durante a movimentação e também devido a segurança adotado foi de 1,5. Com este fator, o peso resultante para o equipamento é de 552.000 kg e para o cálculo foi arredondado para 560.000 kg.

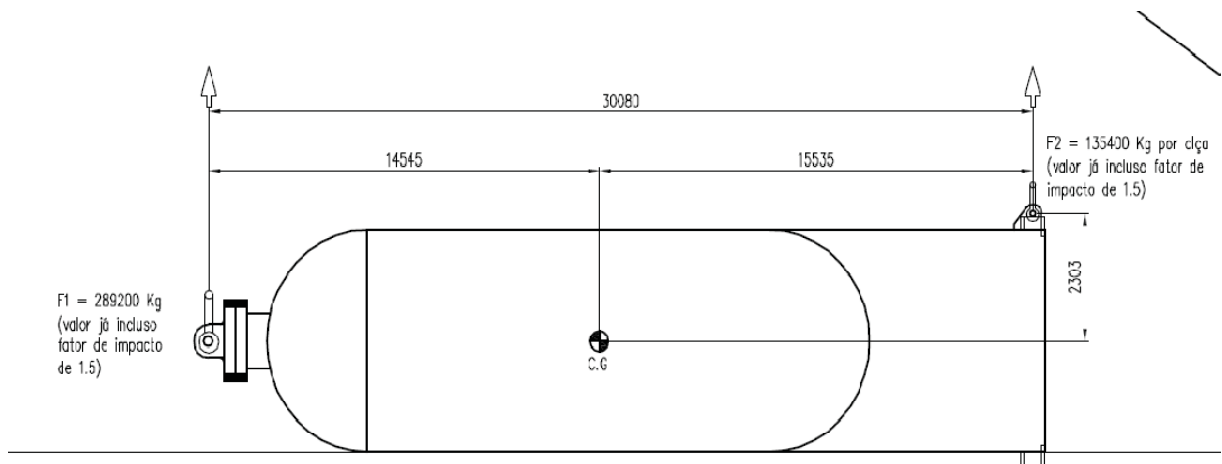


Figura 3.2 – Esquema de içamento na posição horizontal.

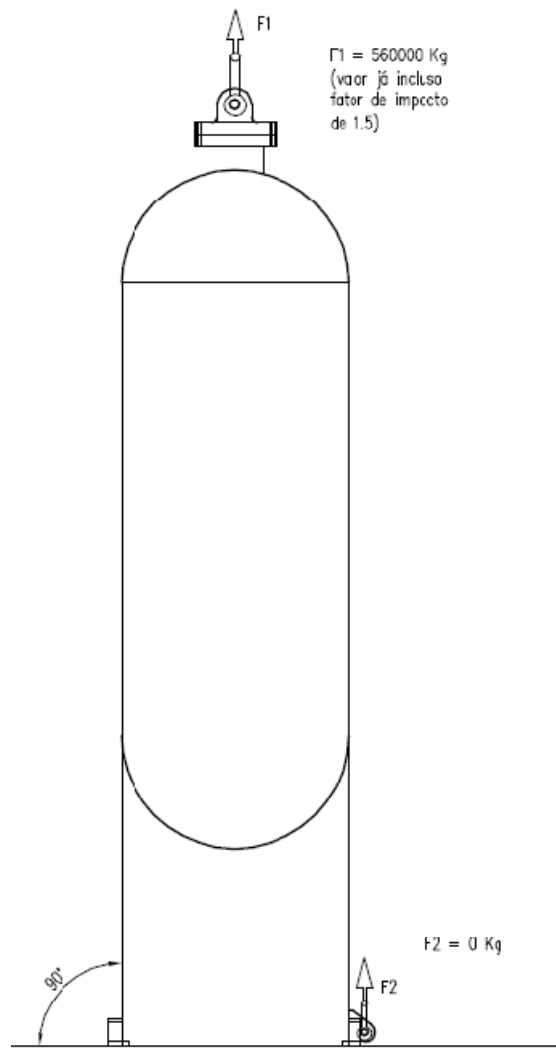


Figura 3.3 – Esquema de içamento na posição vertical.

Tabela 1 – Cargas durante içamento.

Inclinação [°]	Valor [N]				
	0	35	45	70	90
F1 – Olhal Superior	2.837.203	2.956.672	3.004.598	3.251.495	5.493.548
F1r - radial	2.837.203	2.421.964	2.124.573	1.112.080	0
F1l - longitudinal	0	1.695.876	2.124.570	3.055.405	5.493.548
F2 – Saia	2.656.397	2.536.928	2.489.002	2.242.105	0
F2r - radial	2.656.397	2.078.131	1.759.991	766.847	0
F2l - longitudinal	0	1.455.121	1.759.989	2.106.888	0

A carga F2 se aplica aos dois olhais, sendo o valor em cada olhal igual à metade do valor apresentado na Tabela 1.

3.6 LINEARIZAÇÃO DAS TENSÕES

De acordo com o código ASME, quando são utilizados elementos contínuos no método dos elementos finitos, a distribuição de tensão total é obtida como resultado. Para se obter as tensões primária de membrana, primária de flexão, secundária e de pico, a distribuição total de tensões deve ser linearizada em componentes de tensão e estas usadas para calcular as tensões equivalentes. Uma vez obtidas estas tensões, elas são comparadas com as tensões admissíveis conforme segue:

$$P_m \leq S$$

$$P_L \leq 1,5S$$

$$(P_L + P_b) \leq 1,5S$$

Onde:

P_m = tensão primária de membrana geral;

P_L = tensão primária de membrana localizada;

$P_L + P_b$ = tensão primária de membrana localizada + tensão primária de momento.

3.7 CLASSIFICAÇÃO DAS TENSÕES

Tensão equivalente geral de membrana primária (P_m):

A tensão geral de membrana primária é a tensão equivalente, obtida através da média de tensões encontradas através da espessura da seção pelo processo de linearização, das tensões primárias gerais produzidas pela pressão interna e outros carregamentos mecânicos específicos, mas excluindo as tensões secundárias e as de pico.

Tensão equivalente local de membrana primária (P_L):

A tensão local de membrana primária é a tensão equivalente, obtida através da média de tensões encontradas através da espessura da seção pelo processo de linearização, das tensões primárias locais produzidas pela pressão interna e outros carregamentos mecânicos específicos, mas excluindo as tensões secundárias e as de pico. Uma região de tensões é considerada local se a distância sobre a qual a tensão equivalente excede 1,1S não se estende, na direção meridional, mais do que $\sqrt{R_i t}$.

Os pontos de concentração de tensões onde as tensões locais de membrana primária excedem o limite de 1,1S e também a distância na direção meridional de $\sqrt{R_i t}$ devem ser separados, na direção meridional, a uma distância maior ou igual a $1,25\sqrt{(R_1 + R_2)(t_1 + t_2)}$ para que não ocorra uma sobreposição das áreas onde a tensão de membrana esteja ultrapassando o limite de 1,1S.

Tensão primária de membrana (geral ou local) mais tensão primária de flexão ($P_L + P_b$):

A tensão primária de membrana mais tensão primária de flexão, é a tensão equivalente correspondente a máxima tensão obtida através da espessura da seção pelo processo de linearização, produzida pela pressão interna e outros carregamentos mecânicos específicos, mas excluindo as tensões secundárias e as de pico.

Tensão Primária (P) é a tensão desenvolvida por um carregamento imposto, necessária para satisfazer as leis de equilíbrio entre as forças e momentos externos e

internos. A sua característica básica é não ser auto-limitante. Se exceder o limite de escoamento do material ao longo de toda sua espessura, a proteção contra a falha passa a ser totalmente dependente das propriedades de encruamento do material. Esta categoria está associada com o colapso plástico e a deformação plástica excessiva.

Tensão Secundária (Q) é uma tensão desenvolvida por restrição de deformações na própria estrutura. Ao invés de equilibrar um carregamento externo, ela deve satisfazer a um conjunto de deformações impostas. Sua característica básica é ser auto-limitante. Escoamento localizado e/ou pequenas distorções podem satisfazer as condições de descontinuidade local ou de expansões térmicas que provocaram o aparecimento desta tensão.

O efeito da tensão secundária, combinada com a tensão primária, está associado com o acúmulo de deformações plásticas em ciclos de carregamentos.

Tensão de Pico (F) é a maior tensão na região considerada. A sua característica básica é que ela não causa distorções significativas, podendo, no entanto, ser uma possível origem de falha por fadiga.

3.8 TENSÕES ADMISSÍVEIS

Todos os materiais tem comportamento elástico linear e as tensões equivalentes são calculadas pela teoria de von Mises, adotada pelo código ASME.

O material do costado é o A – 336 gr. F 22 V. O material da saia e anel de base é o A – 387 gr. 22 cl. 2. O material da tampa de içamento é o A – 105. O material do olhal de içamento da saia é o A – 516 - 60. O material das vigas de reforço da saia é o A – 36.

As tensões são avaliadas conforme o critério de tensões admissíveis dos parágrafos 5.2, 5.5.6, e figura 5-1 da Parte 5 do Código ASME Seção VIII Divisão 2 Parte 5. A tensão admissível básica (geral de membrana) é S.

Para verificação de colapso plástico (parágrafo 5.2.2 Código ASME Seção VIII Divisão 2) a tensão local de membrana (P_L) admissível e a tensão primária de flexão ($P_L + P_B$) admissível são de 1,5 S. Ainda contra o colapso plástico do material, uma análise elástica do material (parágrafo 5.3.2 Código ASME Seção VIII Divisão 2) deve

ser realizada. Para esta verificação o estado triaxial de tensões, ou seja, a soma das tensões locais de membrana e principais de flexão devem ser inferiores a $4S$.

Para verificação contra deformação plástica progressiva (parágrafo 5.5.6.1 Código ASME Seção VIII Divisão 2) a tensão secundária de membrana mais flexão (Q) admissível é o maior valor entre $3S$ e $2S_y$.

Para os materiais envolvidos no projeto e a metodologia de tensões admissíveis de acordo com o código ASME Seção II Parte D, a Tabela 2 foi montada especificando cada material e suas tensões admissíveis em MPa.

Tabela 2 – Tensões Admissíveis dos Materiais.

Material	Temperatura (°C)	Tensão primária de membrana	Tensão local de membrana ou primária de flexão	Tensão secundária	Tensão triaxial
A – 336 F 22 V	430	226	339	678	904
A – 336 F 22 V	20	244	366	732	976
A – 387 gr. 22 cl. 2	20	207	310,5	621	828
A-182-F347	430	126	189	410	504
A – 516 – 60	20	147	220	441	588
A – 105	20	165	247,5	495	660
A – 36	20	165	247,5	495	660

4 RESULTADOS DAS SOLUÇÕES ANALÍTICAS

4.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo são apresentados os resultados analíticos da teoria de cascas e da solução conforme formulação do código ASME Seção VIII Divisão 2 para o tampo hemisférico e o costado, as dimensões finais do *Taper* conforme limites estabelecidos pelo código ASME.

Os componentes analisados neste trabalho são de um Reator de Hidrotratamento da Unidade de Hidrotratamento de Correntes Instáveis de Diesel da Refinaria de Paulínia REPLAN da Petrobras. O reator trabalha a uma pressão de operação de 127 kgf/cm² (12,45 MPa) e a temperatura máxima de operação é 402 °C. Sua pressão de projeto é 154,9 kgf/cm² (15,19 MPa) e a temperatura de projeto é 430 °C.

Apesar da pressão de projeto já ser maior do que a pressão de operação do equipamento, uma medida comum para o projeto destes equipamentos é dimensionar componentes como bocais para a PMTA do equipamento. Neste caso, a PMTA do reator é de 15,21 MPa e este valor será utilizado em todas as análises a favor da segurança.

Os principais dados do reator são:

$P_{proj} = 154,0 \text{ kgf/cm}^2$ (15,19 MPa) – pressão de projeto;

$T_{proj} = 430 \text{ °C}$ – temperatura de projeto;

PMTA = 155,1 kgf/cm² (15,21 MPa) – pressão máxima de trabalho admissível;

$D_{costado} = 3.742,0 \text{ mm}$ – diâmetro interno do costado;

$D_{tampo} = 3.806,0 \text{ mm}$ – diâmetro interno do tampo hemisférico;

$t_{casco} = 132 \text{ mm}$;

$t_{tampo} = 68 \text{ mm}$;

LT à LT = 21.820,0 mm – comprimento entre linhas de tangência;

Olhal à Olhal = 30.080,0 mm – comprimento entre olhais de içamento;

$W_{vazio} = 368.000,0 \text{ kg}$ – peso do equipamento vazio;

$W_{op} = 696.500,0 \text{ kg}$ – peso do equipamento em operação.

4.2 RESULTADOS DAS EQUAÇÕES DE LAMÉ

As equações de Lamé foram calculadas para a obtenção das tensões de membrana no costado do equipamento (corpo cilíndrico) e servirão como base de comparação para os resultados obtidos através da formulação do código ASME e das análises numéricas através do software computacional.

Duas situações serão avaliadas uma com $r =$ raio interno e outra com $r =$ raio médio. Na primeira situação as tensões de flexão serão levadas em conta, pois será levado em consideração a espessura do equipamento, e teremos como resultado as tensões máximas atuando na seção do costado do equipamento. Na segunda situação teremos como resultado a tensão de membrana, pois estaremos realizando o cálculo para a linha média do equipamento, sem levar em consideração as tensões de flexão.

Primeira situação, $r =$ raio interno:

$$\sigma_{\theta} = \frac{p \left(1 + \left(\frac{r_o}{r} \right)^2 \right)}{\left(\frac{r_o}{r_i} \right)^2 - 1} = \frac{15,21 \left(1 + \left(\frac{2003}{1871} \right)^2 \right)}{\left(\frac{2003}{1871} \right)^2 - 1} = 223,45 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = \frac{p \left(1 - \left(\frac{r_o}{r} \right)^2 \right)}{\left(\frac{r_o}{r_i} \right)^2 - 1} = \frac{15,21 \left(1 - \left(\frac{2003}{1871} \right)^2 \right)}{\left(\frac{2003}{1871} \right)^2 - 1} = -15,21 \text{ MPa}$$

$$\sigma_x = \frac{p}{\left(\frac{r_o}{r_i} \right)^2 - 1} = \frac{15,21}{\left(\frac{2003}{1871} \right)^2 - 1} = 104,12 \text{ MPa}$$

Finalmente, a tensão de von Mises pode ser calculada como:

$$\sigma_T = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]^{0,5}$$

$$\sigma_T = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(223,45 - (-15,21))^2 + (-15,21 - 104,12)^2 + (104,12 - 223,45)^2 \right]^{0,5} = 206,69 \text{ MPa}$$

Segunda situação, r = raio médio:

$$\sigma_\theta = \frac{p \left(1 + \left(\frac{r_o}{r} \right)^2 \right)}{\left(\frac{r_o}{r_i} \right)^2 - 1} = \frac{15,21 \left(1 + \left(\frac{2003}{1937} \right)^2 \right)}{\left(\frac{2003}{1871} \right)^2 - 1} = 215,46 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = \frac{p \left(1 - \left(\frac{r_o}{r} \right)^2 \right)}{\left(\frac{r_o}{r_i} \right)^2 - 1} = \frac{15,21 \left(1 - \left(\frac{2003}{1937} \right)^2 \right)}{\left(\frac{2003}{1871} \right)^2 - 1} = -7,22 \text{ MPa}$$

$$\sigma_x = \frac{p}{\left(\frac{r_o}{r_i} \right)^2 - 1} = \frac{15,21}{\left(\frac{2003}{1871} \right)^2 - 1} = 104,12 \text{ MPa}$$

Finalmente, a tensão de von Mises pode ser calculada como:

$$\sigma_T = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]^{0,5}$$

$$\sigma_T = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(215,46 - (-7,22))^2 + (-7,22 - 104,12)^2 + (104,12 - 215,46)^2 \right]^{0,5} = 192,84 \text{ MPa}$$

4.3 RESULTADOS DO DIMENSIONAMENTO CONFORME ASME

Os resultados das formulações apresentadas no capítulo 2.4 são mostrados abaixo. Os resultados detalhados destes cálculos conforme código ASME se

encontram nos Apêndices A e B e foram obtidos através de um software específico para cálculo de vasos de pressão chamado Compress.

4.3.1 Resultados do tampo hemisférico

A espessura mínima requerida devido à pressão interna, conforme Eq. 2.12 é:

$$t = 65,13 \text{ mm}$$

O cálculo para encontrar a espessura mínima requerida devido às cargas combinadas é um processo iterativo. Para encontrá-la é necessário variar a espessura t e utilizar as Eqs. 2.13 a 2.19 até que se encontre uma tensão resultante total (σ_r) igual ou menor que a admissível (S). Encontrada a espessura mínima requerida (t), adota-se então um valor nominal e repetem-se os cálculos de 2.13 a 2.19 para encontrar as tensões reais atuantes no tampo hemisférico. A espessura mínima requerida devido às cargas combinadas é:

$$t = 67,41 \text{ mm}$$

O maior valor entre os dois critérios calculado deve ser adotado. Um valor nominal então é definido, onde são levados em conta tolerâncias de fabricação, avaliação de riscos e know-how do fabricante para viabilização da produção dentro de uma tolerância apertada ou não. Isto é necessário pois determinados processos acarretam em pequenas perdas de espessura do material, portanto esta margem sobre a espessura calculada da chapa deve ser prevista pelo fabricante.

Para este projeto foi definido uma espessura mínima nominal de 68 mm para o tampo hemisférico em questão. Os resultados obtidos para o tampo hemisférico com espessura nominal de 68 mm foram:

$$\sigma_{\theta m} = \frac{P}{2E \ln \left[\frac{D_o}{D_i} \right]} = 216,608 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{sm} = \frac{1}{E} \left(\frac{P}{2 \ln \left[\frac{D_o}{D} \right]} + \frac{4F}{\pi(D_o^2 - D^2) \sin^2[\phi]} + \frac{32MD_o}{\pi(D_o^4 - D^4) \sin^3[\phi]} \right) \cos[\phi] = 216,460 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{32MD_o}{\pi(D_o^4 - D^4) \sin^3[\phi]} \cos[\phi] \sin[\theta] + \frac{16M_t D_o}{\pi(D_o^4 - D^4) \sin^2[\phi]} = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = 0,5 \left(\sigma_{\theta m} + \sigma_{sm} + \sqrt{(\sigma_{\theta m} - \sigma_{sm})^2 + 4\tau^2} \right) = 216,608 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = 0,5 \left(\sigma_{\theta m} + \sigma_{sm} + \sqrt{(\sigma_{\theta m} - \sigma_{sm})^2 + 4\tau^2} \right) = 216,460 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = 0,5P = -7,605 \text{ MPa}$$

$$\sigma_T = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]^{0,5} = 224,139 \text{ MPa}$$

A tensão admissível S conforme critério do ASME é $S = 226 \text{ MPa}$, portanto a espessura de 68 mm atende aos requisitos de projeto.

4.3.2 Resultados do costado

A espessura mínima requerida devido a pressão interna, conforme Eq. 2.22 é:

$$t = 130,25 \text{ mm}$$

O cálculo para encontrar a espessura mínima requerida devido às cargas combinadas é um processo iterativo. Para encontrá-la é necessário variar a espessura t e utilizar as Eqs. 2.23 a 2.29 até que se encontre uma tensão resultante total (σ_T) igual ou menor que a admissível (S). Encontrada a espessura mínima requerida (t), adota-se então um valor nominal e repetem-se os cálculos de 2.23 a 2.29 para encontrar as

tensões reais atuantes no costado. A espessura mínima requerida devido às cargas combinadas é:

$$t = 115,78 \text{ mm}$$

O maior valor entre os dois critérios calculado deve ser adotado. Um valor nominal então é definido, onde são levados em conta tolerâncias de fabricação, avaliação de riscos e know-how do fabricante para viabilização da produção dentro de uma tolerância apertada ou não. Para este projeto foi definido uma espessura mínima nominal de 132 mm para o costado em questão. Os resultados obtidos para o costado com espessura nominal de 132 mm foram:

$$\sigma_{\theta m} = \frac{P}{E \ln \left[\frac{D_o}{D} \right]} = 223,109 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{sm} = \frac{1}{E} \left(\frac{PD^2}{D_o^2 - D^2} + \frac{4F}{\pi(D_o^2 - D^2)} + \frac{32MD_o \cos[\theta]}{\pi(D_o^4 - D^4)} \right) = 103,894 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{16M_t D_o}{\pi(D_o^4 - D^4)} = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = 0,5 \left(\sigma_{\theta m} + \sigma_{sm} + \sqrt{(\sigma_{\theta m} - \sigma_{sm})^2 + 4\tau^2} \right) = 223,109 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = 0,5 \left(\sigma_{\theta m} + \sigma_{sm} + \sqrt{(\sigma_{\theta m} - \sigma_{sm})^2 + 4\tau^2} \right) = 103,894 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = -0,5P = -7,605 \text{ MPa}$$

$$\frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]^{0,5} = 199,84 \text{ MPa}$$

A tensão admissível S conforme critério do ASME é $S = 226$ MPa, portanto a espessura de 132 mm atende aos requisitos de projeto.

4.3.3 Resultados do dimensionamento do *Taper*

O dimensionamento do *Taper* feito conforme Figura 2.7, seguindo a condição da Eq. 2.21 e com $t_{\text{off}} = 0$, ficou conforme mostra a Figura 4.1.

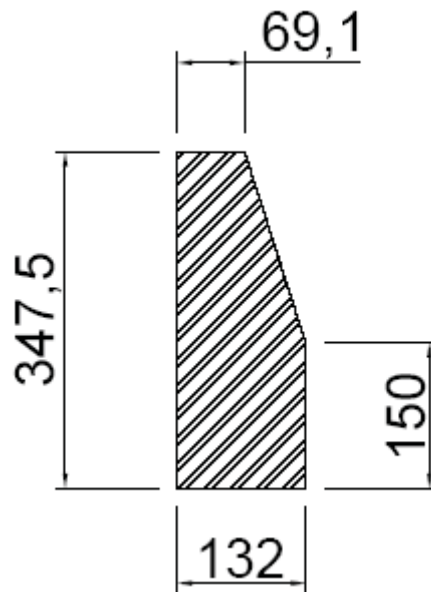


Figura 4.1 – Detalhe Dimensional do *Taper*.

Portanto, como podemos observar pela Figura 4.1, o *Taper* representa uma suavização da espessura entre o costado ($t = 132$ mm) e o tampo hemisférico ($t = 68$ mm). Podemos observar pela sua geometria que a parte superior do *Taper* ainda apresenta, do lado pressurizado, uma geometria cilíndrica, porém sua espessura neste ponto é de 68 mm, quase metade da espessura requerida de 131,03 mm.

5 RESULTADOS DAS SOLUÇÕES NUMÉRICAS

5.1 VALIDAÇÃO

Para validar as análises computacionais, primeiramente será analisado um trecho do costado do equipamento carregado apenas com pressão interna com objetivo de comparar os resultados com os encontrados através das soluções analíticas.

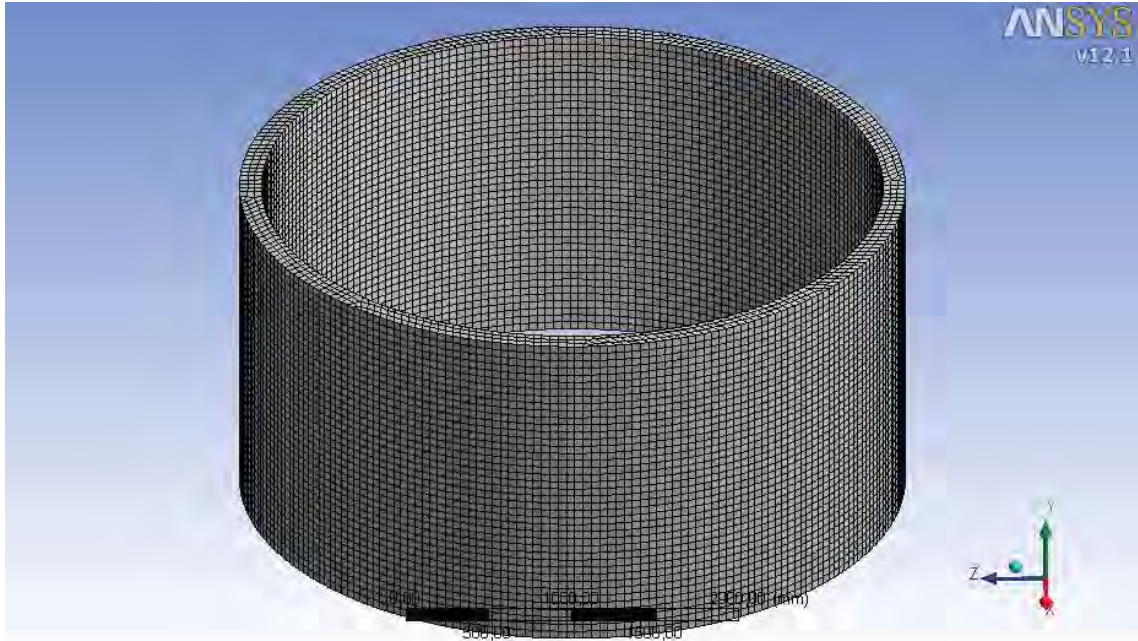


Figura 5.1 – Malha da seção do costado.

A Figura 5.1 ilustra a malha gerada para o trecho de costado analisado. O modelo gerado obteve uma boa precisão nos resultados utilizando uma malha com elementos de tamanho médio de 50 mm, que resultou em 30.012 elementos e 152.744 nós.

A Figura 5.2 ilustra os carregamentos e condições de contorno utilizados no modelo. Os carregamentos são pressão interna do reator de 15,21 MPa e as condições de contorno são o apoio e uma tensão longitudinal de 104,12 MPa simulando a tensão que surge devido ao reator ser um vaso fechado.



Figura 5.2 - Carregamentos e condições de contorno.

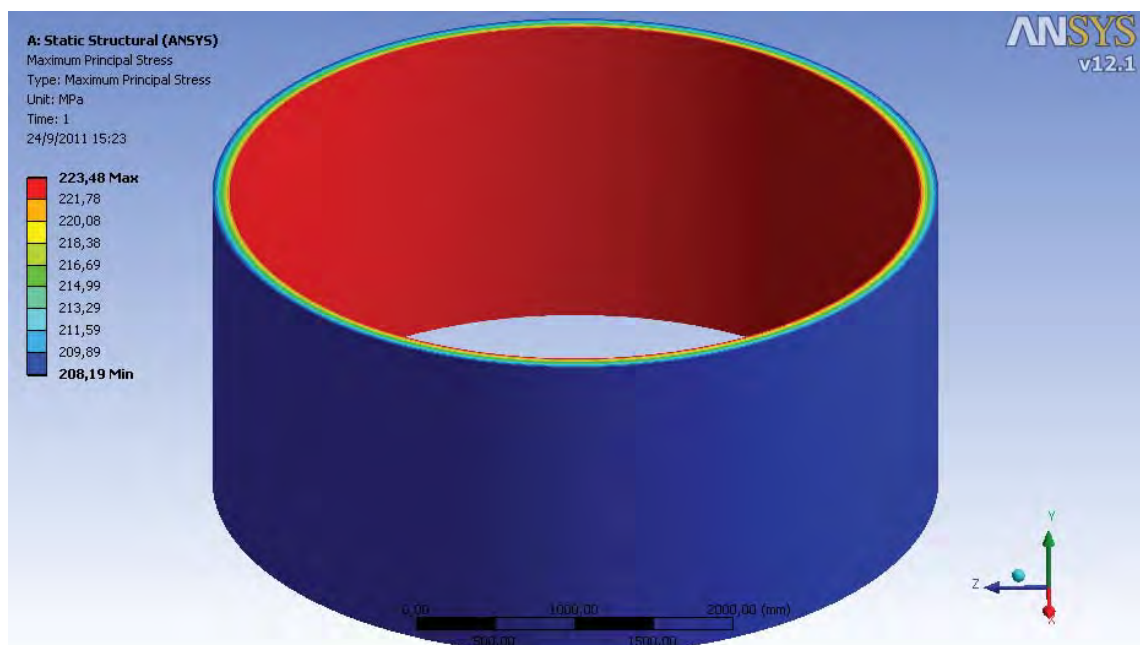


Figura 5.3 – Tensões principais máximas.

Através da Figura 5.3 podemos notar que o resultado encontrado para as tensões principais máximas (223,48 MPa) ficam muito próximas da encontrada pela Eq. 2.3 utilizando o raio interno, que é de 223,45 MPa e retrata a tensão máxima circunferencial. A variação do resultado foi de 0,013%.

A Figura 5.4 mostra o caminho da linearização de tensões através da espessura do costado.

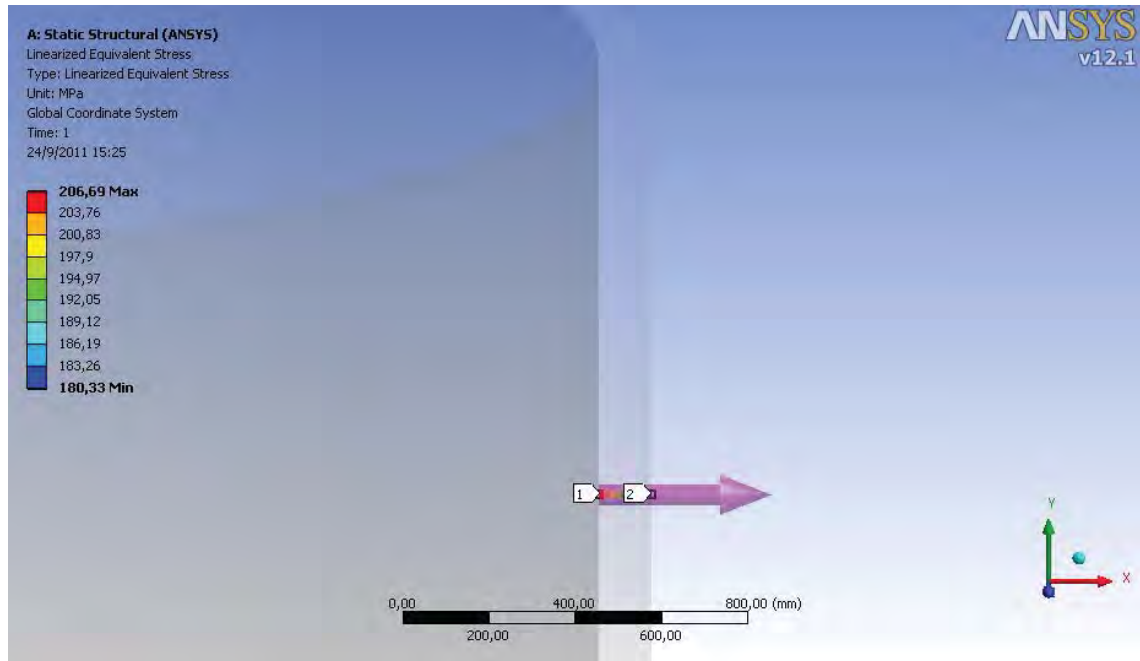


Figura 5.4 – Caminho da linearização através da espessura do costado.

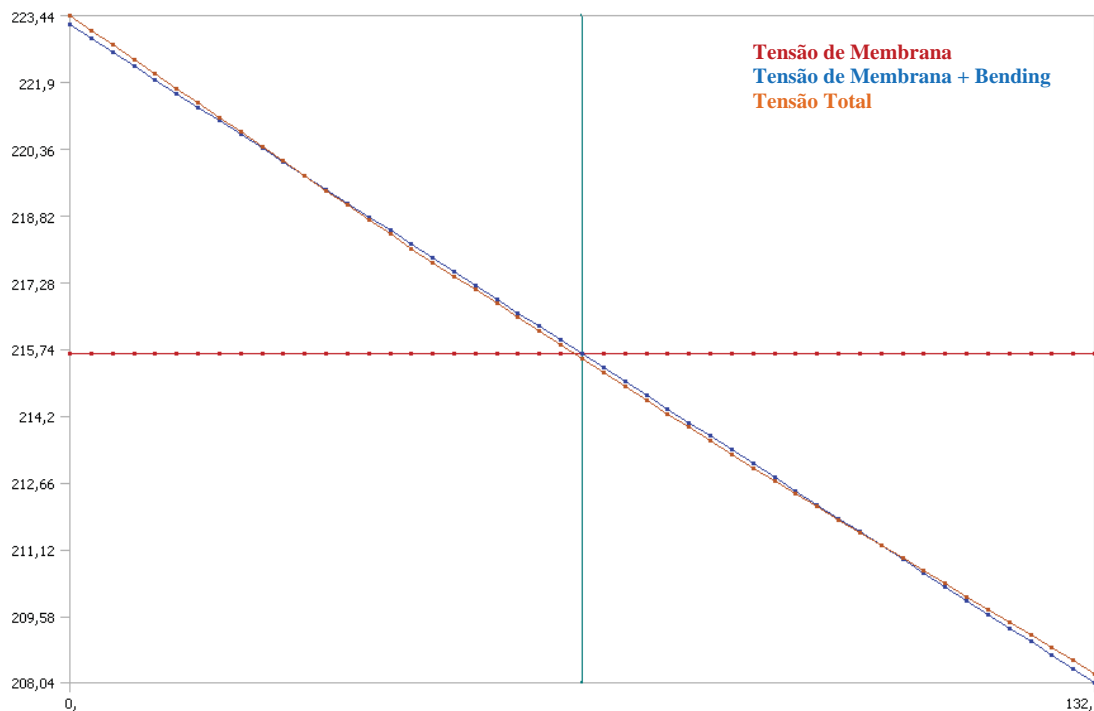


Figura 5.5 – Linearização das tensões principais máximas.

A linearização das tensões principais máximas nos dá o resultado de tensão de membrana, ou seja, o mesmo resultado esperado pela fórmula de Lamé utilizando o raio médio. Conforme a Figura 5.5 obtemos um valor de tensão de membrana de 215,63 MPa, resultado muito próximo ao encontrado através da Eq.2.3 utilizando o raio médio, que é de 215,46 MPa. A variação do resultado foi de 0,079%.

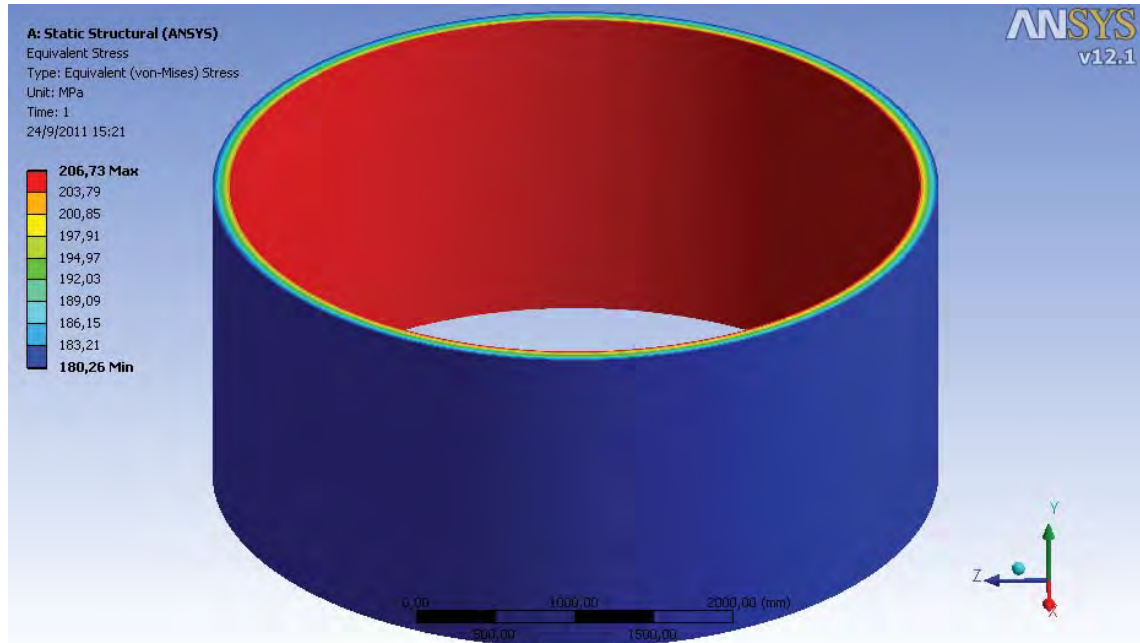


Figura 5.6 – Tensões equivalentes de von Mises.

A Figura 5.6 mostra as tensões equivalentes de von Mises. As tensões de von Mises encontradas nesta análise levam em conta os efeitos das tensões de flexão presentes no costado, este resultado (206,73 MPa) deve ser o mesmo que o encontrado na pela Eq. 2.6 utilizando o raio interno que é de 206,69 MPa. A variação do resultado foi de 0,019%.

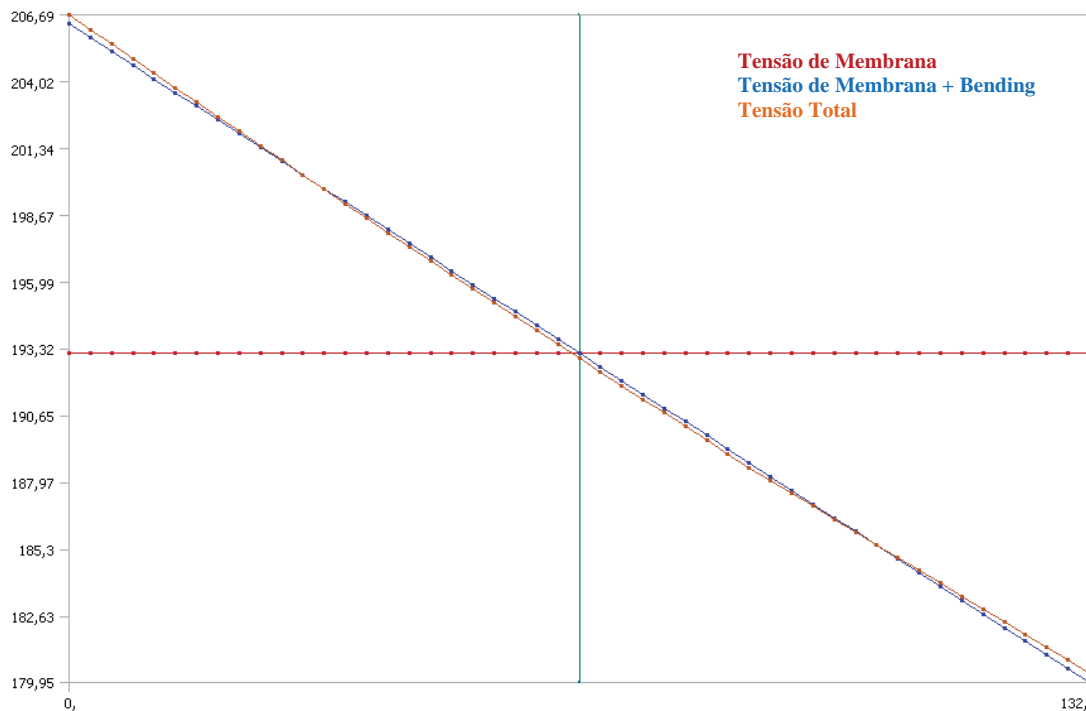


Figura 5.7 – Linearização das tensões de von Mises.

Após realização da linearização as componentes são separadas, conforme ilustra a Figura 5.7, e a tensão de membrana (193,13 MPa) é obtida. Este valor é comparável ao resultado da Eq. 2.6 utilizando o raio médio, que é de 192,84 MPa. A variação do resultado foi de 0,15%.

Após comprovarmos através dos resultados das fórmulas analíticas e das análises numéricas que a variação existente entre os resultados não passa de 0,15% podemos validar a eficácia do método e do modelo para o cálculo das tensões atuantes nos componentes do equipamento estudado.

5.2 REGIÃO DO *TAPER*

Para esta análise foi modelado um trecho de costado, o *Taper* e o tampo hemisférico.

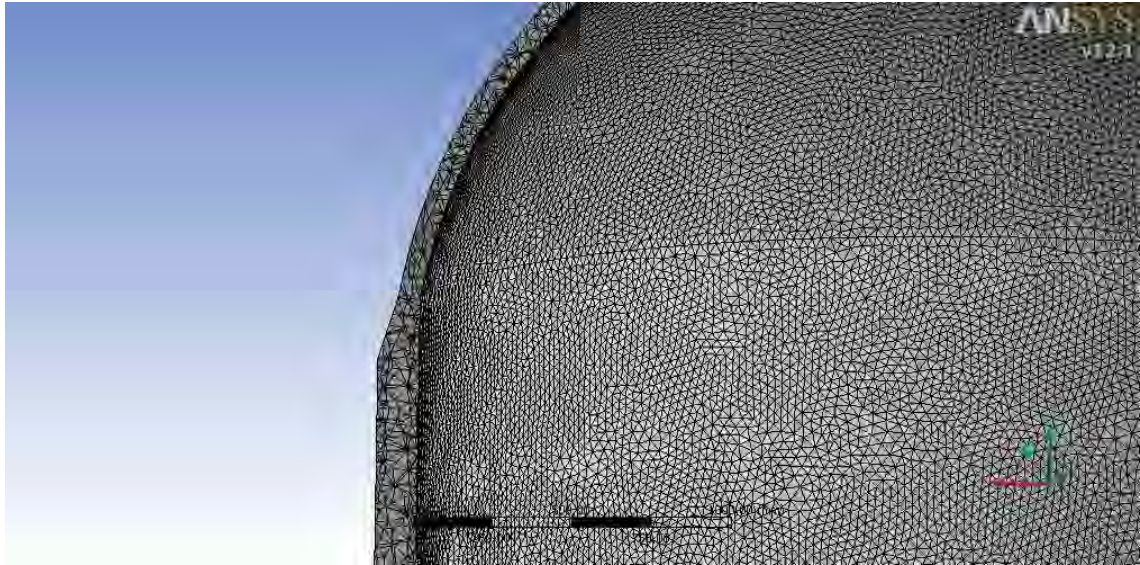


Figura 5.8 – Malha da Seção do Costado, *Taper* e Tampo.

A Figura 5.8 ilustra a malha para o modelo de análise do *Taper*. O modelo gerado obteve uma boa precisão nos resultados utilizando uma malha com elementos de tamanho médio de 30 mm, que resultou em 389.565 elementos e 679.471 nós.

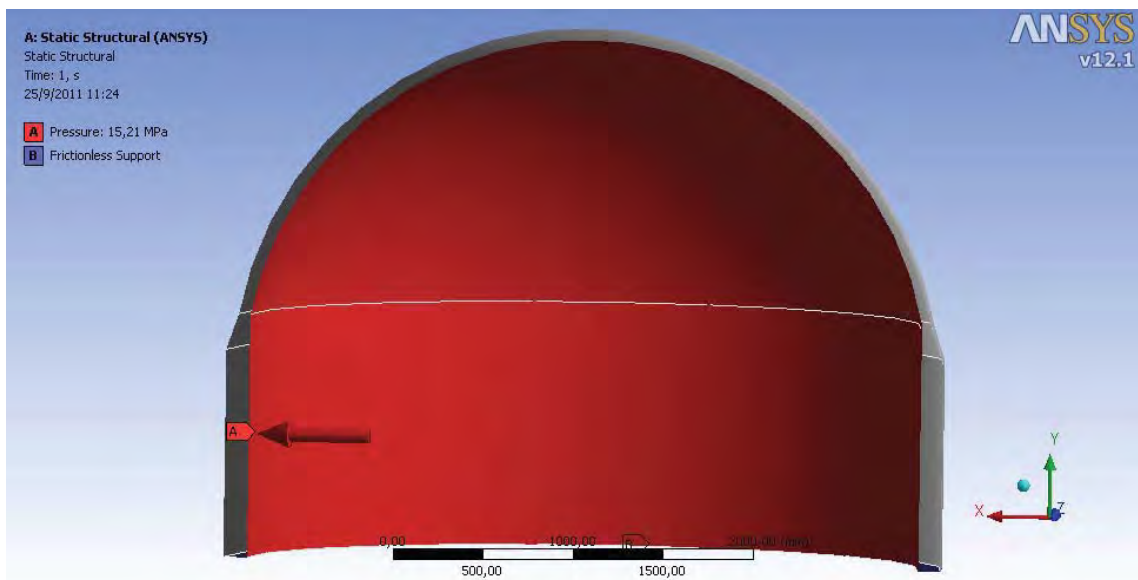


Figura 5.9 – Cargas e Condições de Contorno do Modelo.

A Figura 5.9 ilustra a carga de pressão interna de 15,21 MPa e a condição de contorno que é a fixação do modelo.

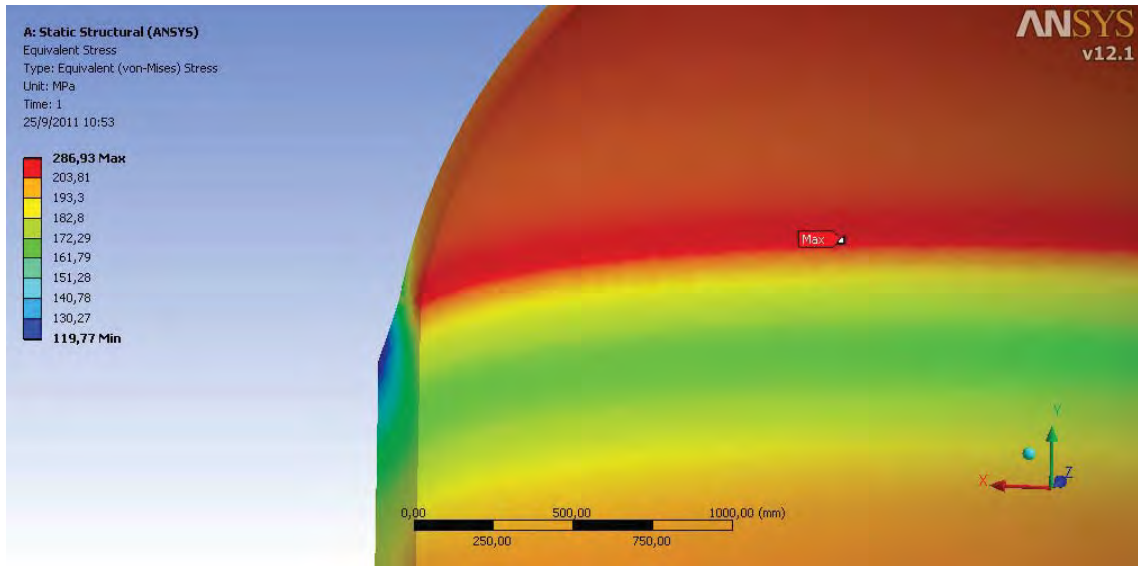


Figura 5.10 – Tensões equivalente de von Mises na seção costado, *Taper* e tampo.

Podemos notar pela figura 5.10 que a distribuição de tensões ocorreu da maneira esperada: as tensões aumentam conforme diminui a espessura da seção transversal, atingindo seu máximo na transição entre o *Taper* e o tampo.

As Figuras 5.11 a 5.18 mostram os caminhos de linearização feitos ao longo da geometria do *Taper* para verificar como ocorre a distribuição de tensões conforme a espessura da seção transversal diminui.

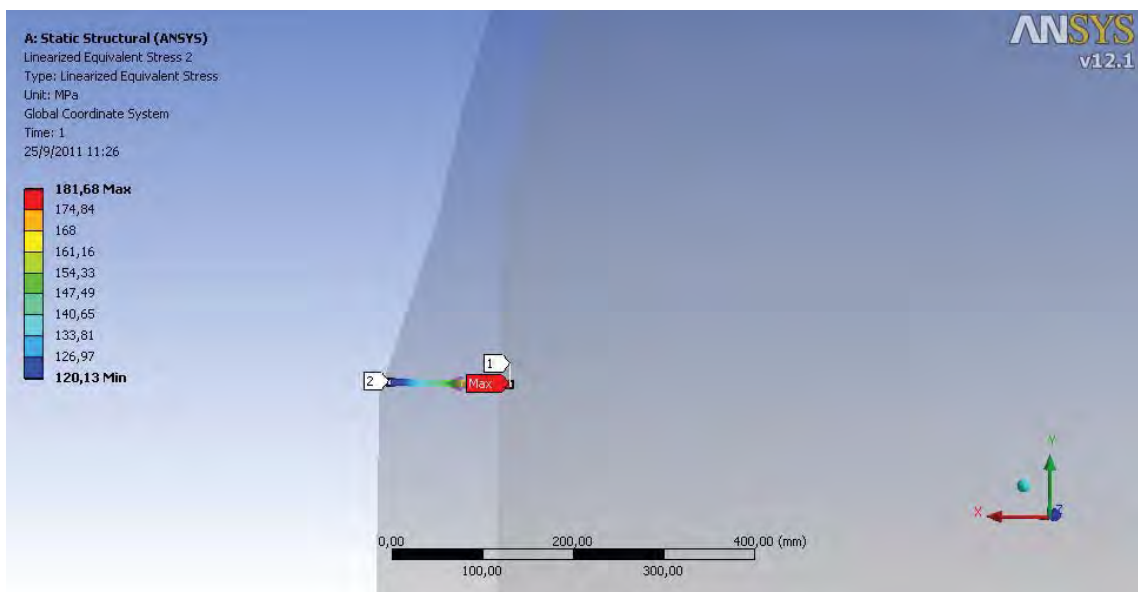


Figura 5.11 – Caminho 1 da linearização das tensões equivalentes no *Taper*.

A Figura 5.11 mostra o caminho 1, na base do taper, onde será feita a primeira linearização de tensões deste modelo.

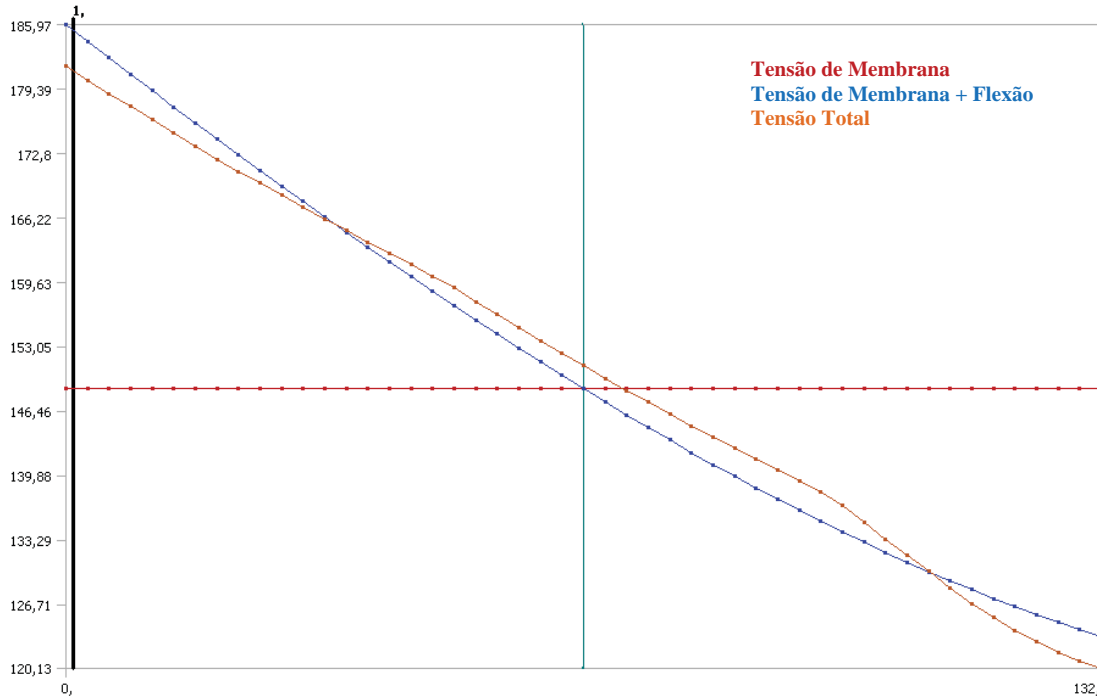


Figura 5.12 – Linearização das tensões de von Mises no *Taper* – Caminho 1.

Conforme podemos observar através da Figura 5.12, a tensão local de membrana é de 148,73 MPa, menor que a admissível de 226 MPa. A tensão de membrana + flexão é de 185,97 MPa, menor que a admissível de 339 MPa.

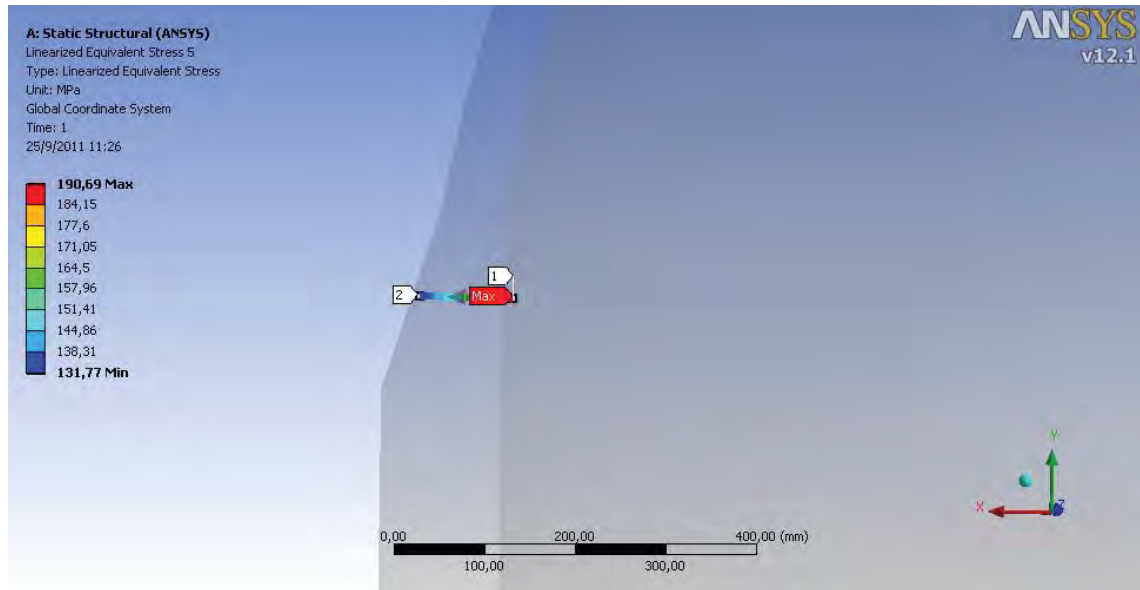


Figura 5.13 – Caminho 2 da linearização das tensões equivalentes no *Taper*.

A Figura 5.13 mostra o caminho 2, onde será feita a segunda linearização de tensões deste modelo.

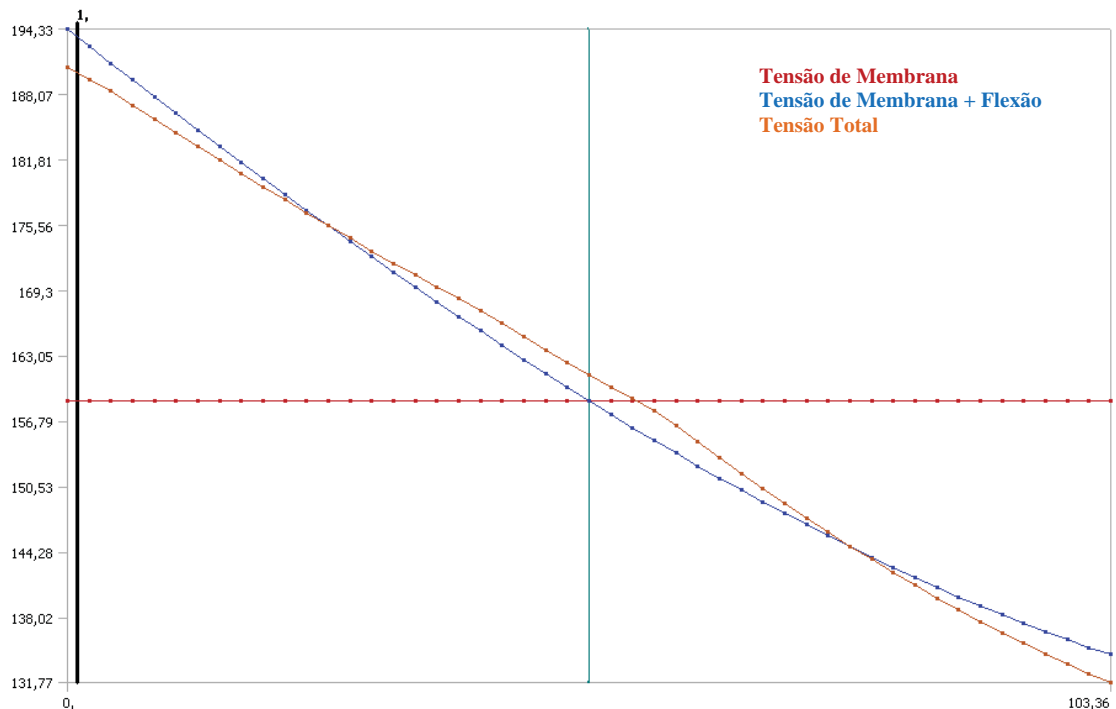


Figura 5.14 – Linearização das tensões de von Mises no *Taper* – Caminho 2.

Conforme podemos observar através da Figura 5.14, a tensão local de membrana é de 158,72 MPa, menor que a admissível de 226 MPa. A tensão de membrana + flexão é de 194,33 MPa, menor que a admissível de 339 MPa.

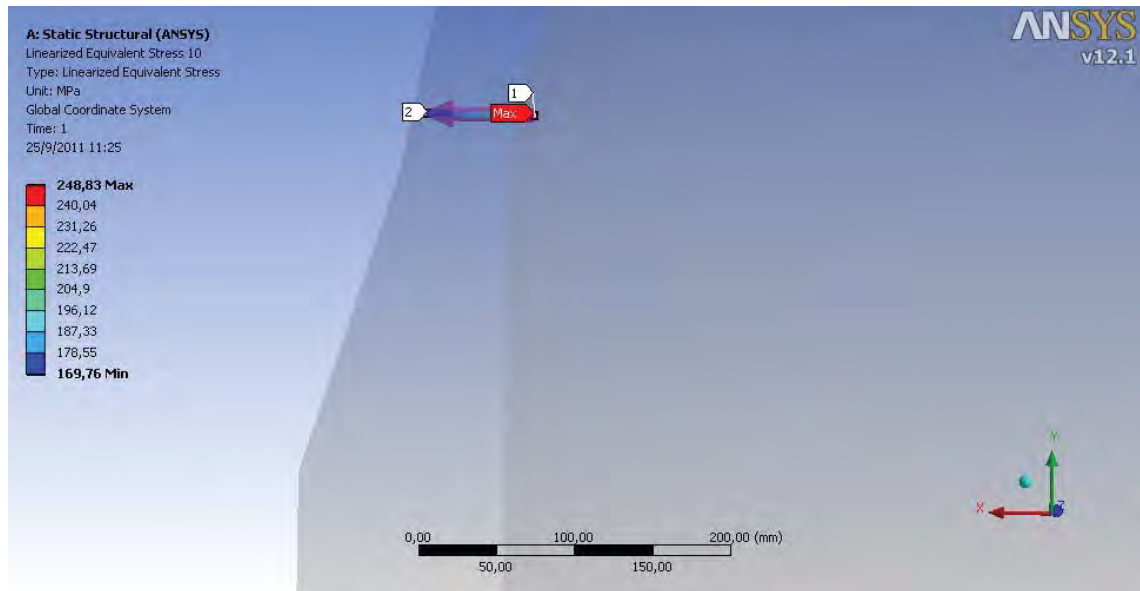


Figura 5.15 – Caminho 3 da linearização das tensões equivalentes no *Taper*.

A Figura 5.15 mostra o caminho 3 onde será feita a terceira linearização de tensões deste modelo.

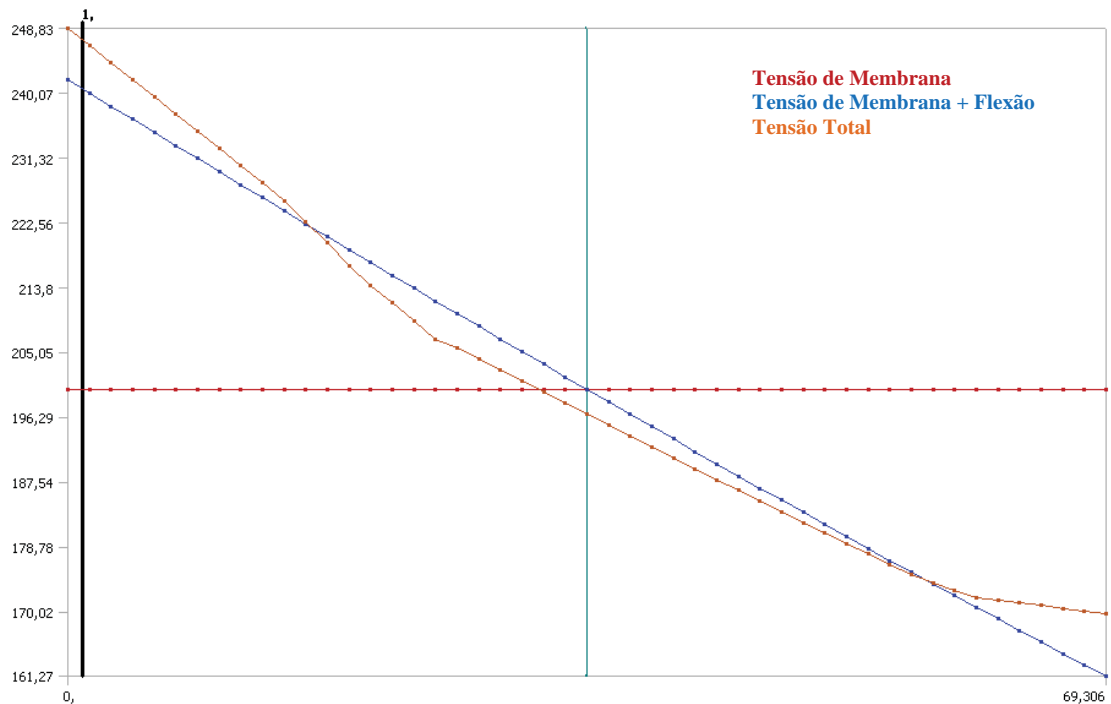


Figura 5.16 – Linearização das tensões de von Mises no *Taper* – Caminho 3.

Conforme podemos observar através da Figura 5.16, a tensão local de membrana é de 200,03 MPa, menor que a admissível de 226 MPa. A tensão de membrana + flexão é de 241,88 MPa, menor que a admissível de 339 MPa.

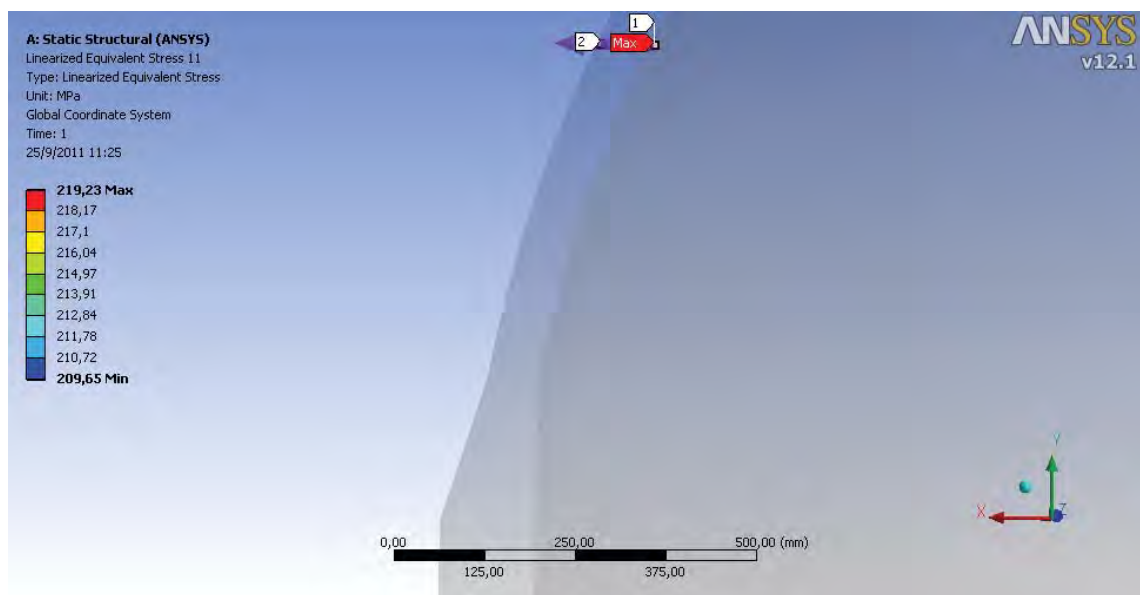


Figura 5.17 – Caminho 4 da linearização das tensões equivalentes no tempo.

A Figura 5.17 mostra o caminho 4 onde será feita a quarta linearização de tensões, já na parte do tampo esférico deste modelo.

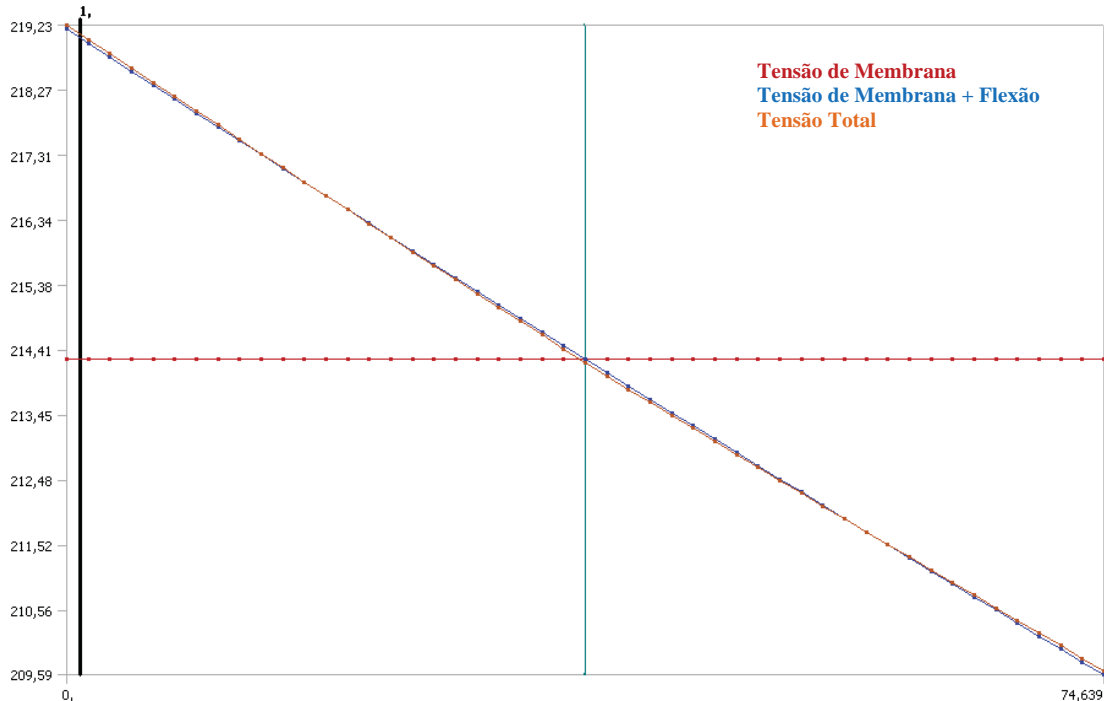


Figura 5.18 – Linearização das tensões de von Mises no tampo – Caminho 4.

Conforme podemos observar através da Figura 5.18, a tensão local de membrana é de 214,28 MPa, menor que a admissível de 226 MPa. A tensão de membrana + flexão é de 219,17 MPa, menor que a admissível de 339 MPa.

Vale lembrar que a região onde ocorre o aumento de espessura ainda faz parte da geometria esférica do tampo, porém sua geometria interna tem formato de cilindro. Esta geometria nos leva a pensar que a espessura na parte superior do *Taper* não é suficiente pois é inferior aos 132 mm requeridos pela parte cilíndrica do equipamento. Porém os resultados acima não confirmam esta teoria e mostram que as tensões se distribuem por regiões, ou seja, apesar da geometria do *Taper* ser cilíndrica, ela está na região esférica do tampo e, portanto, as tensões atuantes neste local são as tensões regidas para a geometria esférica.

Após a verificação das cargas presentes na região do *Taper*, pode-se garantir que a estrutura está apta a suportar os carregamentos durante operação do equipamento.

5.3 REGIÃO DO BOCAL – CARGAS DEVIDO À TUBULAÇÃO

Esta análise verifica as tensões no bocal e no costado devido a cargas provenientes de esforços da tubulação que é ligada ao bocal através de uma união flangeada.

A Figura 5.19 ilustra as cargas presentes na análise, que são pressão interna e as cargas devido à tubulação que é ligada ao bocal e a condição de contorno que é a fixação do modelo.

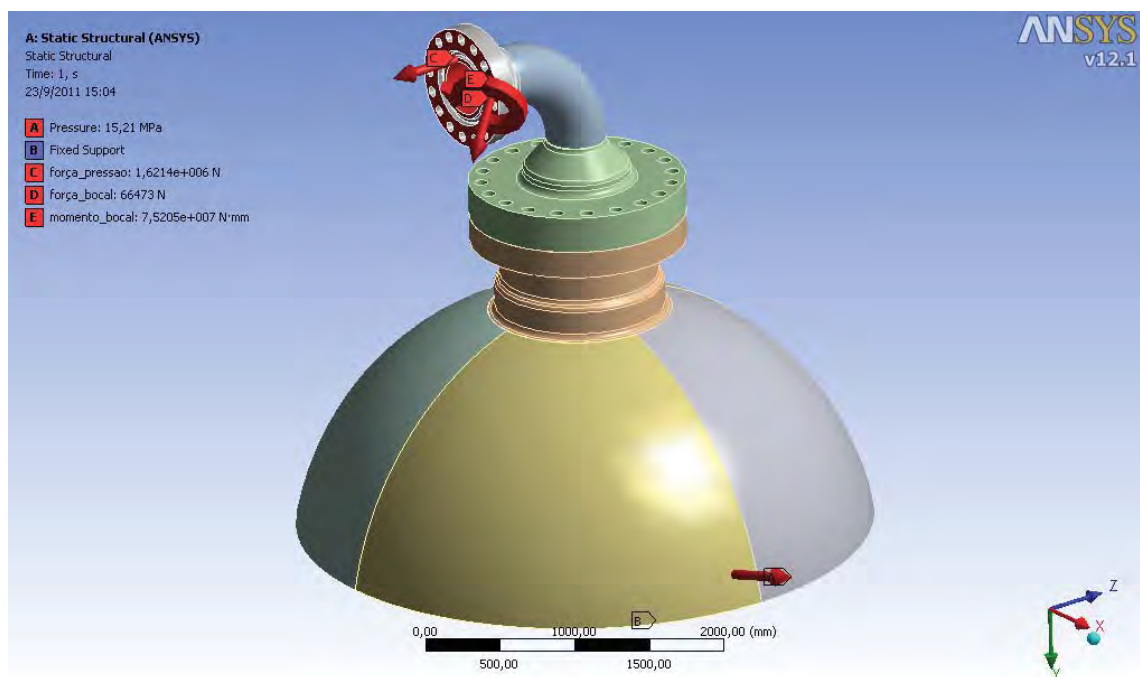


Figura 5.19 – Cargas e condição de contorno do bocal superior com cargas de tubulação.



Figura 5.20 – Malha gerada para análise das cargas de tubulação no bocal superior.

A Figura 5.20 ilustra a malha gerada para a análise. O modelo gerado obteve uma boa precisão nos resultados utilizando uma malha com elementos de tamanho médio de 50 mm, que resultou em 51.589 elementos e 139.322 nós.

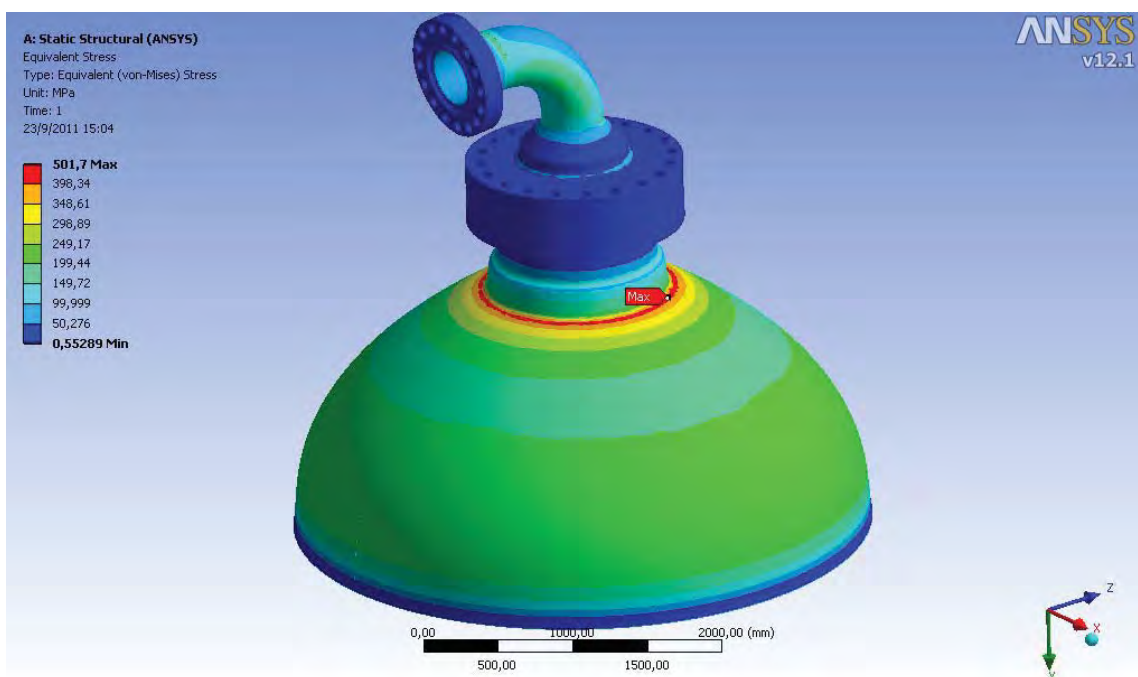


Figura 5.21 – Tensões equivalentes de von Mises no bocal superior com cargas de tubulação.

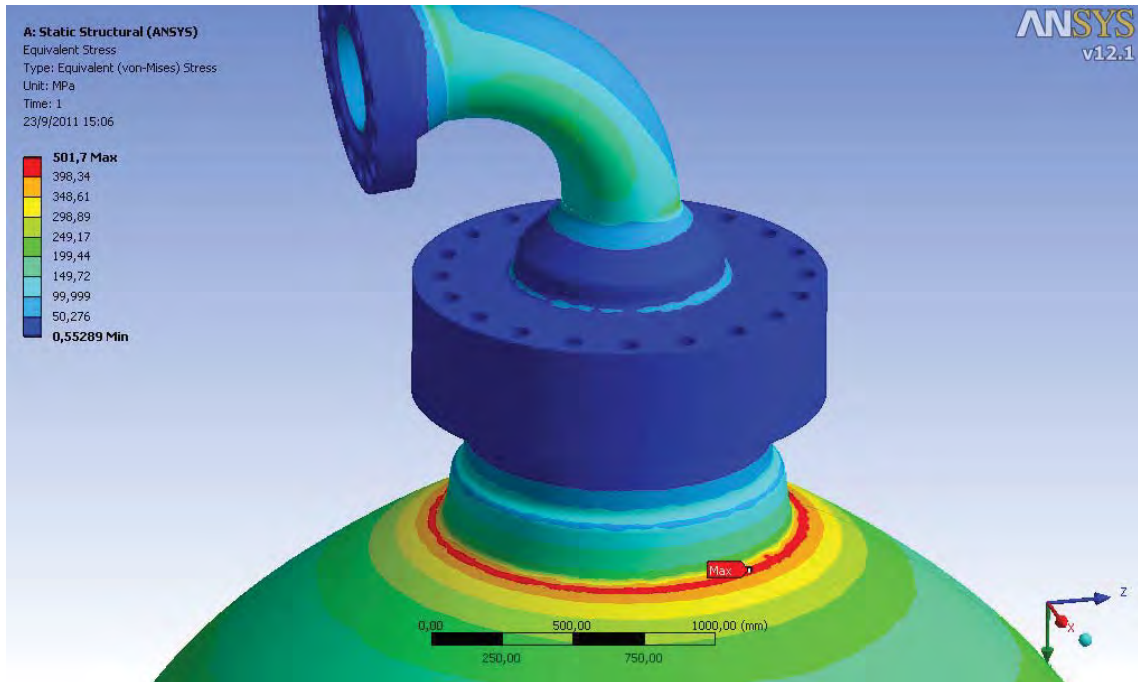


Figura 5.22 – Detalhe das tensões equivalentes de von Mises no bocal superior com cargas de tubulação.

Conforme podemos perceber através das Figuras 5.21 e 5.22 a tensão máxima ocorre na junção do bocal com o costado.

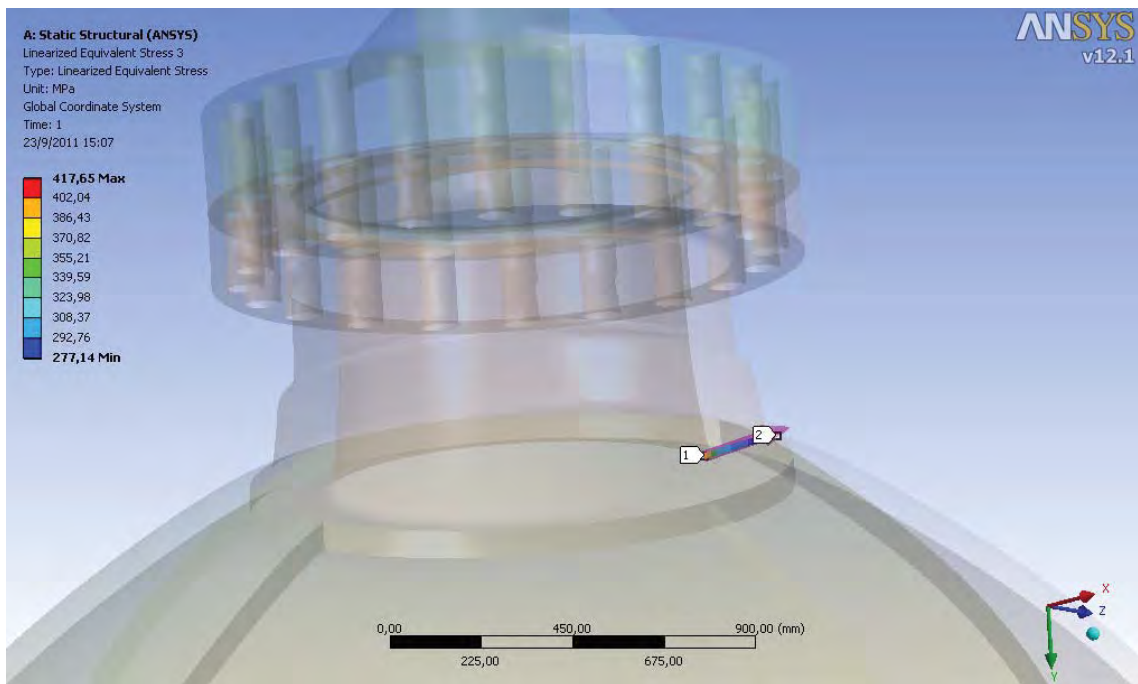


Figura 5.23 – Caminho da linearização de tensões no bocal superior com cargas de tubulação.

A Figura 5.23 mostra o caminho através da seção transversal do modelo passando pelo ponto de máxima tensão equivalente no qual será feita a linearização de tensões.

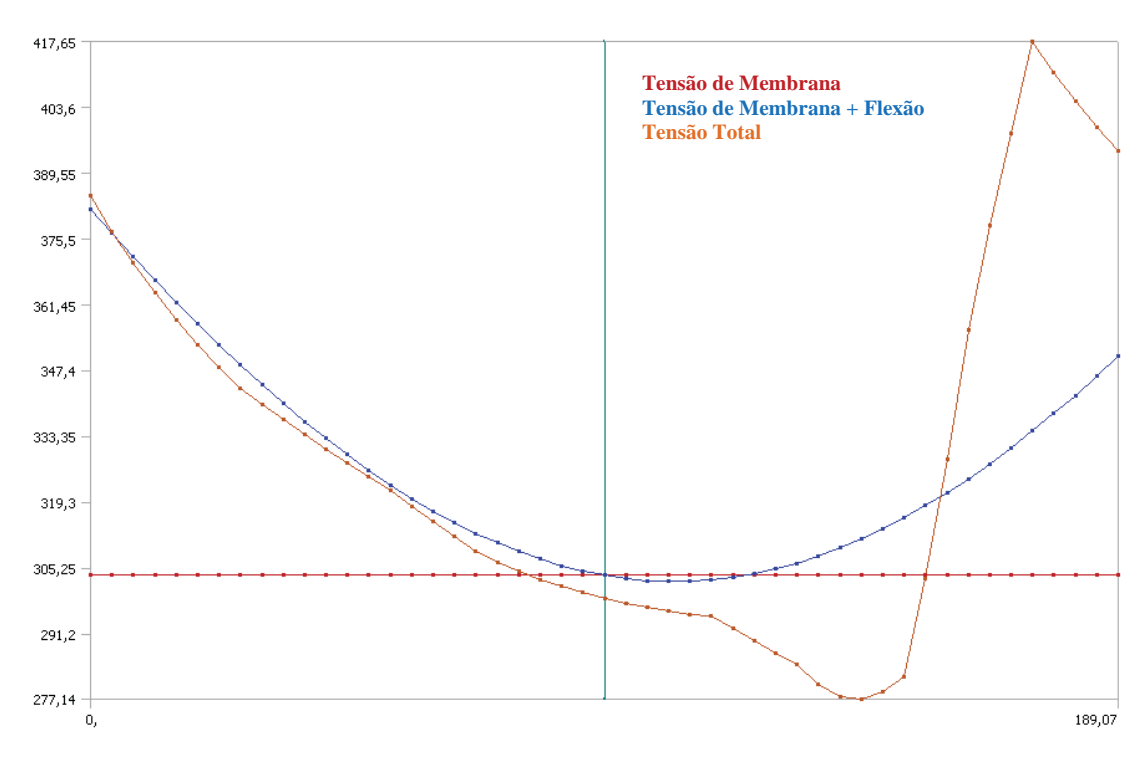


Figura 5.24 – Linearização das tensões equivalentes no bocal superior com cargas de tubulação.

Podemos observar através da Figura 5.24 que a tensão local de membrana é de 303,6 MPa, menor que a admissível de 366 MPa. A tensão secundária é de 350,39 MPa, menor que a admissível de 732 MPa.

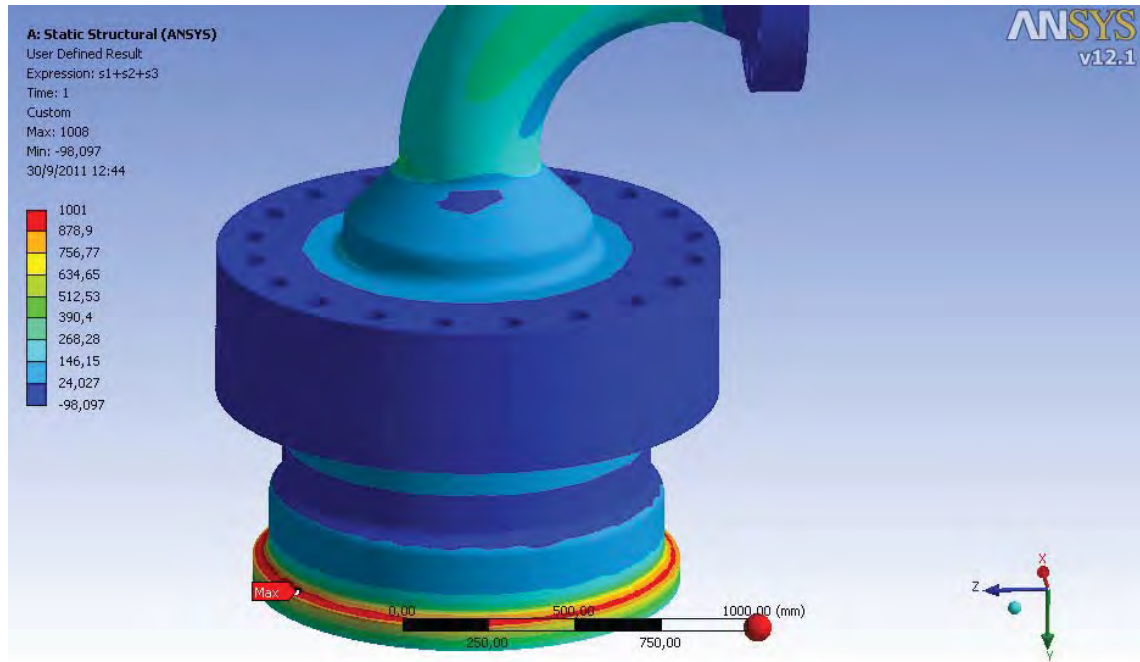


Figura 5.25 – Tensões triaxiais do bocal superior sujeito a cargas de tubulação.

Podemos verificar, através da Figura 5.25, que a máxima tensão triaxial de 1001 MPa ficou acima da tensão admissível (904 MPa), portanto este bocal não suporta as cargas atuantes e estas deverão ser reduzidas. Outra solução seria tentar diminuir esta tensão utilizando um raio maior de concordância entre o bocal autoreforçante e o costado. Como o equipamento ainda está em fase de projeto, as novas cargas ou a alteração na geometria do bocal ainda não foram definidas.

Após a revisão das cargas presentes no bocal superior ou na sua geometria, será possível garantir que a estrutura estará apta a suportar os carregamentos devido às cargas de tubulação durante operação do equipamento.

5.4 CARGAS DE IÇAMENTO – OLHAL SUPERIOR

Esta análise verifica as tensões no olhal superior utilizado para fazer o içamento do equipamento e também as tensões no bocal e no tampo superior devido a este carregamento. Cinco situações serão modeladas, variando-se o ângulo da força conforme ocorre a mudança de inclinação do equipamento durante o movimento de verticalização do equipamento.

As Figuras 5.26 a 5.30 ilustram o processo de análise com a geração da malha, aplicação das condições de contorno e cargas, tensões equivalentes obtidas e linearização das tensões para comparação com as tensões admissíveis.

A Figura 5.26 mostra a malha gerada para o modelo, que será utilizada para todos os ângulos analisados.

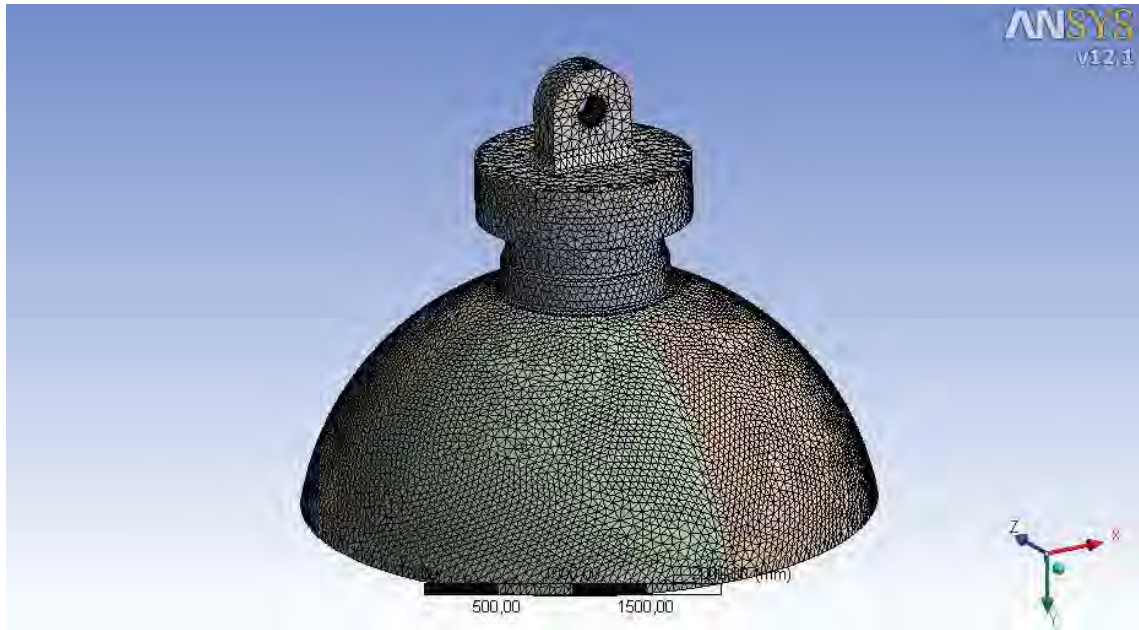


Figura 5.26 – Malha utilizada nos modelos de içamento do olhal Superior.

O modelo gerado obteve uma boa precisão nos resultados utilizando uma malha com elementos de tamanho médio de 40 mm, que resultou em 58.237 elementos e 166.649 nós.

5.4.1 Análise do Içamento a 90°

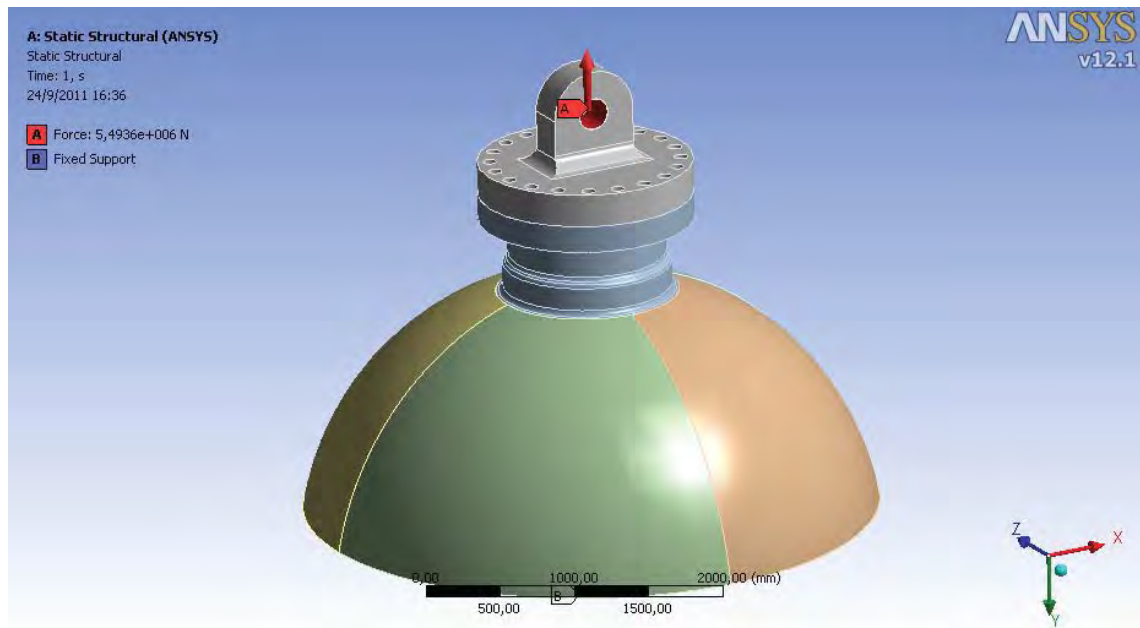


Figura 5.27 – Cargas e condições de contorno do içamento a 90°.

A Figura 5.27 ilustra as cargas devido ao içamento e a fixação do modelo.

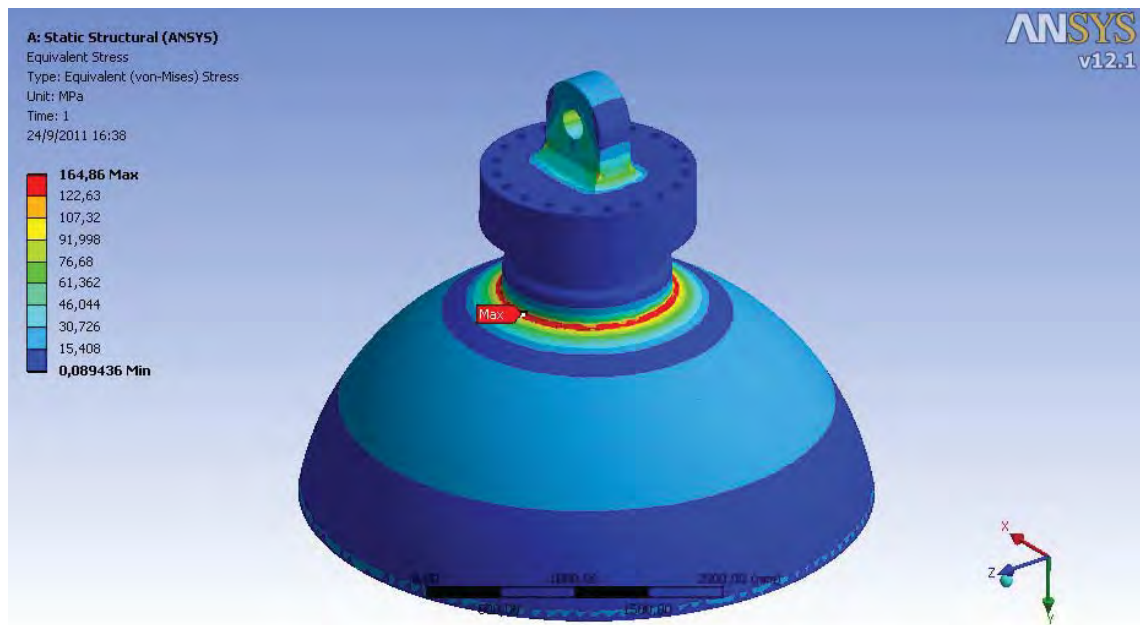


Figura 5.28 – Tensões equivalentes de von Mises do içamento a 90°.

Podemos verificar através da Figura 5.28 que a tensão equivalente de von Mises é 164,86 MPa, menor que a tensão admissível local de membrana ou primária de

flexão (366 MPa) mesmo incluindo uma componente secundária, portanto não é necessário realizar a linearização das tensões equivalentes.

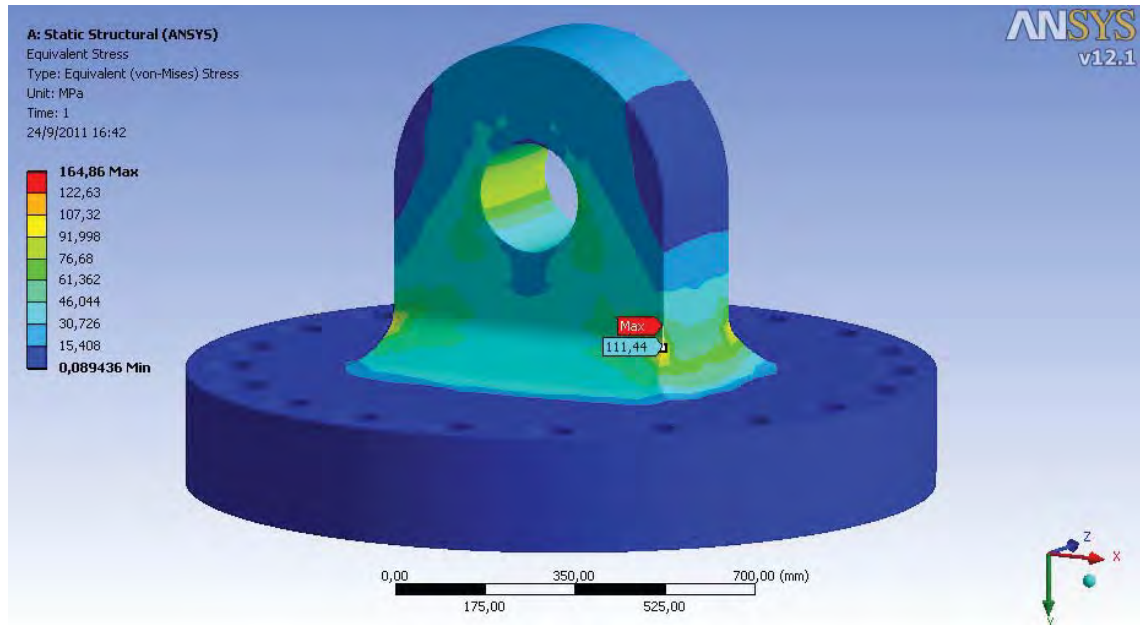


Figura 5.29 – Detalhe das tensões equivalentes de von Mises no olhal do içamento a 90°.

A Figura 5.29 mostra o detalhe da tensão equivalente de von Mises resultante no olhal, igual a 111,44 MPa, menor que a tensão admissível local de membrana ou primária de flexão (247,5 MPa) mesmo incluindo uma componente secundária, portanto não é necessário realizar a linearização das tensões equivalentes.

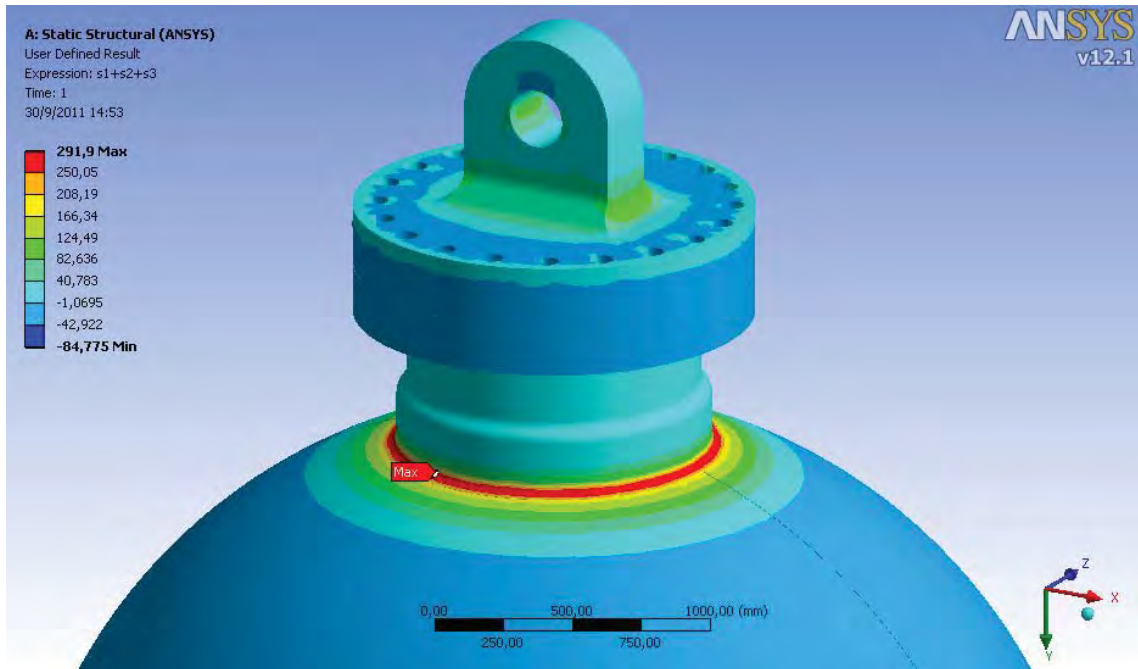


Figura 5.30 – Tensões triaxiais do olhal superior no içamento a 90°.

Podemos verificar na Figura 5.30 que a máxima tensão triaxial de 291,9MPa ficou abaixo da tensão admissível (904 MPa).

5.4.2 Análise do içamento a 70°

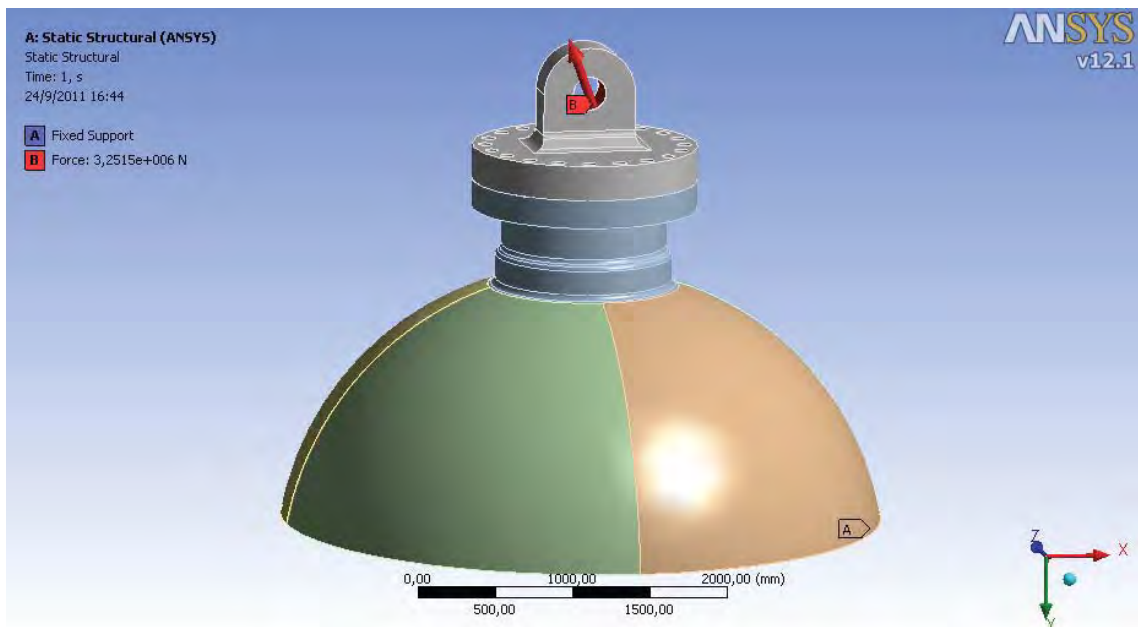


Figura 5.31 – Cargas e condições de contorno do içamento a 70°.

A Figura 5.31 ilustra as cargas devido ao içamento e a fixação do modelo.

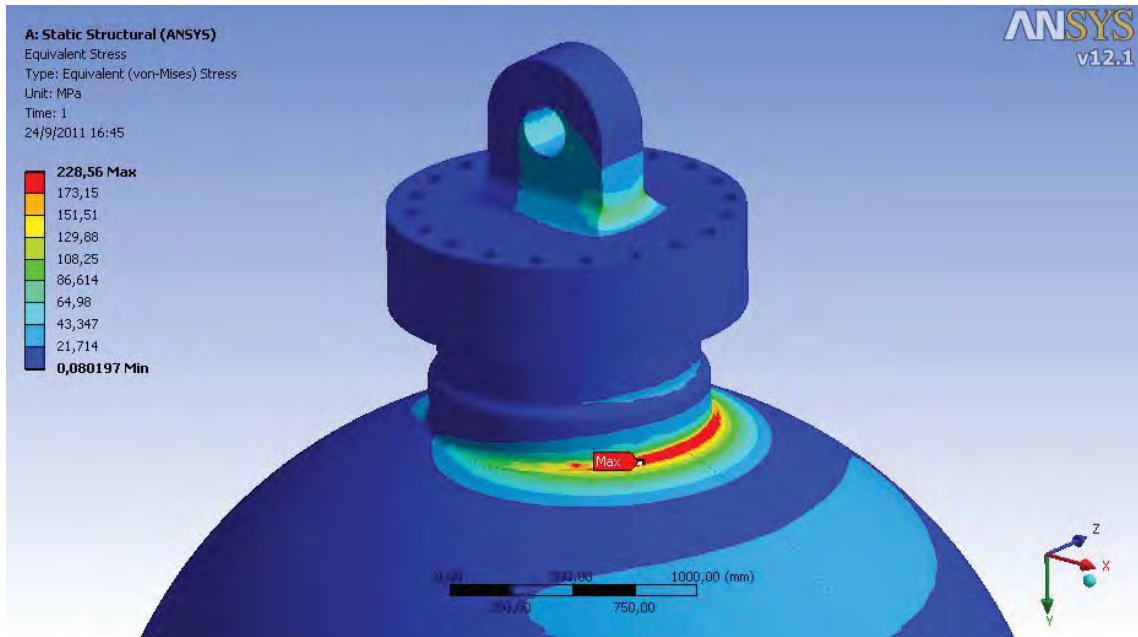


Figura 5.32 – Tensões equivalentes de von Mises no içamento a 70°.

Podemos verificar através da Figura 5.32 que a tensão equivalente de von Mises é 228,56 MPa, menor que a tensão admissível local de membrana ou primária de flexão (366 MPa) mesmo incluindo uma componente secundária, portanto não é necessário realizar a linearização das tensões equivalentes.

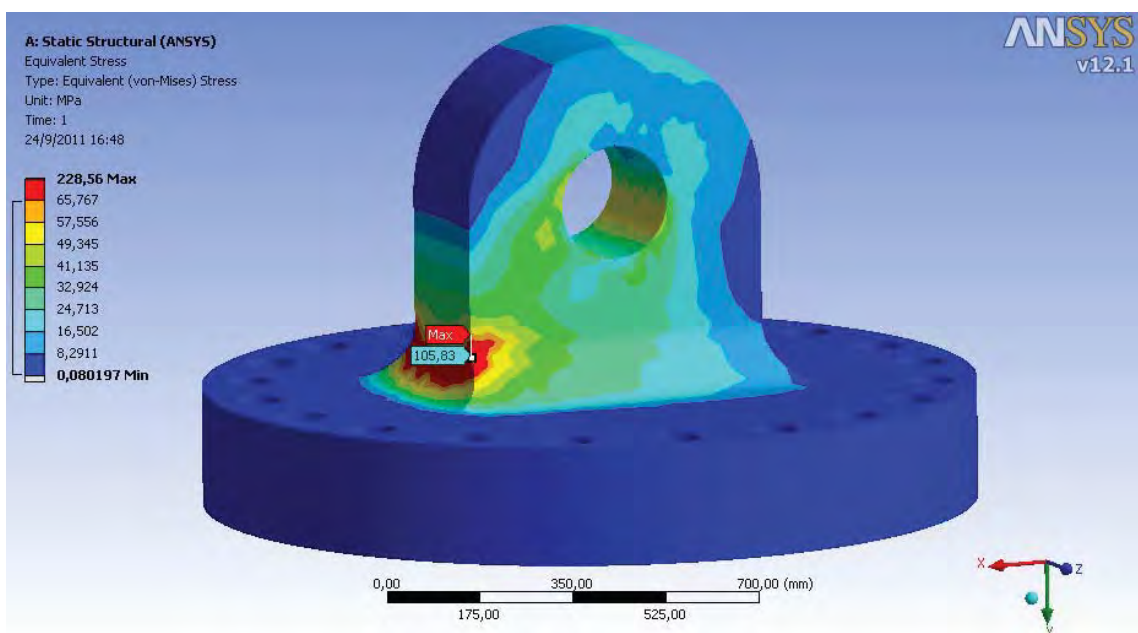


Figura 5.33 – Detalhe das tensões equivalentes de von Mises no olhal do içamento a 70°.

A Figura 5.33 mostra o detalhe da tensão equivalente de von Mises resultante no olhal, igual a 105,83 MPa, menor que a tensão admissível local de membrana ou primária de flexão (247,5 MPa) mesmo incluindo uma componente secundária, portanto não é necessário realizar a linearização das tensões equivalentes.

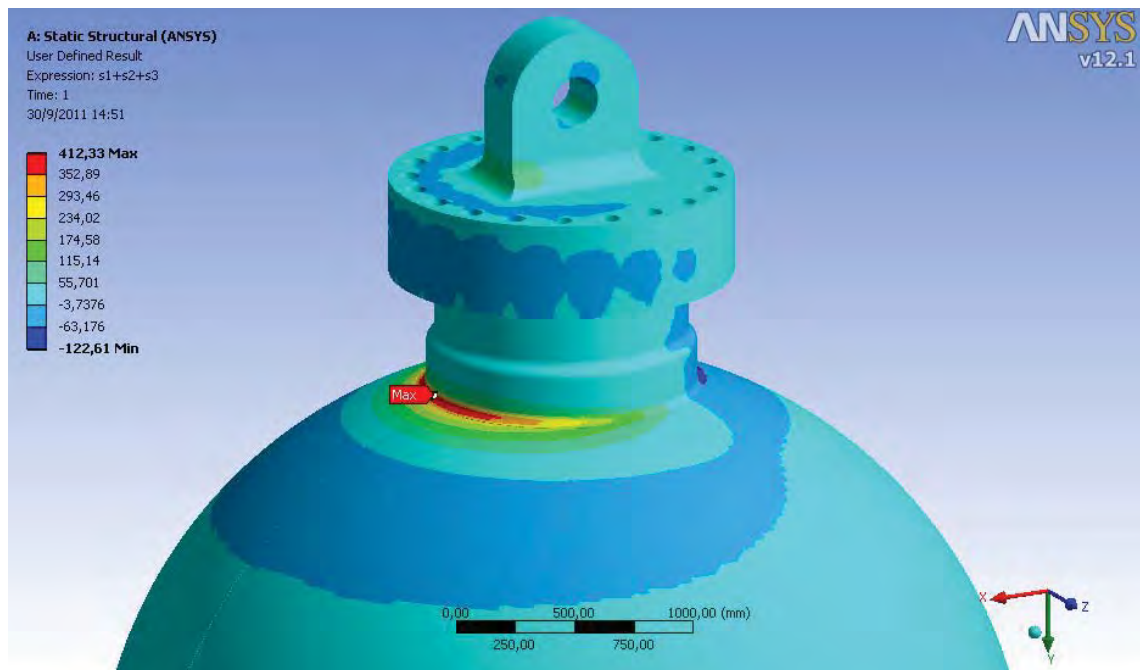


Figura 5.34 – Tensões triaxiais do olhal superior do içamento a 70°.

Podemos verificar através da Figura 5.34 que a máxima tensão triaxial de 412,33MPa ficou abaixo da tensão admissível (904 MPa).

5.4.3 Análise do Içamento a 45°

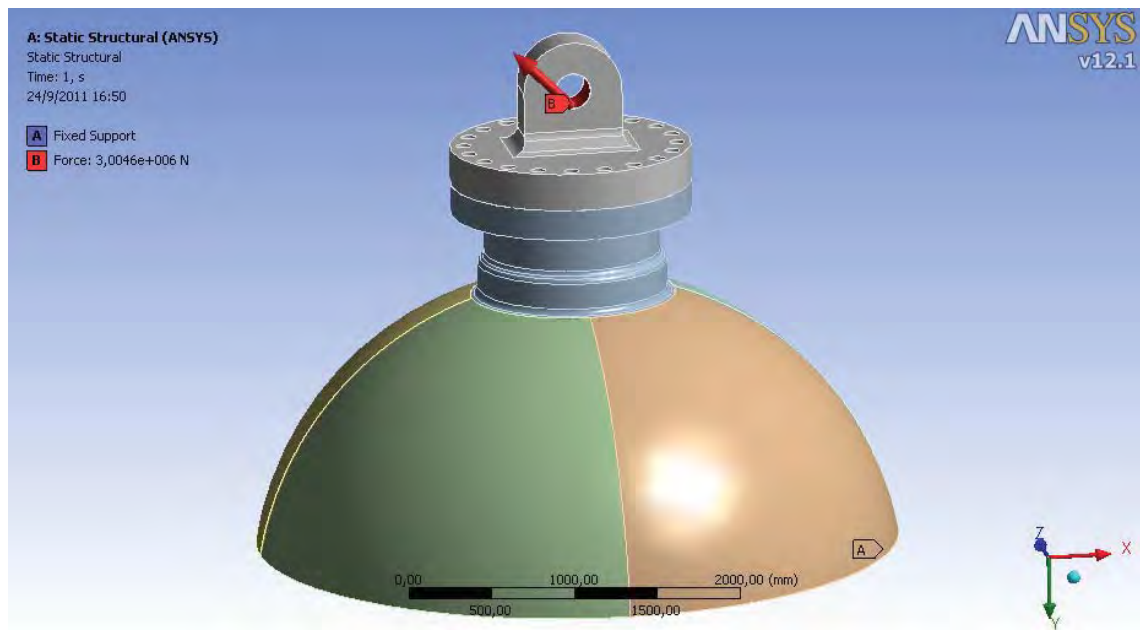


Figura 5.35 – Cargas e condições de contorno do içamento a 45°.

A Figura 5.35 ilustra as cargas devido ao içamento e a fixação do modelo.

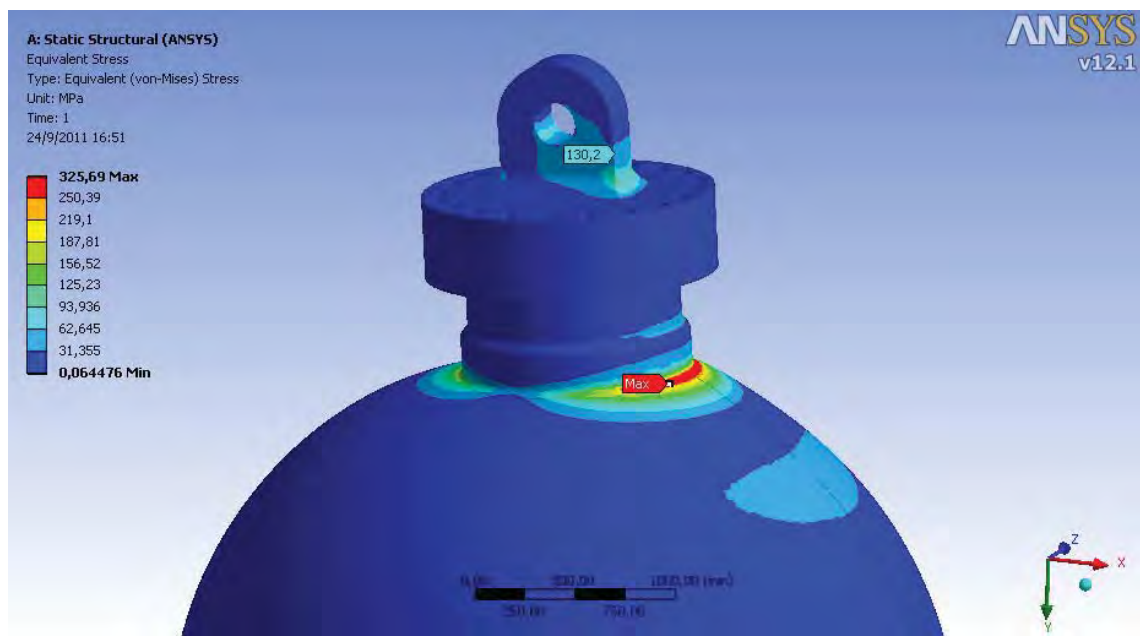


Figura 5.36 – Tensões equivalentes de von Mises do içamento a 45°.

Podemos verificar através da Figura 5.36 que a tensão equivalente de von Mises é 325,69 MPa, menor que a tensão admissível local de membrana ou primária de

flexão (366 MPa) mesmo incluindo uma componente secundária, portanto não é necessário realizar a linearização das tensões equivalentes.

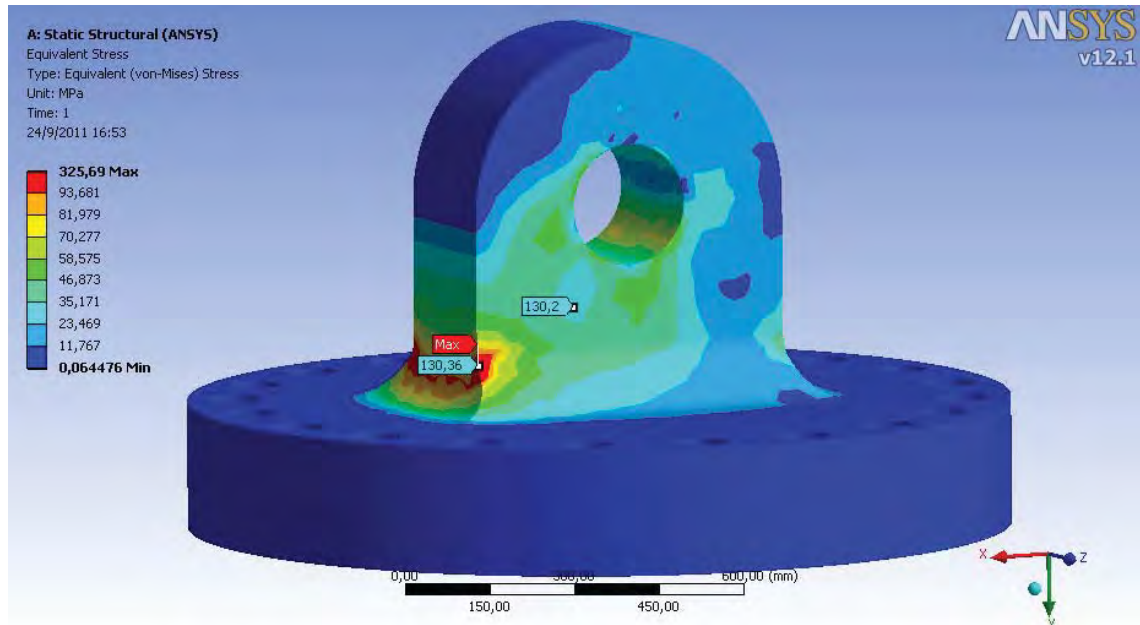


Figura 5.37 – Detalhe das tensões equivalentes de von Mises no olhal do Içamento a 45°.

A Figura 5.37 mostra o detalhe da tensão equivalente de von Mises resultante no olhal, igual a 130,36 MPa, menor que a tensão admissível local de membrana ou primária de flexão (247,5 MPa) mesmo incluindo uma componente secundária, portanto não é necessário realizar a linearização das tensões equivalentes.

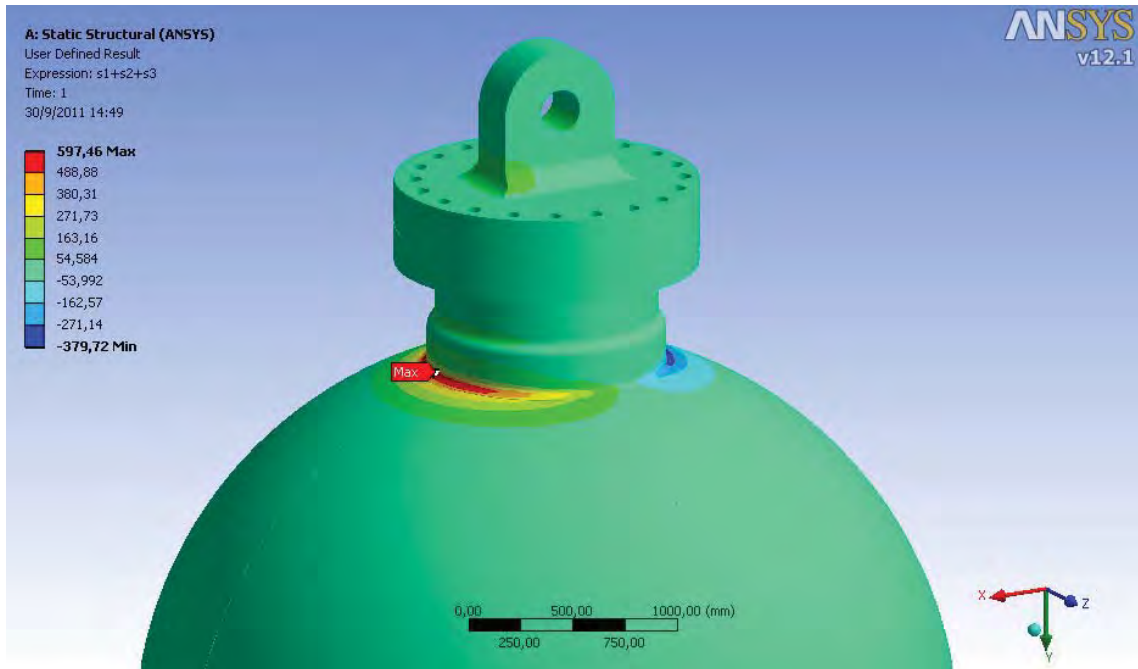


Figura 5.38 – Tensões triaxiais do olhal superior do içamento a 45°.

Podemos verificar através da Figura 5.38 que a máxima tensão triaxial de 597,46 MPa ficou abaixo da tensão admissível (904 MPa).

5.4.4 Análise do Içamento a 35°

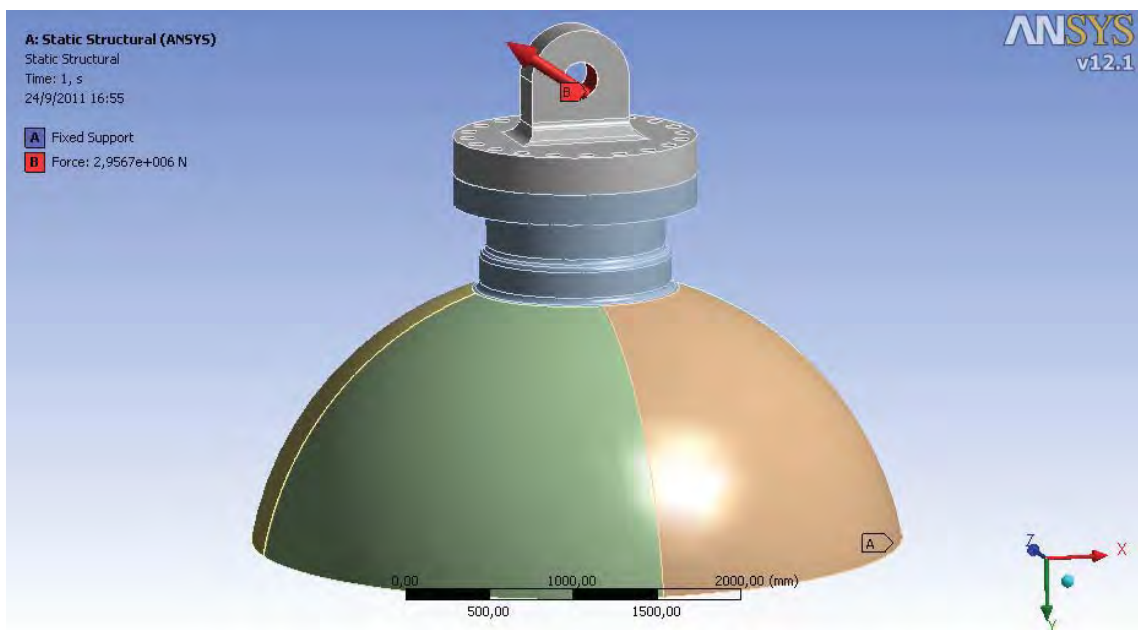


Figura 5.39 – Cargas e condições de contorno do içamento a 35°.

A Figura 5.39 ilustra as cargas devido ao içamento e a fixação do modelo.

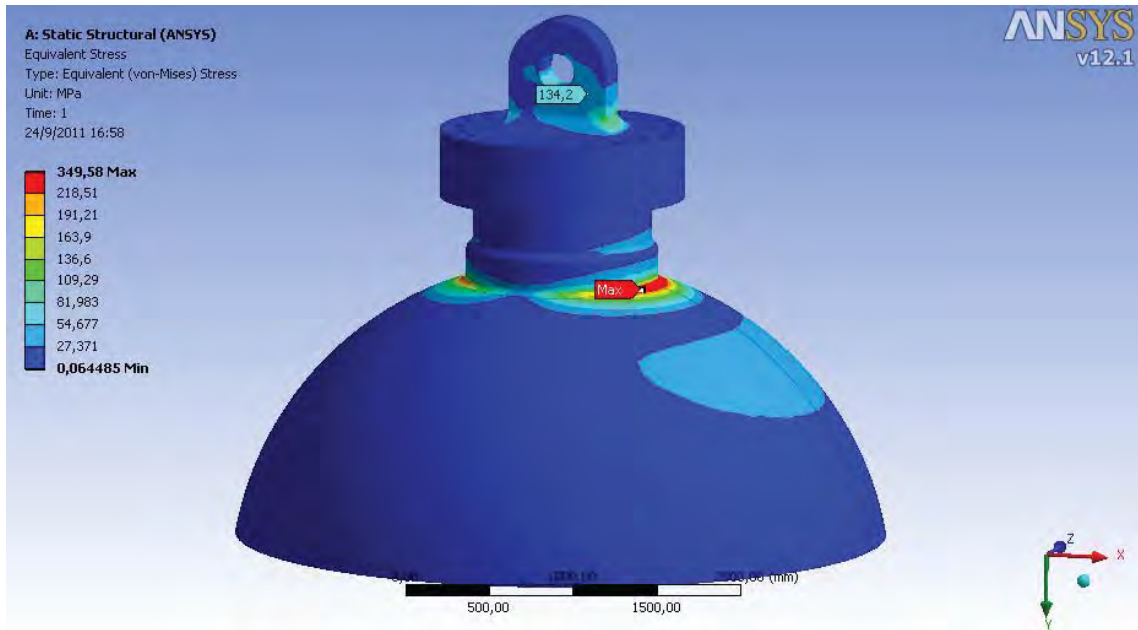


Figura 5.40 – Tensões equivalentes de von Mises do içamento a 35°.

Podemos verificar através da Figura 5.40 que a tensão equivalente de von Mises é 349,58 MPa, menor que a tensão admissível local de membrana ou primária de flexão (366 MPa) mesmo incluindo uma componente secundária, portanto não é necessário realizar a linearização das tensões equivalentes.

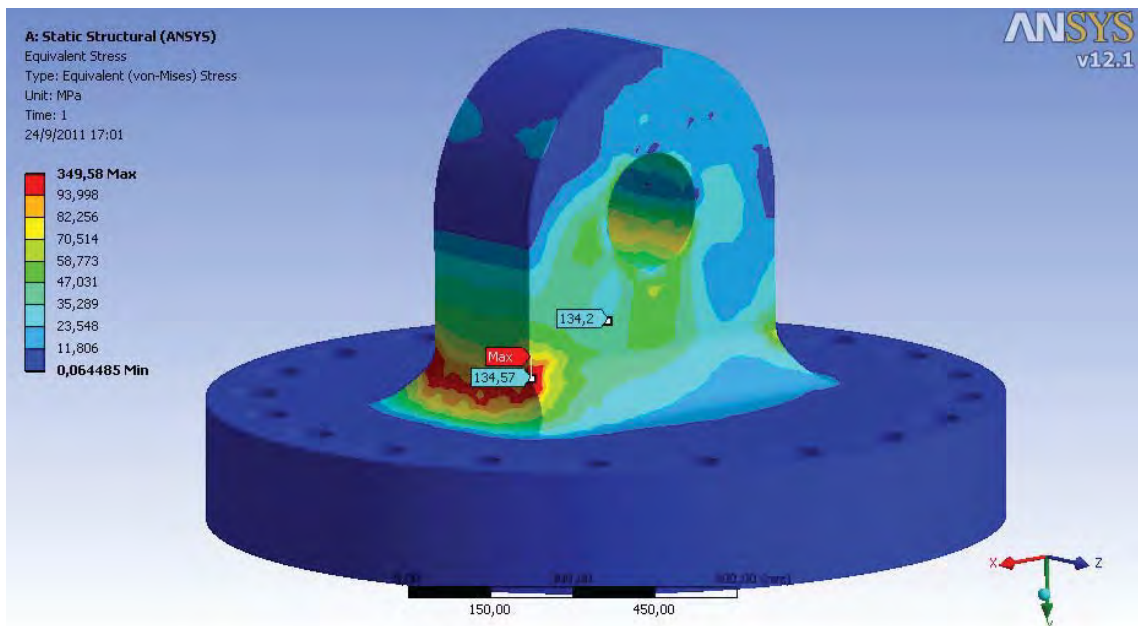


Figura 5.41 – Detalhe das tensões equivalentes de von Mises no olho do içamento a 35°.

A Figura 5.41 mostra o detalhe da tensão equivalente de von Mises resultante no olho, igual a 134,57 MPa, menor que a tensão admissível local de membrana ou

primária de flexão (247,5 MPa) mesmo incluindo uma componente secundária, portanto não é necessário realizar a linearização das tensões equivalentes.

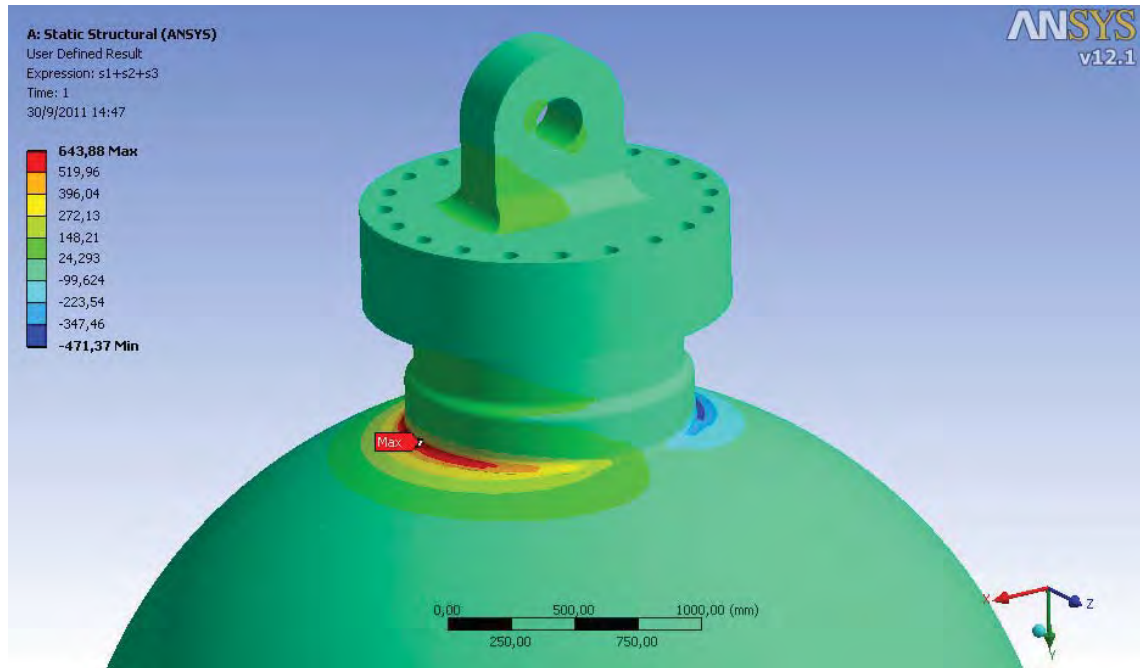


Figura 5.42 – Tensões triaxiais do olhal superior do içamento a 35°.

Podemos verificar através da Figura 5.42 que a máxima tensão triaxial de 643,88 MPa ficou abaixo da tensão admissível (904 MPa).

5.4.5 Análise do Içamento a 0°

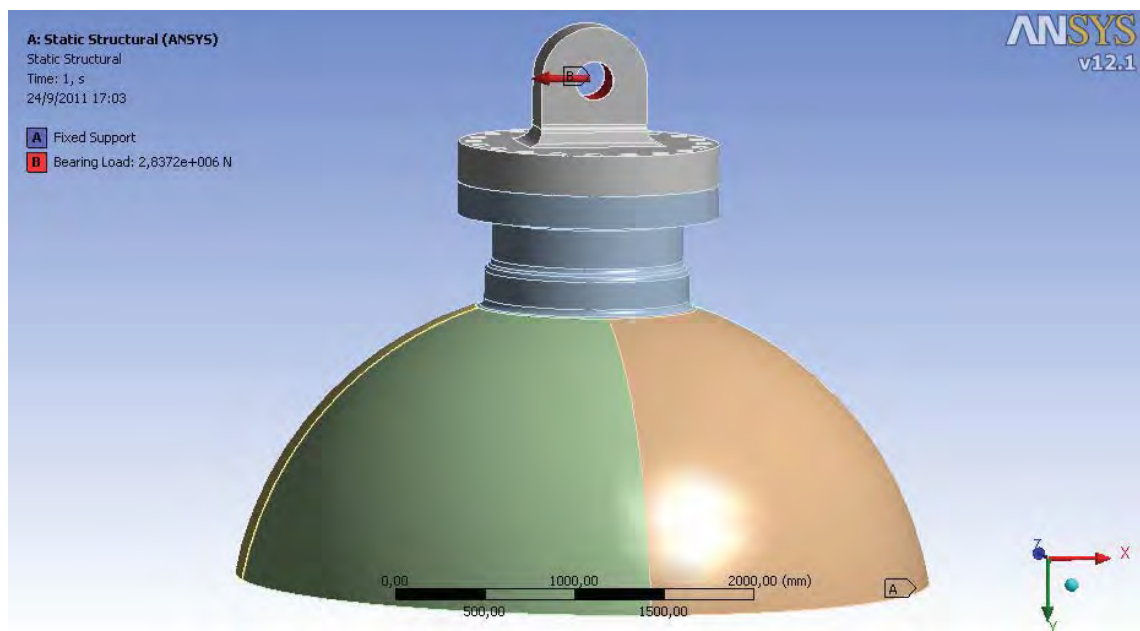


Figura 5.43 – Cargas e condições de contorno do içamento a 0°.

A Figura 5.43 ilustra as cargas devido ao içamento e a fixação do modelo.

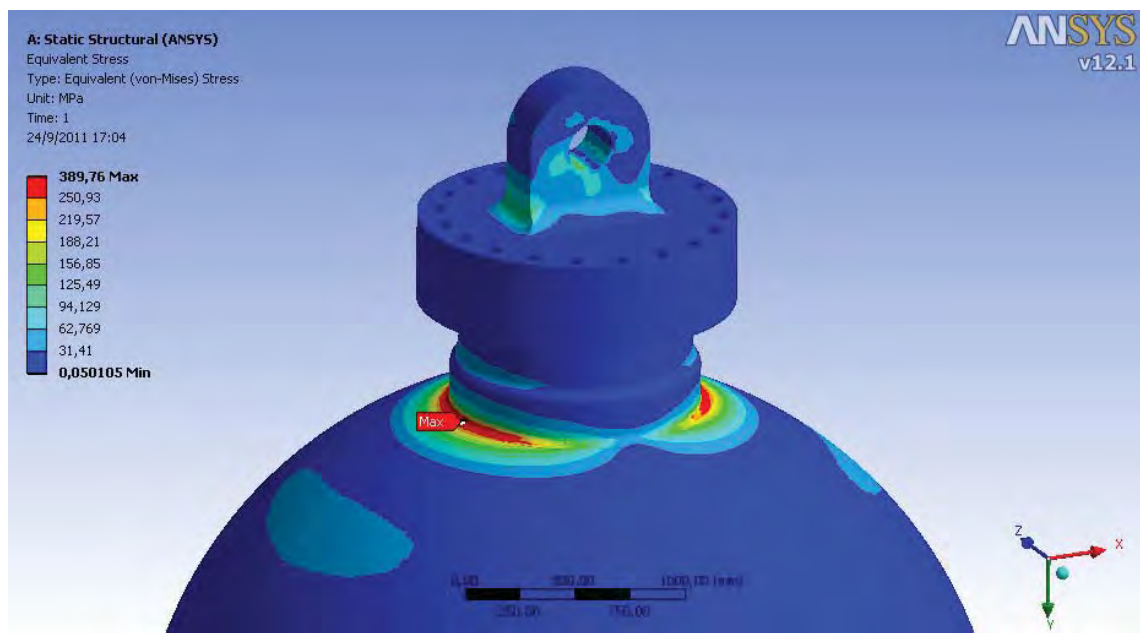


Figura 5.44 – Tensões equivalentes de von Mises do içamento a 0°.

Podemos verificar através da Figura 5.44 que a tensão equivalente de von Mises é 389,76 MPa, maior que a tensão admissível local de membrana ou primária de flexão (366 MPa), portanto é necessário realizar a linearização das tensões equivalentes.

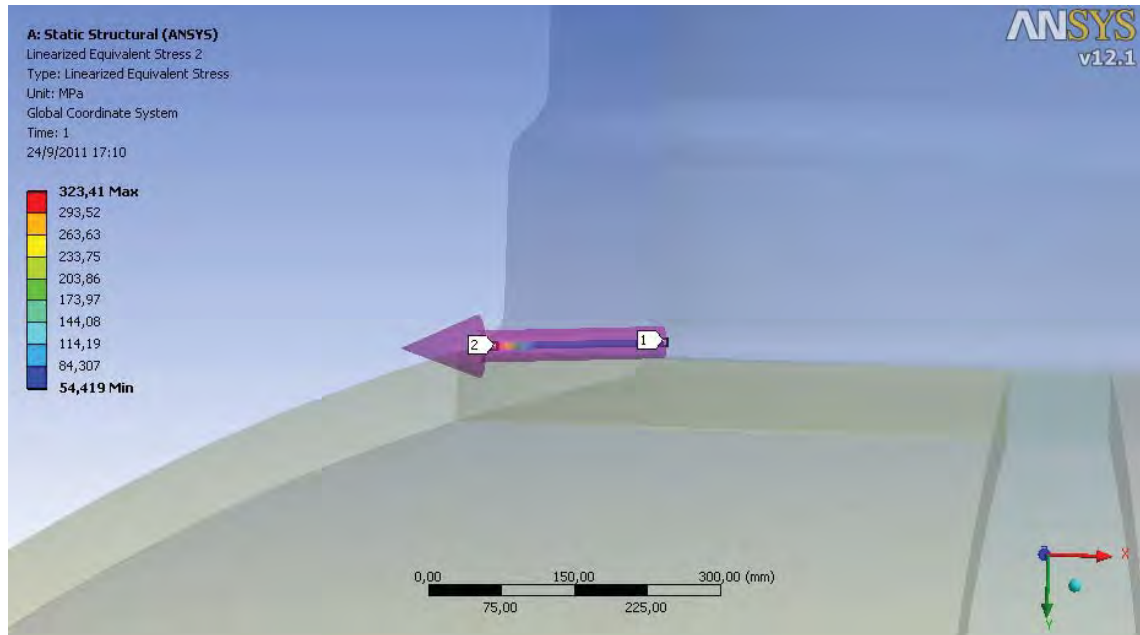


Figura 5.45 – Caminho da linearização do içamento a 0°.

A Figura 5.45 ilustra o caminho através da seção transversal do modelo passando pelo ponto de máxima tensão equivalente onde será feito a linearização de tensões.

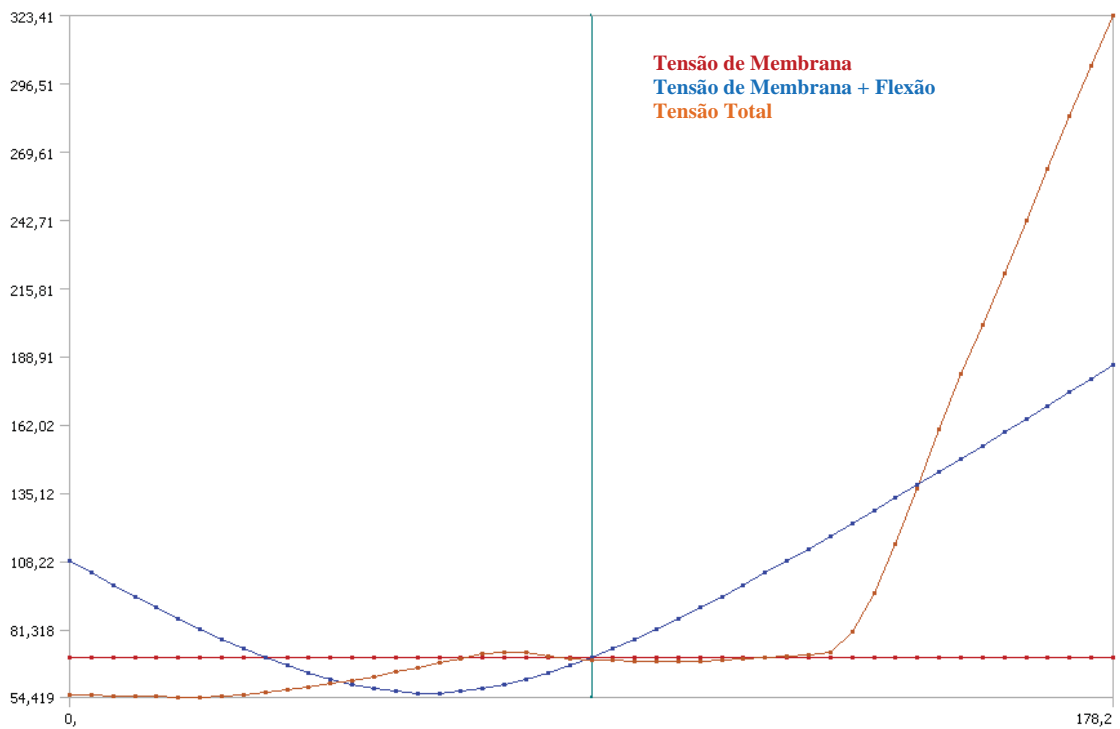


Figura 5.46 – Linearização das tensões equivalentes do içamento a 0°.

Podemos observar através da Figura 5.46, que a tensão local de membrana é de 70,137 MPa, menor que a admissível de 366 MPa. A tensão secundária é de 185,5 MPa, menor que a admissível de 732 MPa.

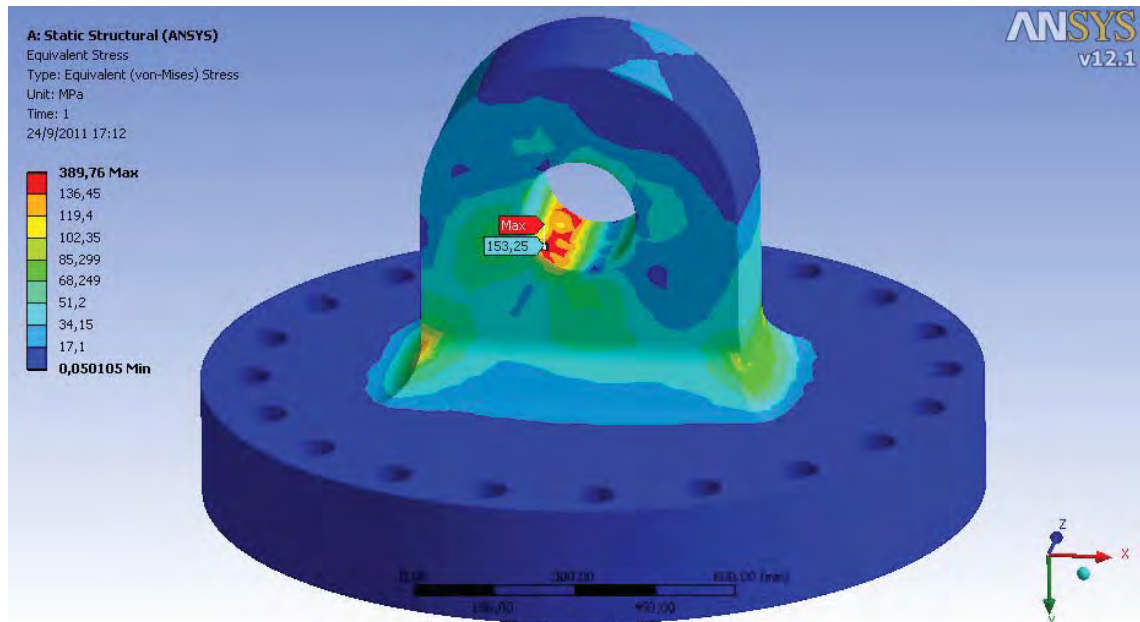


Figura 5.47 – Detalhe das tensões equivalentes de von Mises no olho do içamento a 0°.

A Figura 5.47 mostra o detalhe da tensão equivalente de von Mises resultante no olho, igual a 153,25 MPa, menor que a tensão admissível local de membrana ou primária de flexão (247,5 MPa) mesmo incluindo uma componente secundária, portanto não é necessário realizar a linearização das tensões equivalentes.

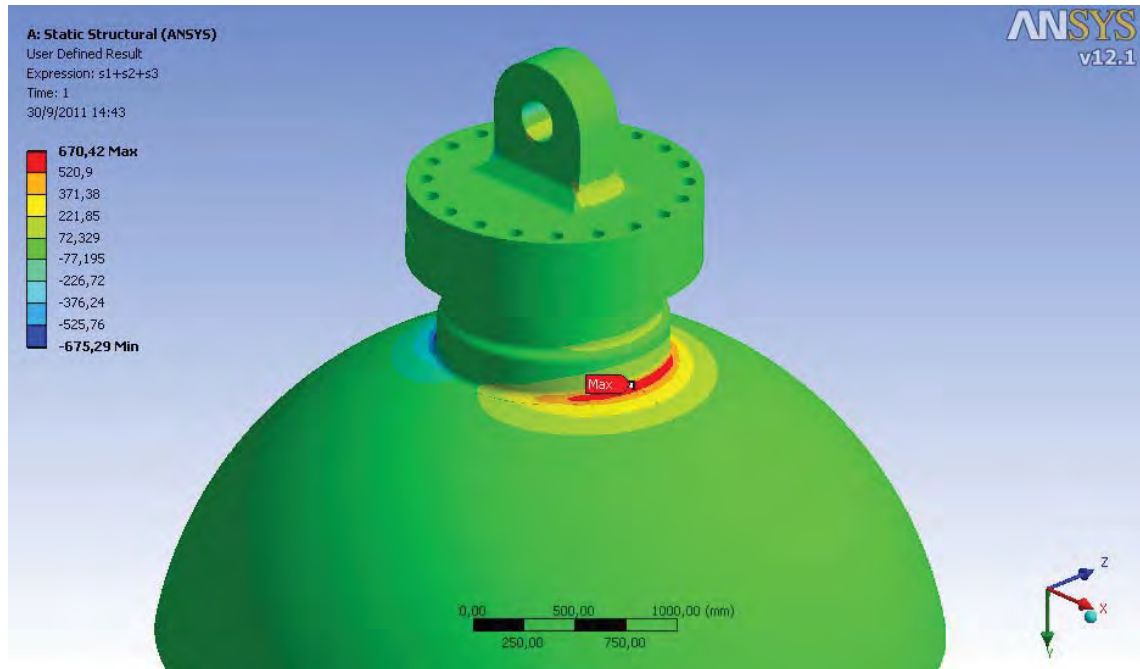


Figura 5.48 – Tensões triaxiais do olhal superior do içamento a 0°.

Podemos verificar através da Figura 5.48 que a máxima tensão triaxial de 670,42 MPa ficou abaixo da tensão admissível (904 MPa).

Após a verificação de todas as condições e variações de cargas presentes no olhal superior e na estrutura envolvida, podemos garantir que a estrutura está apta a suportar os carregamentos durante o movimento de verticalização do equipamento.

5.5 CARGAS DE IÇAMENTO – OLHAL INFERIOR

Esta análise verifica as tensões nos olhais inferiores utilizados para fazer o içamento do equipamento e também as tensões na saia, anel de base e nas vigas utilizadas para reforçar a estrutura. Quatro situações serão modeladas, variando-se o ângulo da força conforme ocorre a mudança de inclinação do equipamento durante o movimento de verticalização do equipamento. O ângulo 90° não será modelado uma vez que a força nos olhais inferiores para este caso é nula.

As Figuras 5.49 e 5.50 mostram a malha gerada para o modelo, que será utilizada para todos os ângulos analisados.

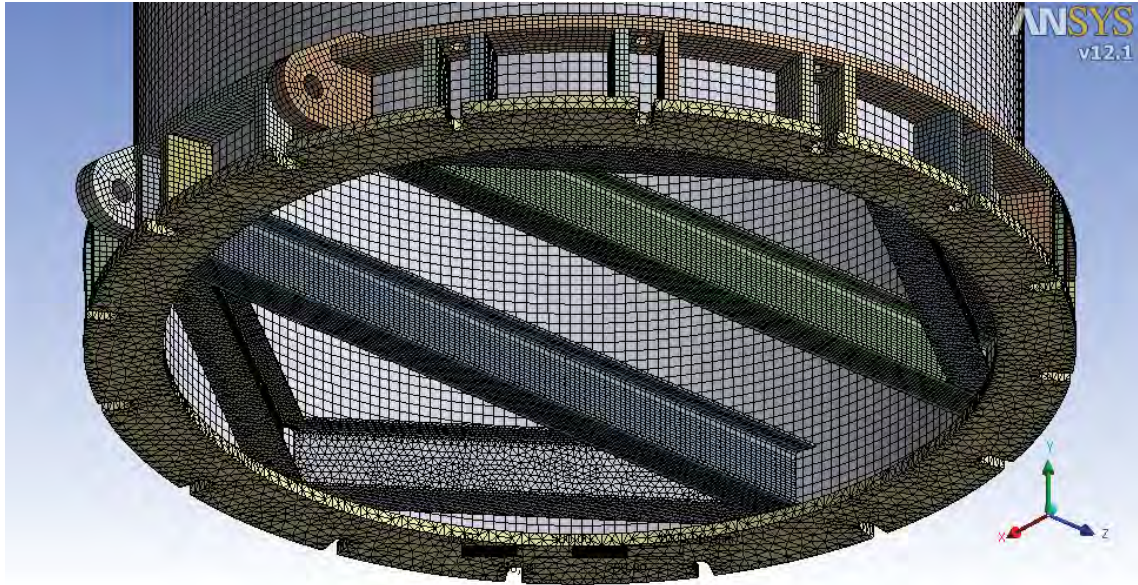


Figura 5.49 – Malha utilizada nos modelos de içamento do olhal inferior.

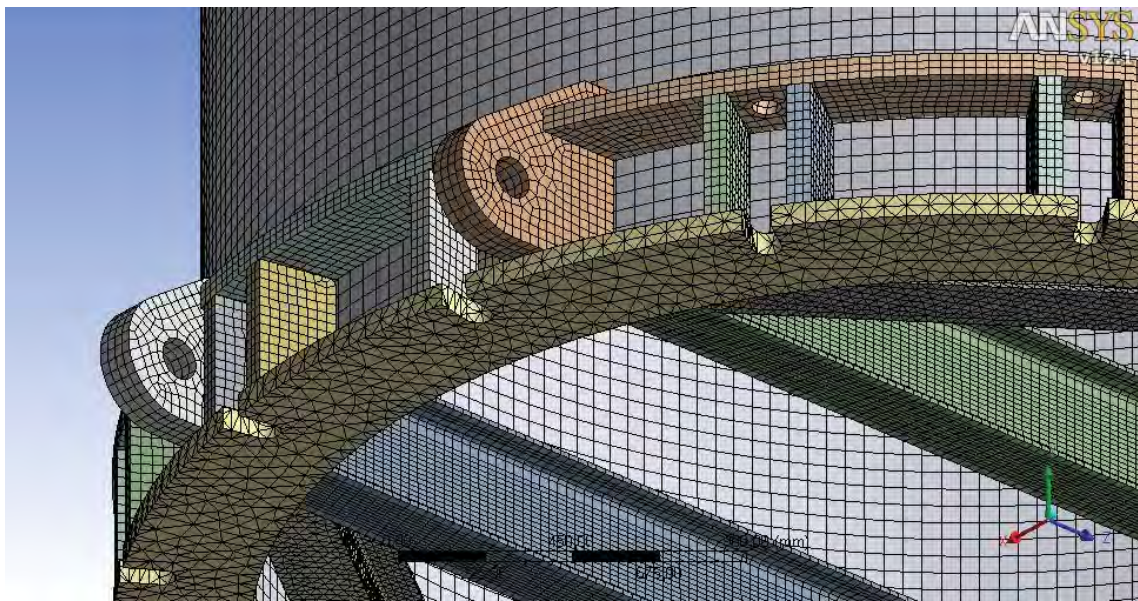


Figura 5.50 – Detalhes da malha utilizada nos modelos de içamento do olhal Inferior.

O modelo gerado obteve uma boa precisão nos resultados utilizando uma malha com elementos de tamanho médio de 100 mm na saia e 30 mm nos olhais, vigas e componentes do anel de base, que resultou em 126.886 elementos e 493.963 nós.

5.5.1 Análise do Içamento a 0°

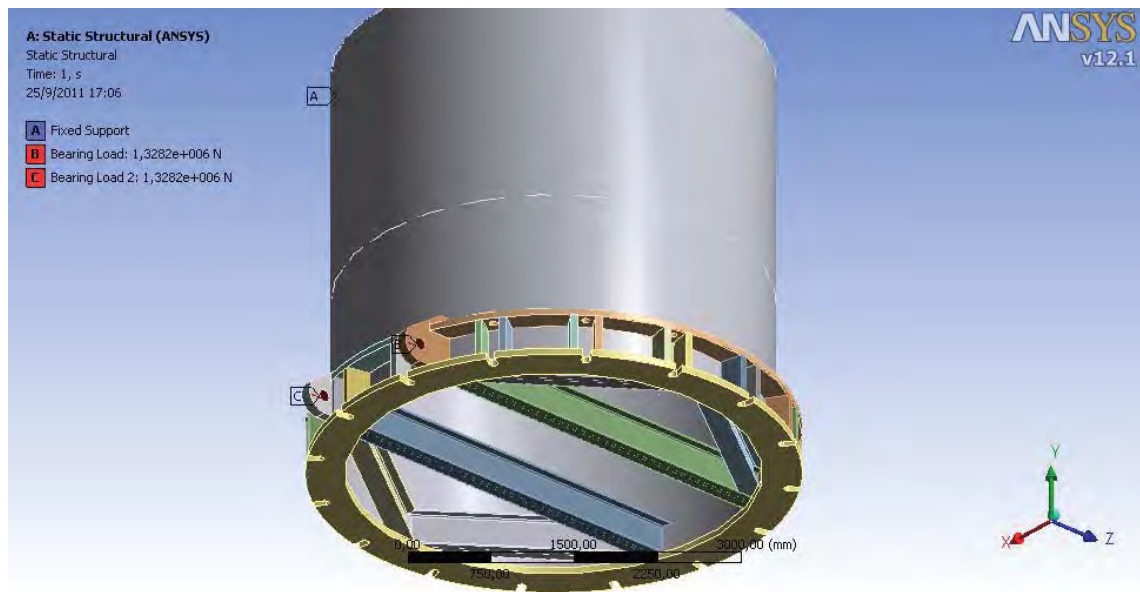


Figura 5.51 – Cargas e condições de contorno do içamento do olhal inferior a 0°.

As Figuras 5.51 e 5.52 ilustram as cargas devido ao içamento e a fixação do modelo.

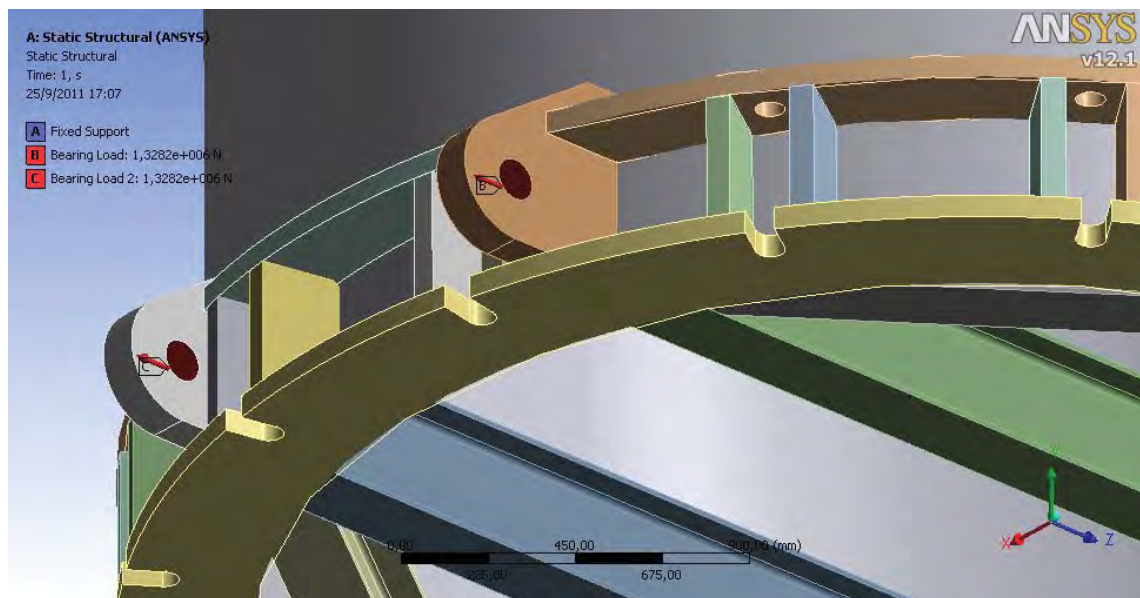


Figura 5.52 – Detalhes das cargas e condições de contorno do içamento do olhal inferior a 0°.

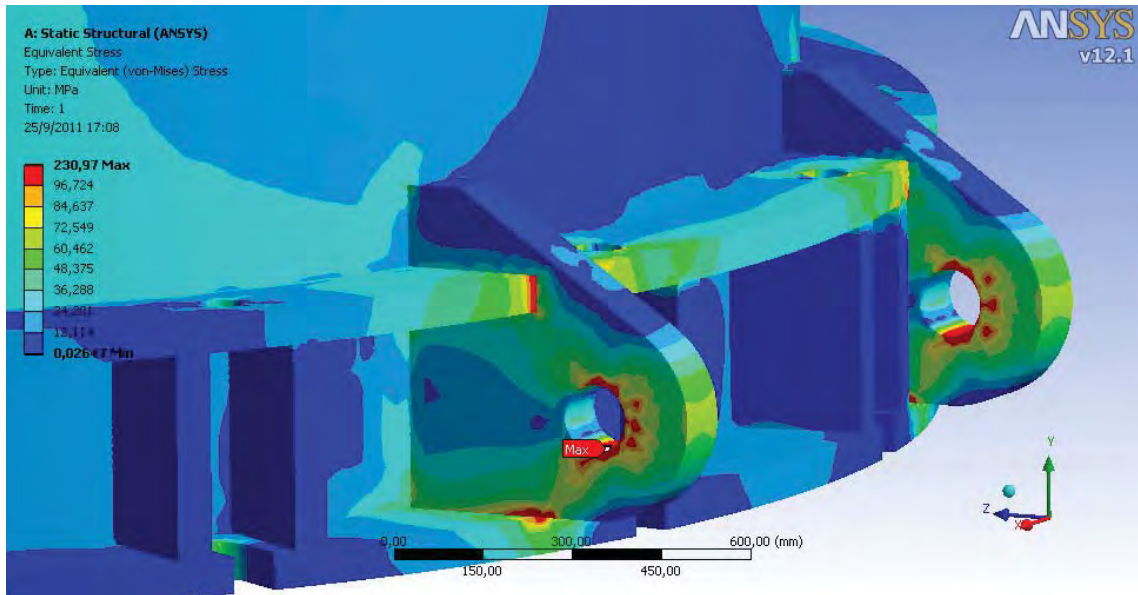


Figura 5.53 – Tensões equivalentes de von Mises do içamento do olhal inferior a 0°.

Podemos verificar através da Figura 5.53 que a máxima tensão equivalente de von Mises é 230,97 MPa, maior que a tensão admissível local de membrana ou primária de flexão (220 MPa) para o material do olhal, região onde ocorre a máxima tensão. Estas tensões serão avaliadas por linearização.

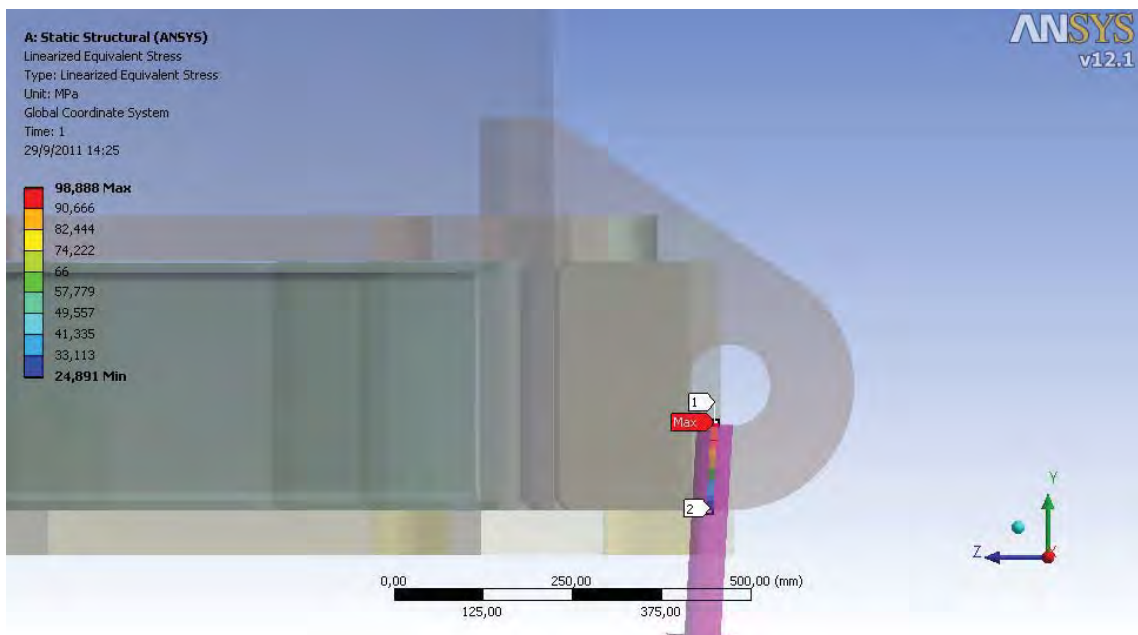


Figura 5.54 – Caminho da linearização do olhal inferior no içamento a 0°.

A Figura 5.54 ilustra o caminho da linearização de tensão para este modelo.

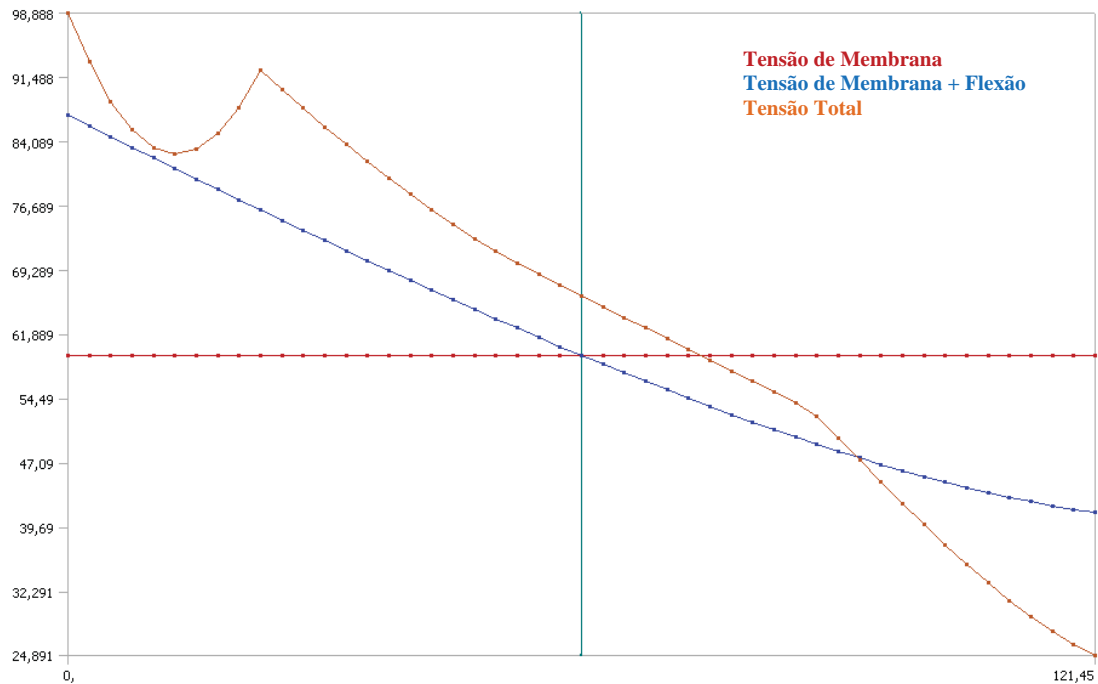


Figura 5.55 – Linearização do olhal inferior no içamento a 0° .

Podemos observar através da Figura 5.55 que a tensão local de membrana foi de 59,45 MPa, menor que a admissível de 220 MPa. A tensão secundária, Membrana + Bending foi de 87,08 MPa, menor que a admissível de 440 MPa.

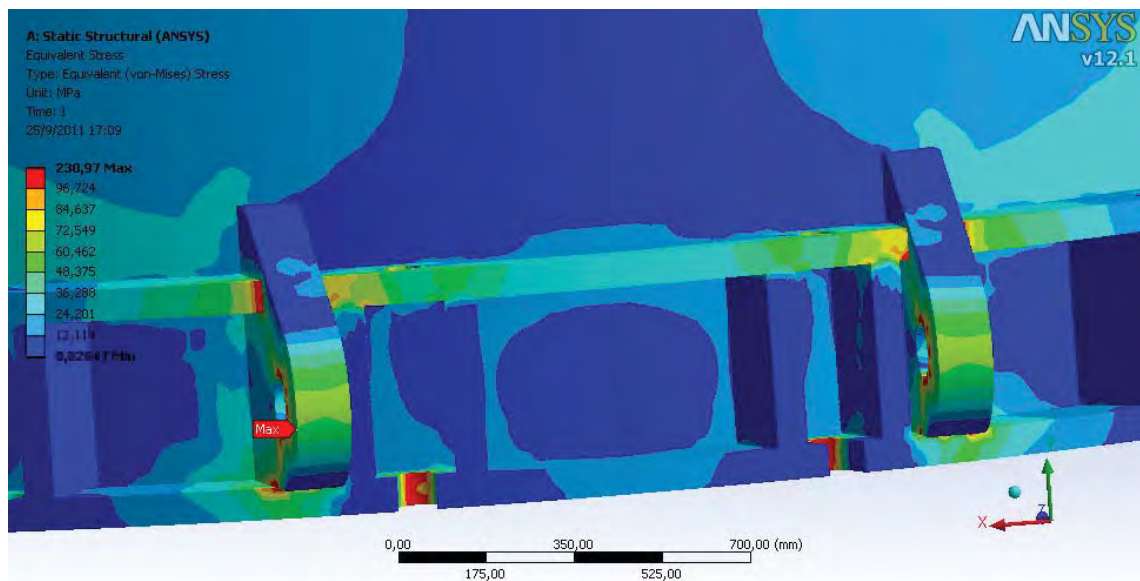


Figura 5.56 – Detalhes das tensões equivalentes do olhal inferior no içamento a 0° .

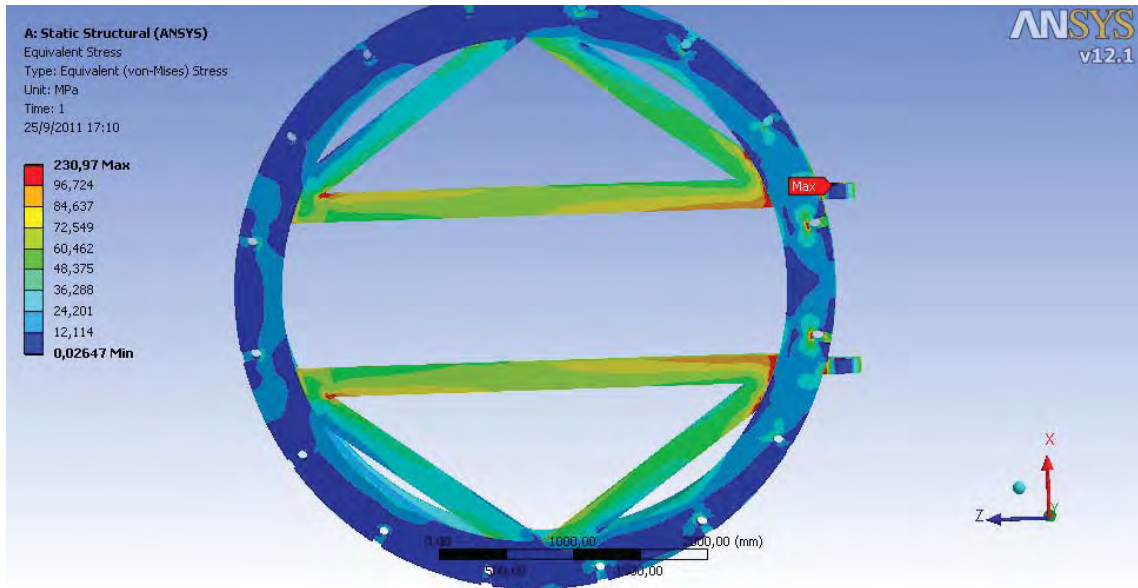


Figura 5.57– Tensões equivalentes nas vigas de reforço do olhal inferior no içamento a 0° - vista inferior.

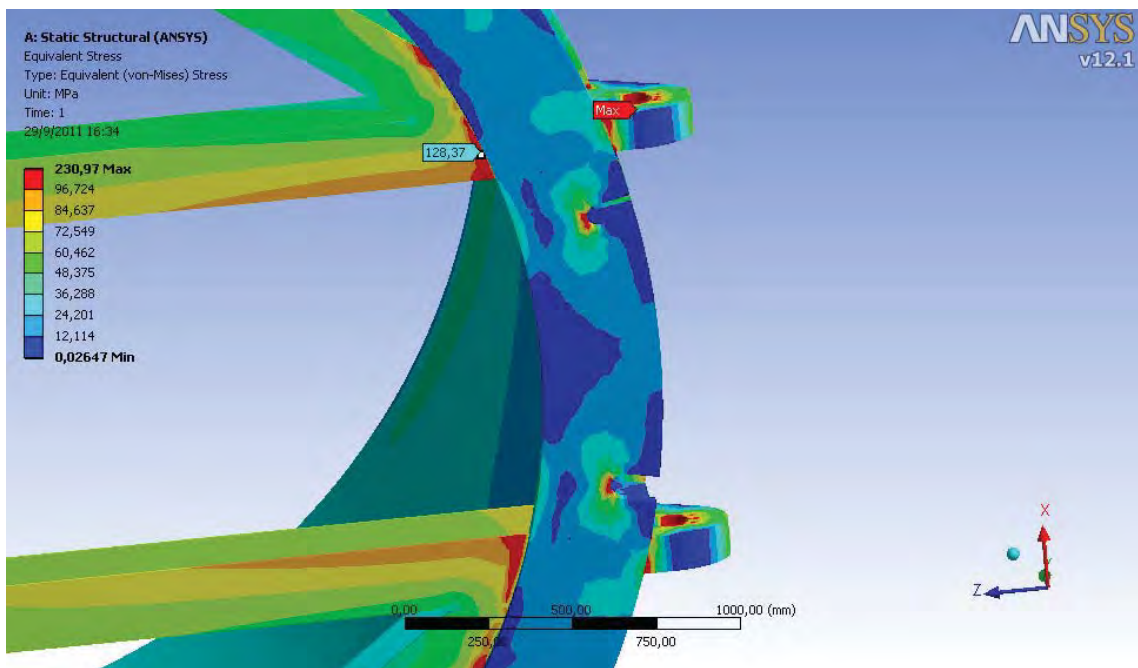


Figura 5.58 – Detalhes das tensões equivalentes nas vigas de reforço do olhal inferior no içamento a 0° - vista inferior.

Podemos verificar através das Figuras 5.56, 5.57, 5.58 e 5.59 que a maior tensão equivalente de von Mises que ocorre na viga de reforço é 128,37 MPa, menor que a tensão admissível local de membrana ou primária de flexão (247,5 MPa) mesmo incluindo uma componente secundária. Portanto a linearização de tensões na região da viga não precisa ser realizada.

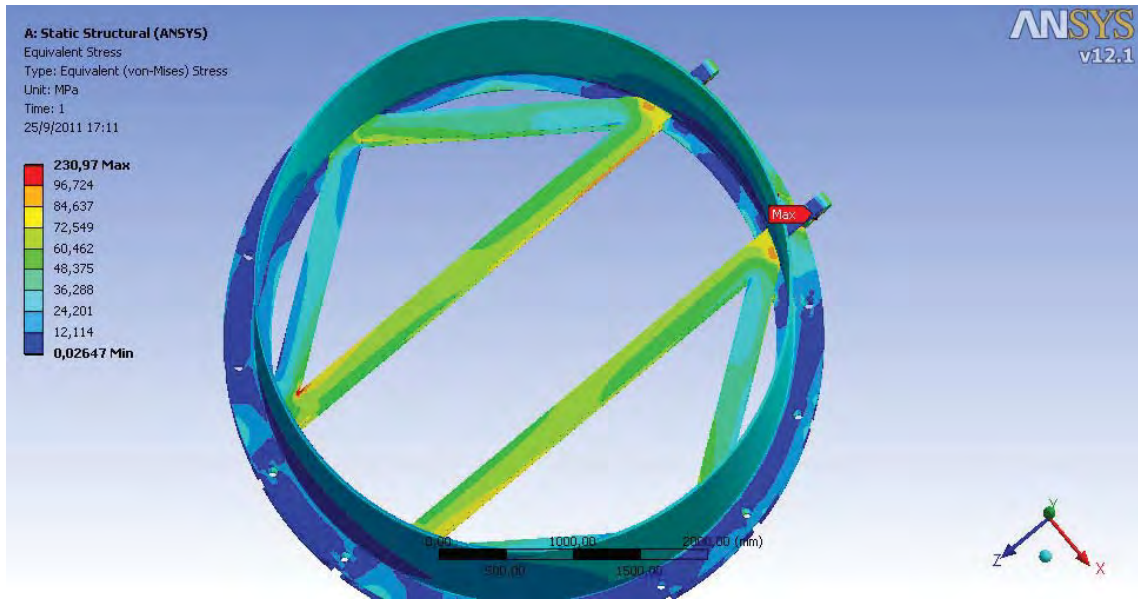


Figura 5.59 – Tensões equivalentes nas vigas de reforço do olhal Inferior no içamento a 0° - vista superior.

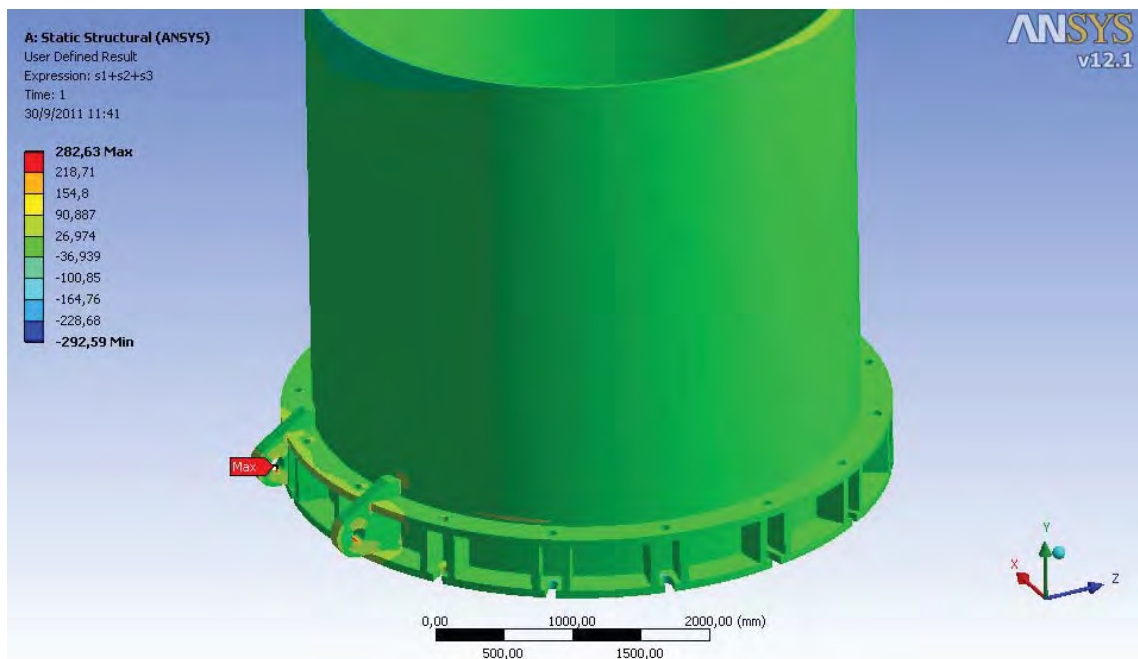


Figura 5.60 – Tensões triaxiais do Olhal Inferior do Içamento a 0° .

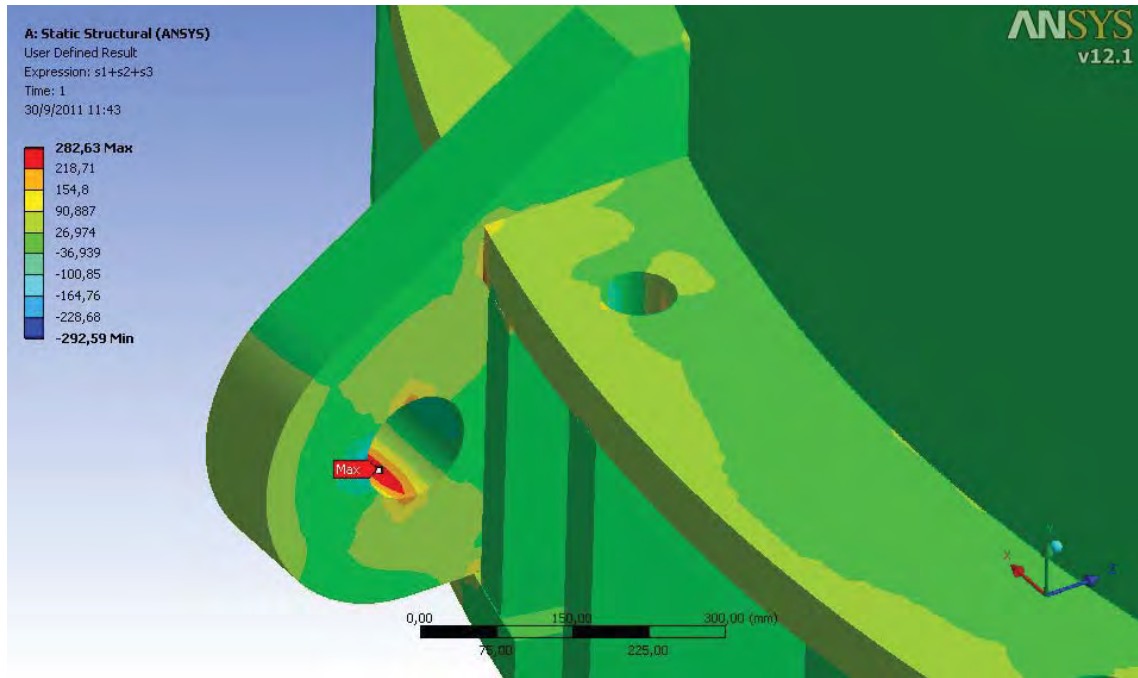


Figura 5.61 – Detalhe das tensões triaxiais do olhal inferior do içamento a 0°.

Podemos observar através das Figuras 5.60 e 5.61 que a máxima tensão triaxial foi de 282,63 MPa, menor que a tensão admissível de 588 MPa.

5.5.2 Análise do Içamento a 35°

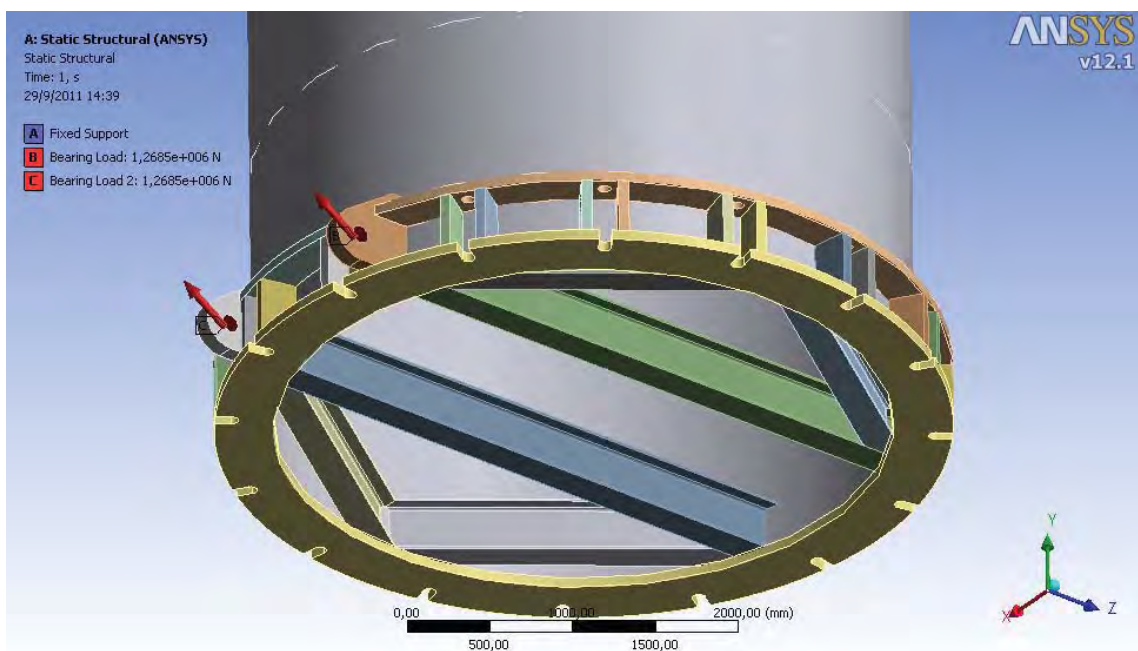


Figura 5.62 – Detalhes das cargas e condições de contorno do içamento do olhal inferior a 35°.

A Figura 5.62 ilustra as cargas devido ao içamento e a fixação do modelo.

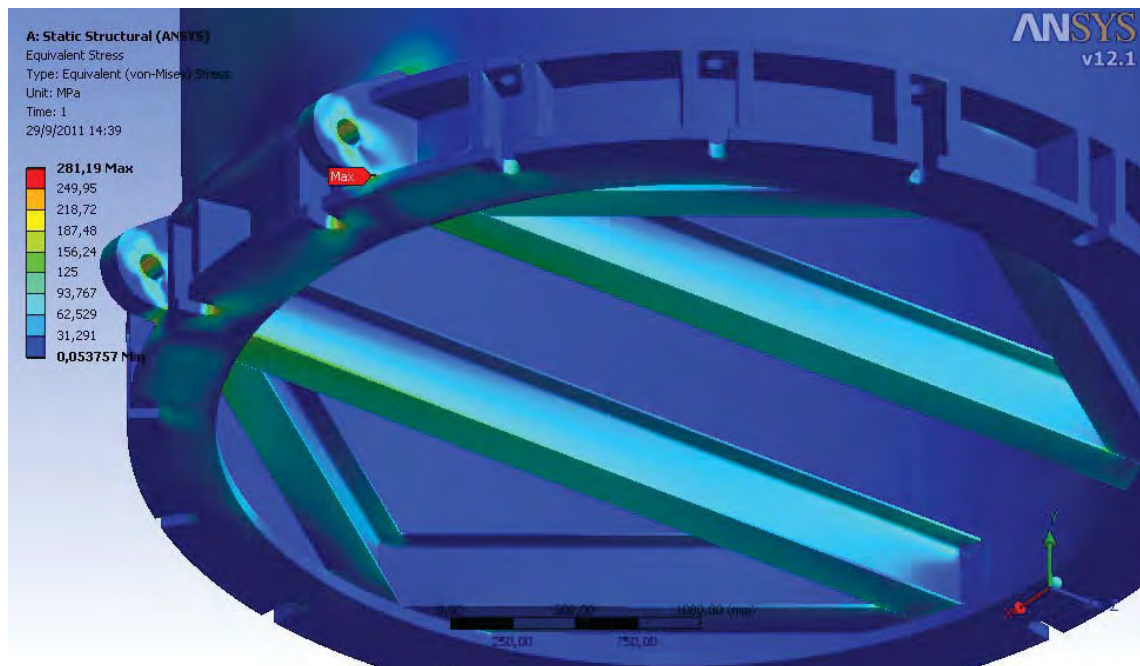


Figura 5.63 – Tensões equivalentes de von Mises do içamento do olhal inferior a 35°.

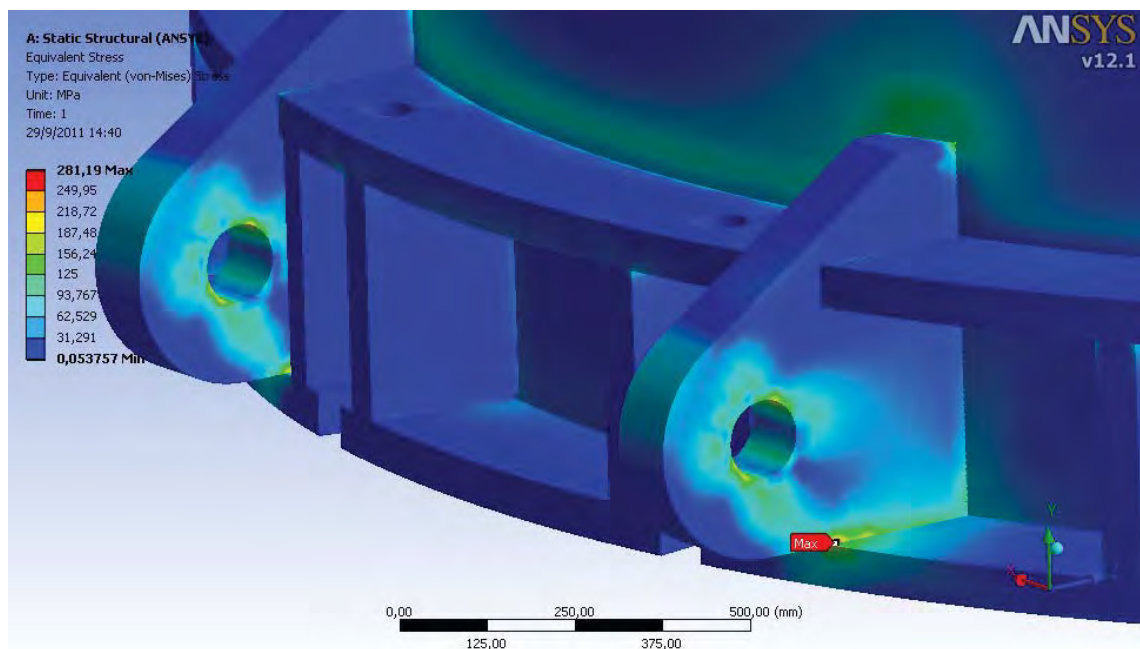


Figura 5.64 – Detalhes das tensões equivalentes de von Mises do içamento do olhal inferior a 35°.

Podemos verificar através das Figuras 5.63 e 5.64 que a máxima tensão equivalente de von Mises é 281,19 MPa, maior que a tensão admissível local de

membrana ou primária de flexão (220 MPa) para o material do olhal, região onde ocorre a máxima tensão. Estas tensões serão avaliadas por linearização.

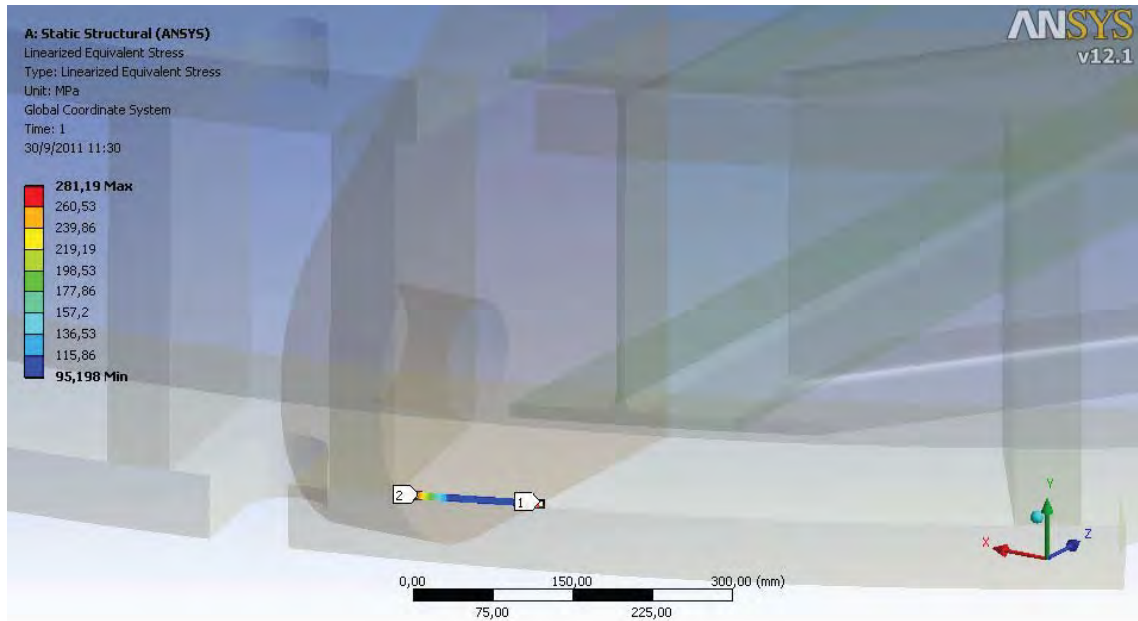


Figura 5.65 – Caminho de linearização do olhal inferior do Içamento a 35°.

A Figura 5.65 mostra o caminho da linearização de tensões através da espessura passando pelo ponto de máxima tensão.

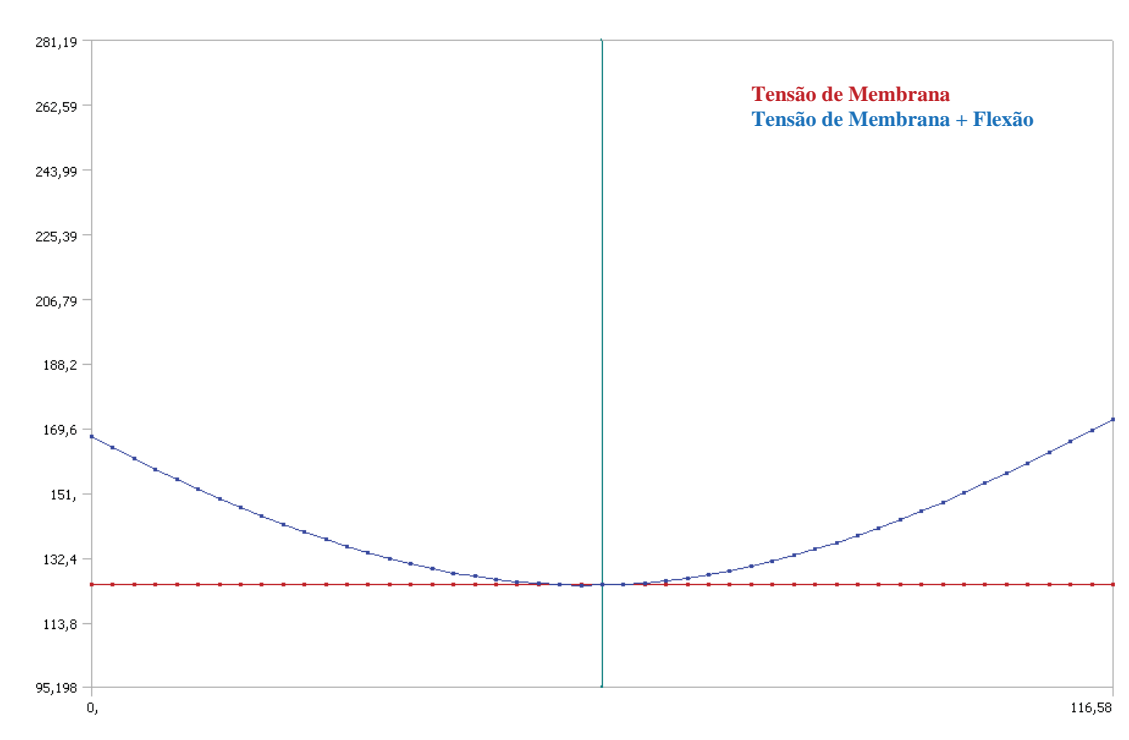


Figura 5.66 - Linearização do olhal inferior no içamento a 35°.

Podemos observar através da Figura 5.66, que a tensão local de membrana foi de 124,58 MPa, menor que a admissível de 220 MPa. A tensão secundária, Membrana + Bending, foi de 172,24 MPa, menor que a admissível de 440 MPa.

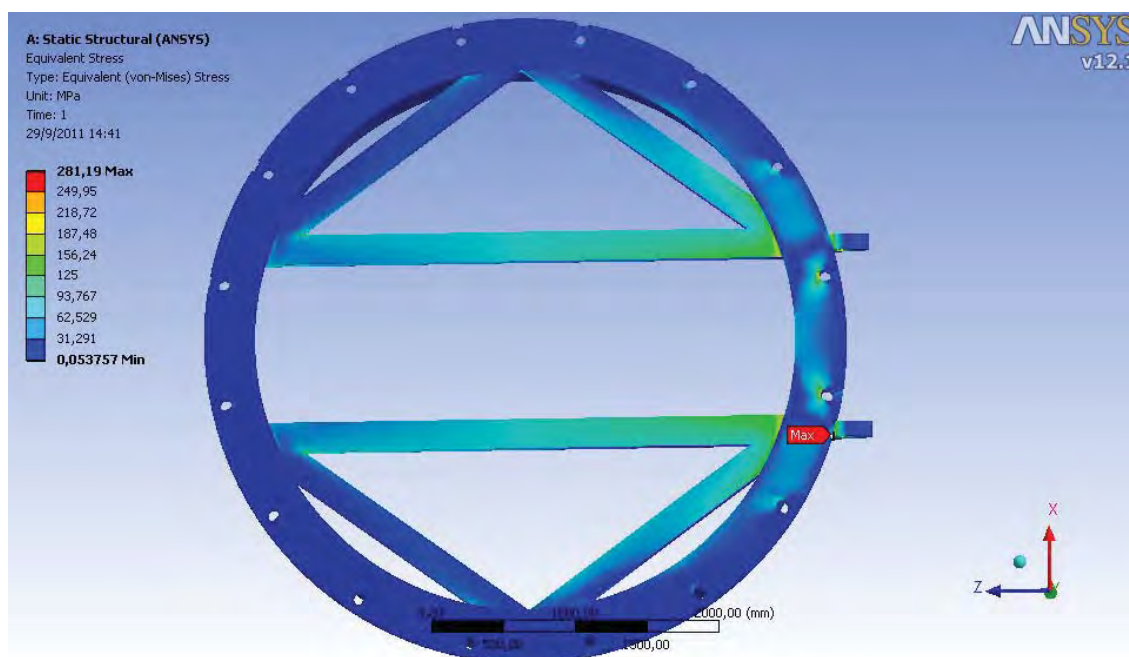


Figura 5.67 – Detalhes das tensões equivalentes nas vigas de reforço do olhal inferior no içamento a 35° - vista inferior.

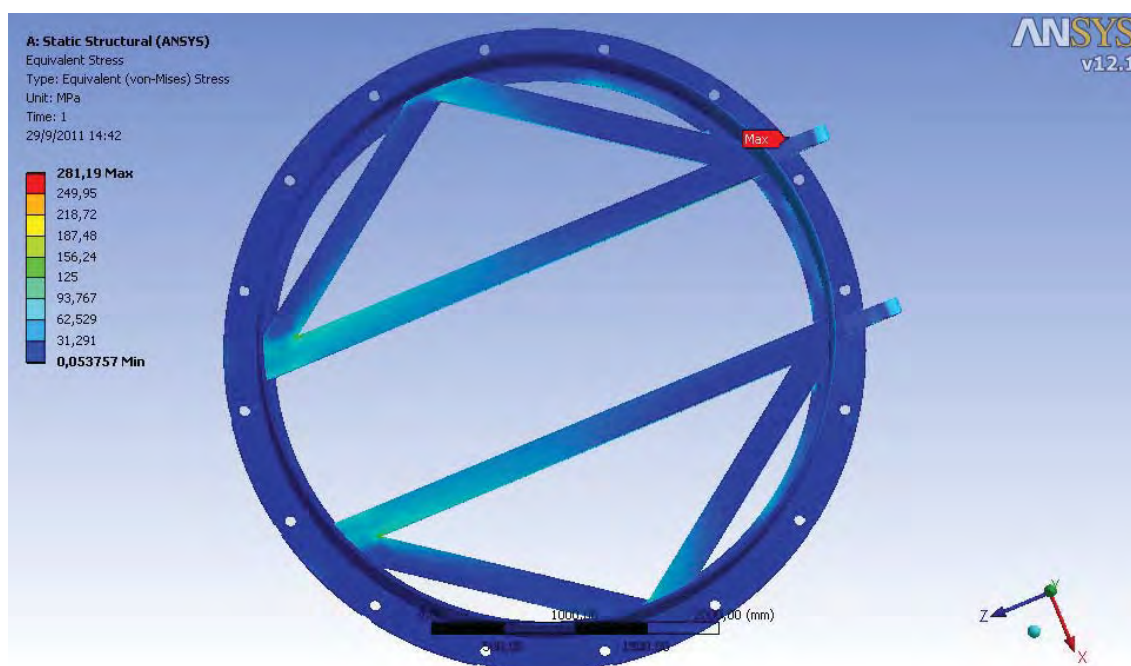


Figura 5.68 – Detalhes das tensões equivalentes nas vigas de reforço do olhal inferior no içamento a 35° - vista superior.

Para esta condição do içamento, conforme Figuras 5.67 e 5.68, podemos verificar que as vigas sofrem esforços menores que na inclinação de 0° .

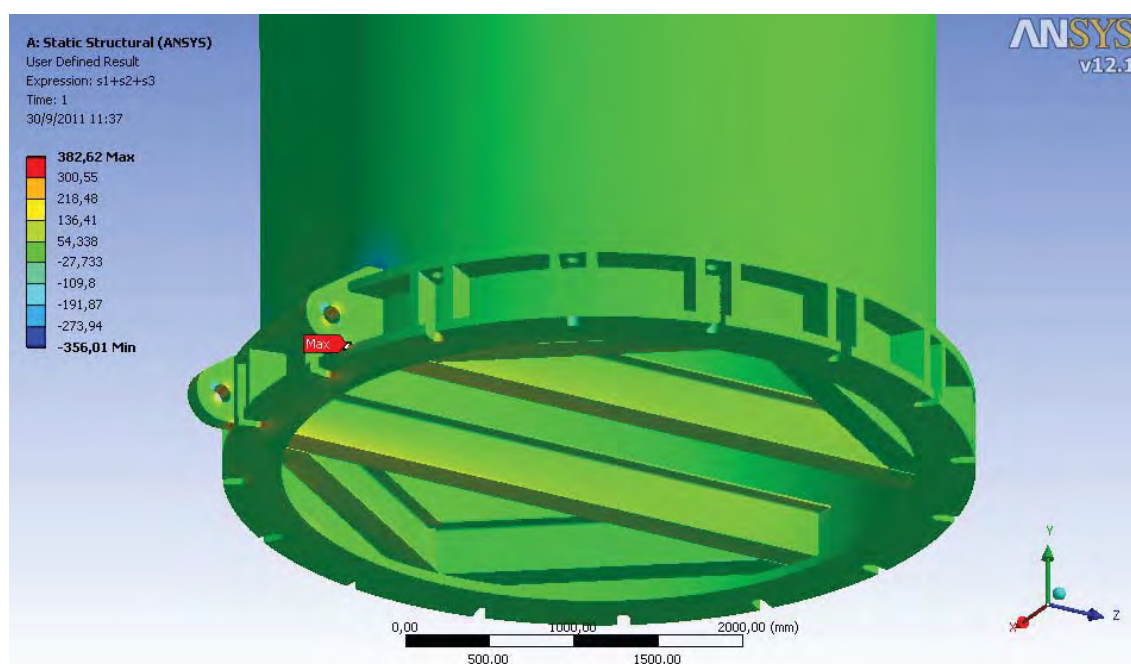


Figura 5.69 – Tensões triaxiais do olhal inferior do içamento a 35° .

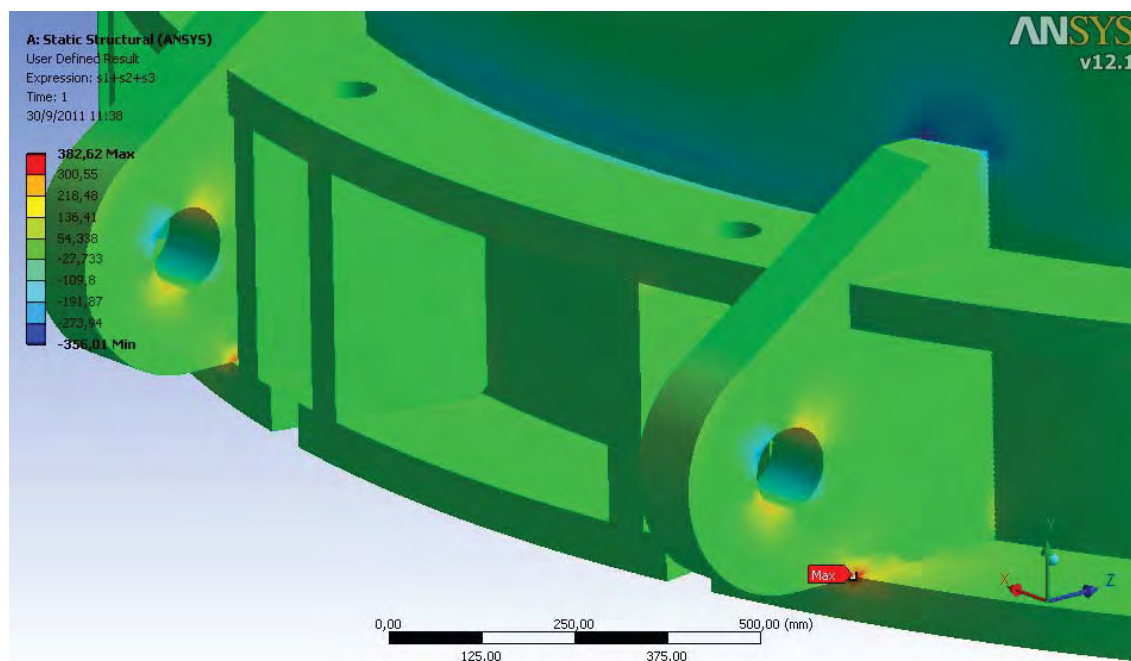


Figura 5.70 – Detalhe das tensões triaxiais do olhal inferior do içamento a 35°.

Conforme podemos observar através das Figuras 5.69 e 5.70, a máxima tensão triaxial foi de 382,62 MPa, menor que a tensão admissível de 588 MPa.

5.5.3 Análise do Içamento a 45°

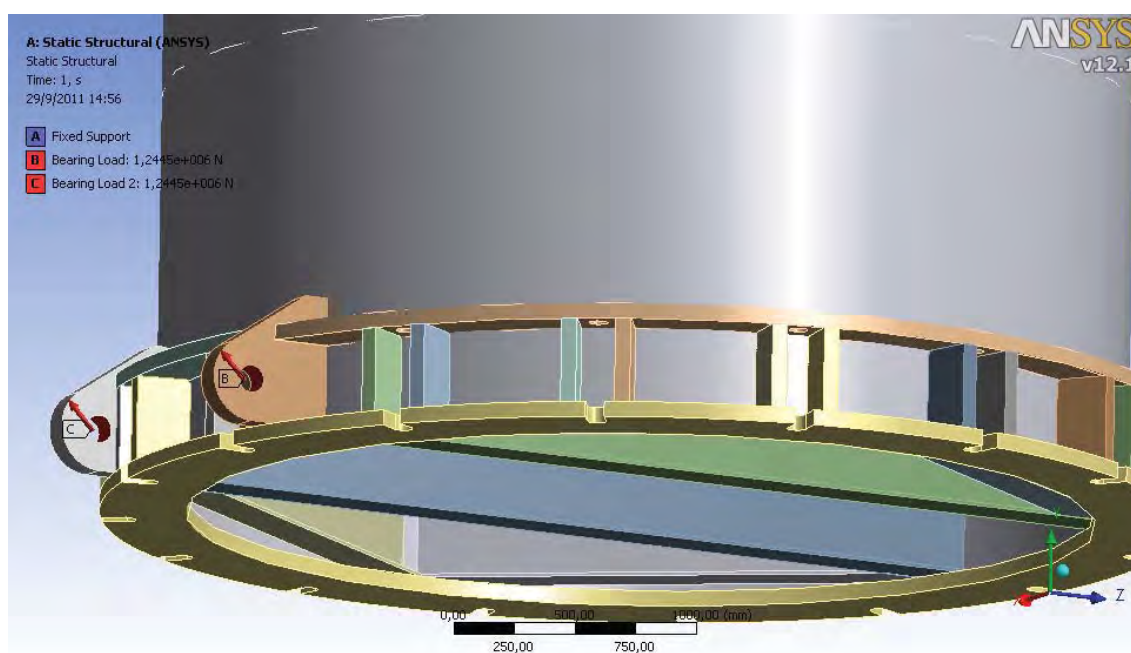


Figura 5.71 – Detalhes das cargas e condições de contorno do içamento do olhal inferior a 45°.

A Figura 5.71 ilustra a carga devido ao içamento e a fixação do modelo.

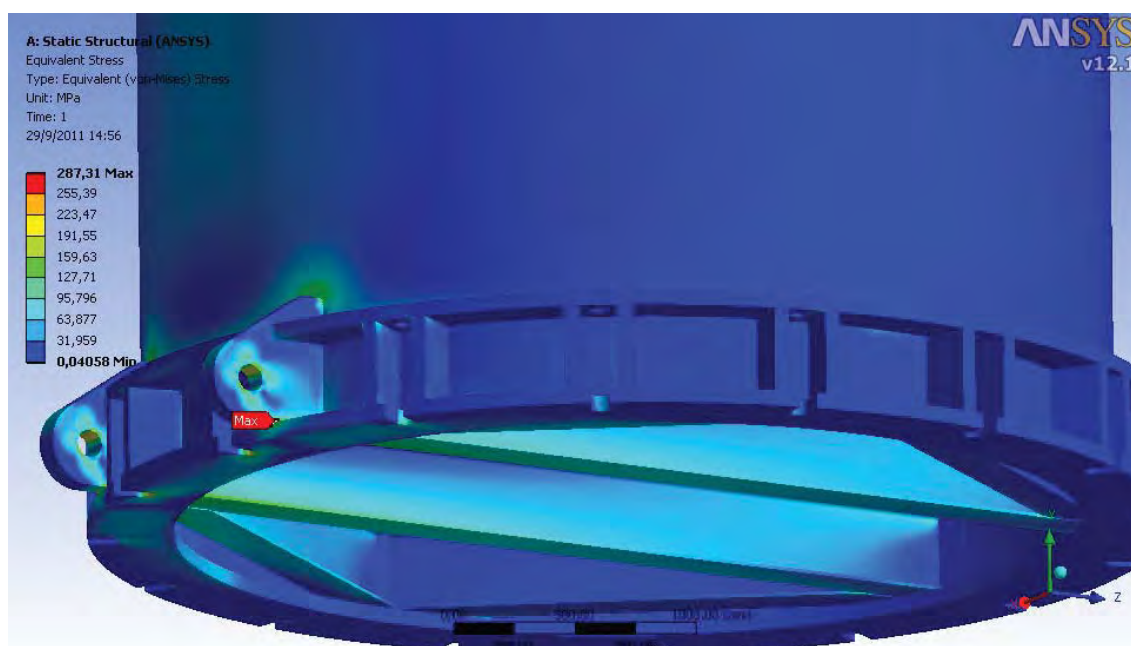


Figura 5.72 – Tensões equivalentes de von Mises do içamento do olhal inferior a 45°.

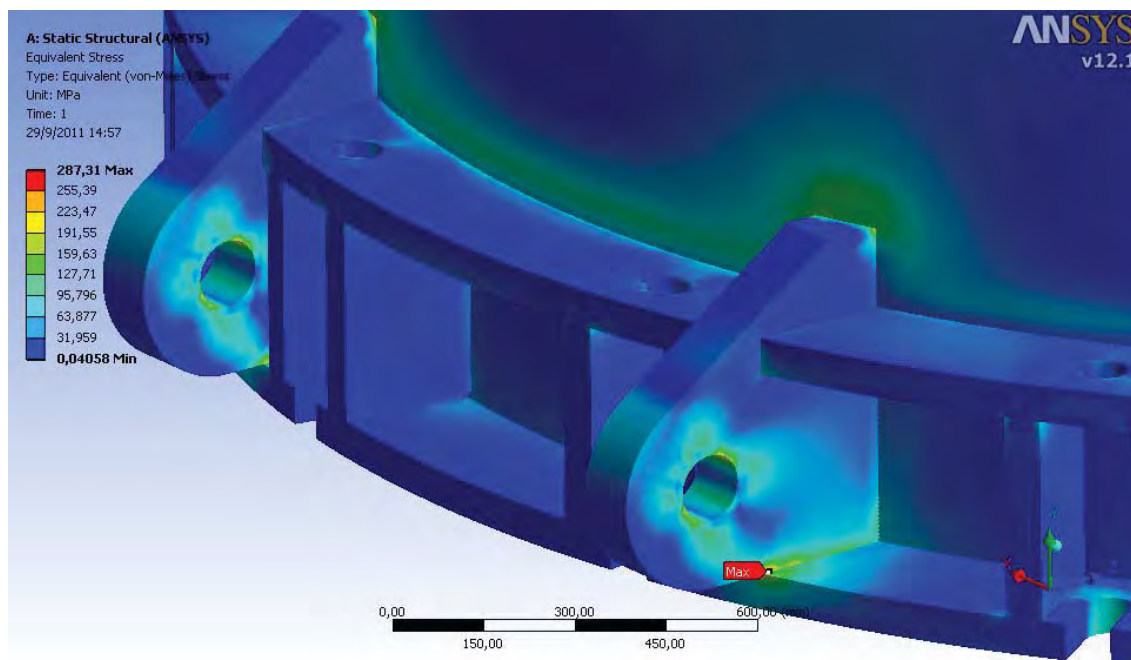


Figura 5.73 – Detalhes das tensões equivalentes de von Mises do içamento do olhal inferior a 45°.

Podemos verificar através das Figuras 5.72 e 5.73 que a máxima tensão equivalente de von Mises é 287,31 MPa, maior que a tensão admissível local de

membrana ou primária de flexão (220 MPa) para o material do olhal, região onde ocorre a máxima tensão. Estas tensões serão avaliadas por linearização.

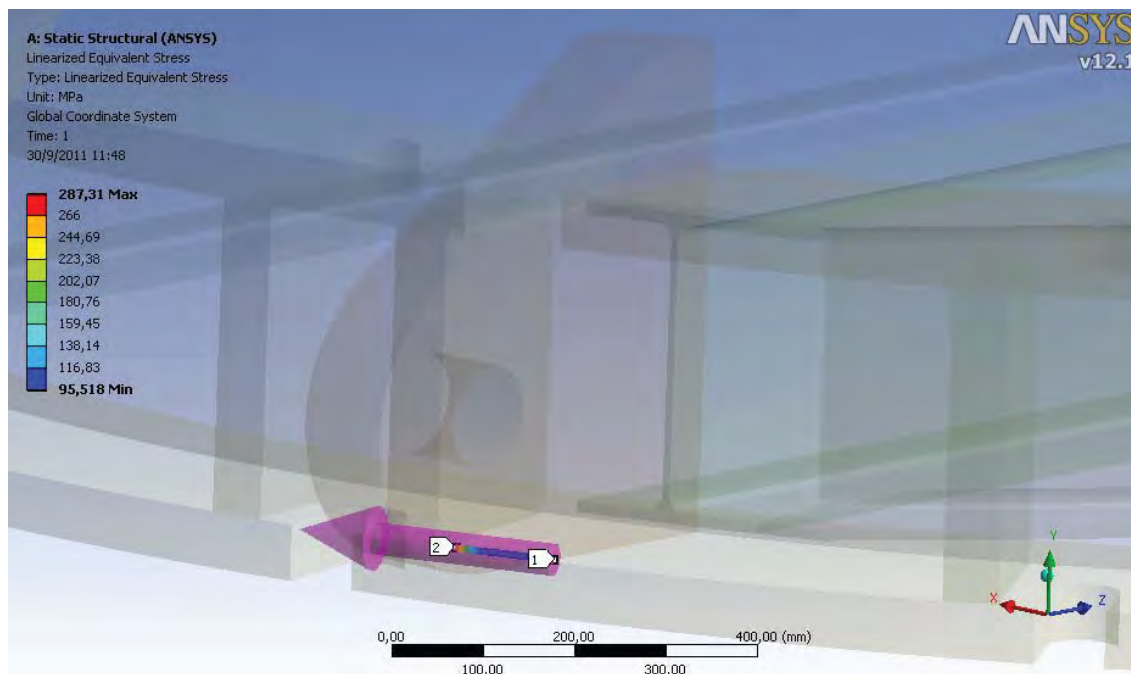


Figura 5.74 – Caminho de linearização do olhal inferior do içamento a 45°.

A Figura 5.74 ilustra o caminho da linearização de tensões através da espessura passando pelo ponto de máxima tensão.

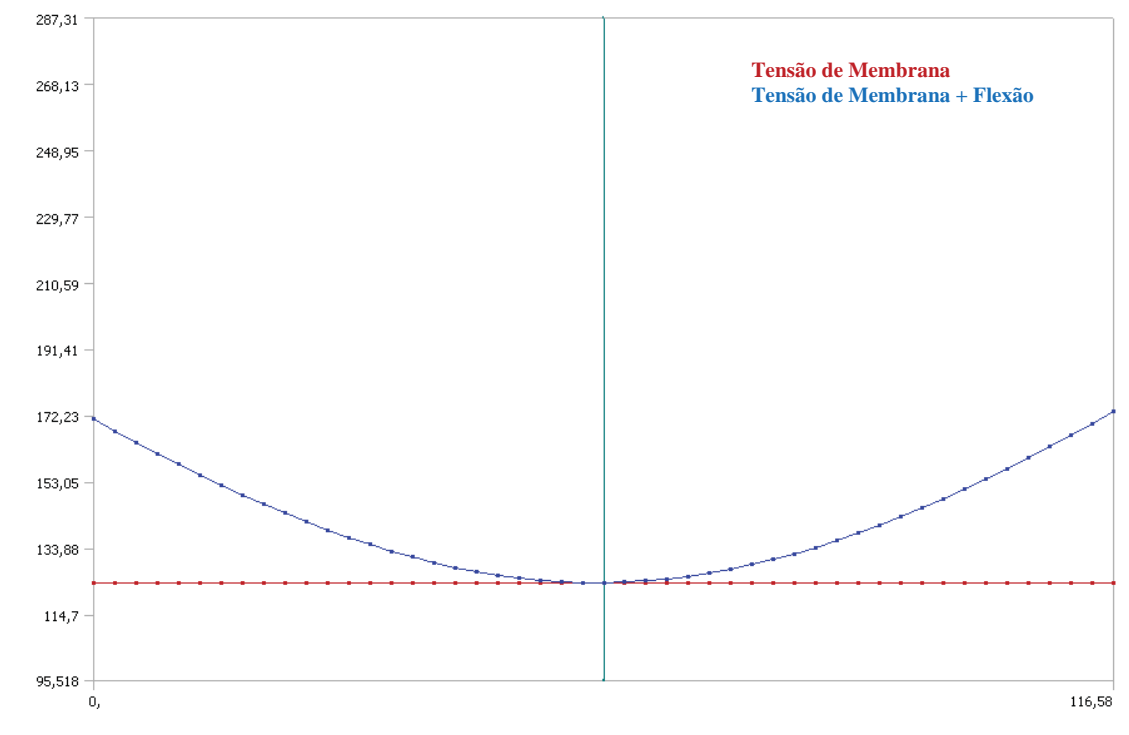


Figura 5.75 - Linearização do olhal inferior no içamento a 45°.

Através da Figura 5.75 podemos observar que a tensão local de membrana foi de 123,88 MPa, menor que a admissível de 220 MPa. A tensão secundária, Membrana + Bending, foi de 173,31 MPa, menor que a admissível de 440 MPa.

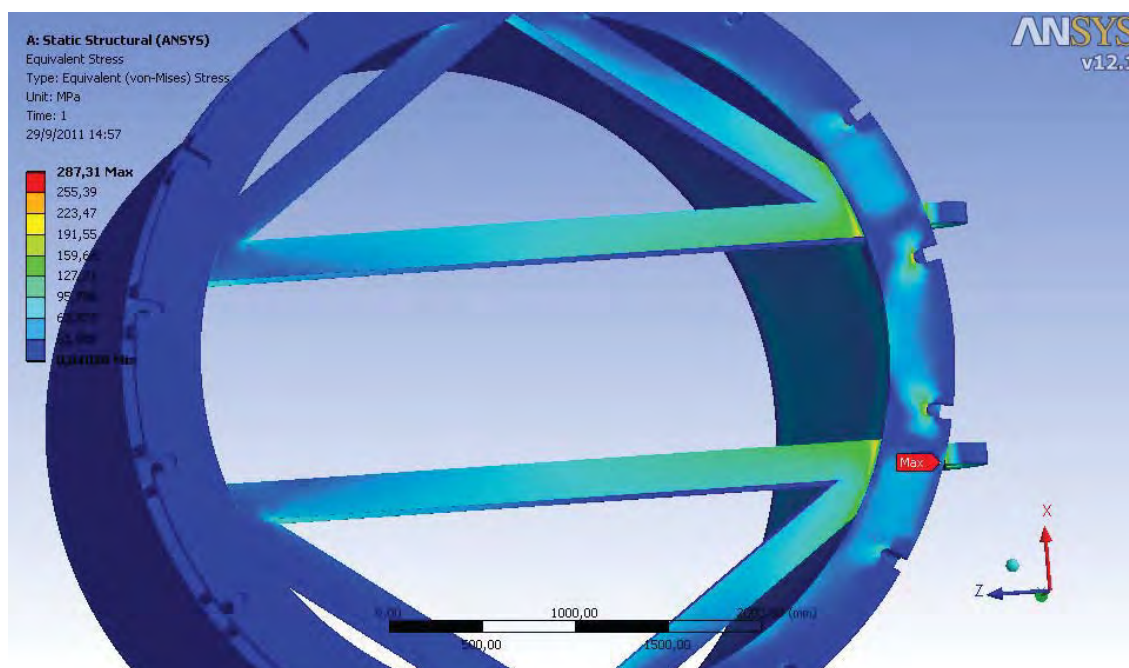


Figura 5.76 – Tensões equivalentes nas vigas de reforço do olhal inferior no içamento a 45° - vista inferior.

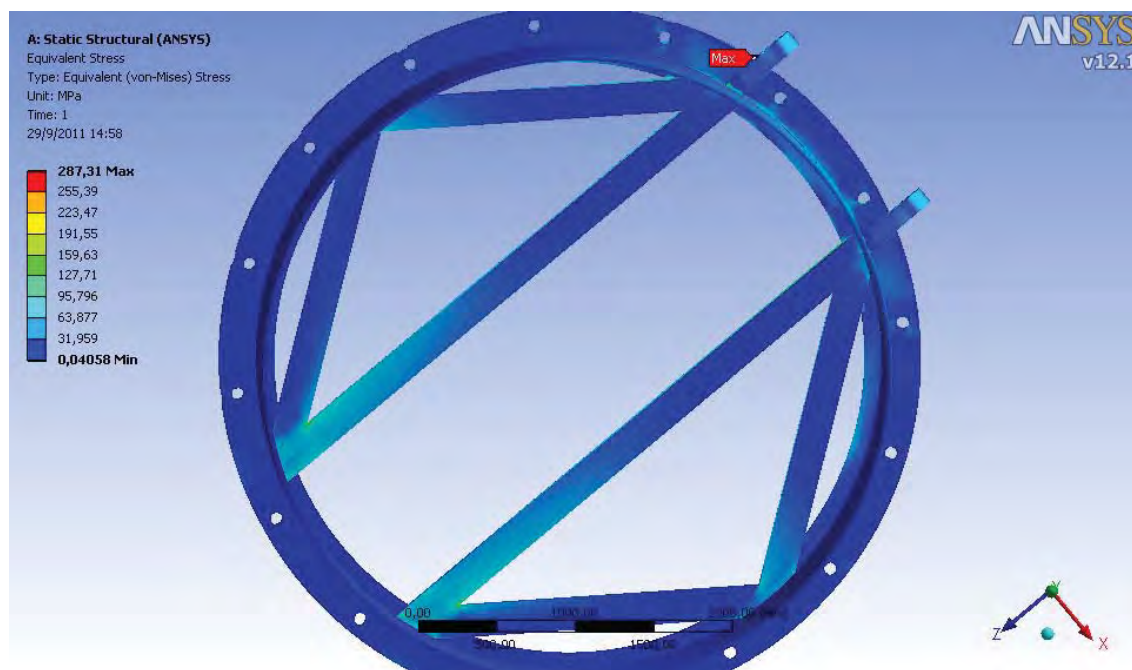


Figura 5.77 – Tensões equivalentes nas vigas de reforço do olhal inferior no içamento a 45° - vista superior.

Para esta condição do içamento, observado nas Figuras 5.76 e 5.77, podemos verificar que as tensões nas vigas ficam ainda menores quando comparadas com as condições anteriores.

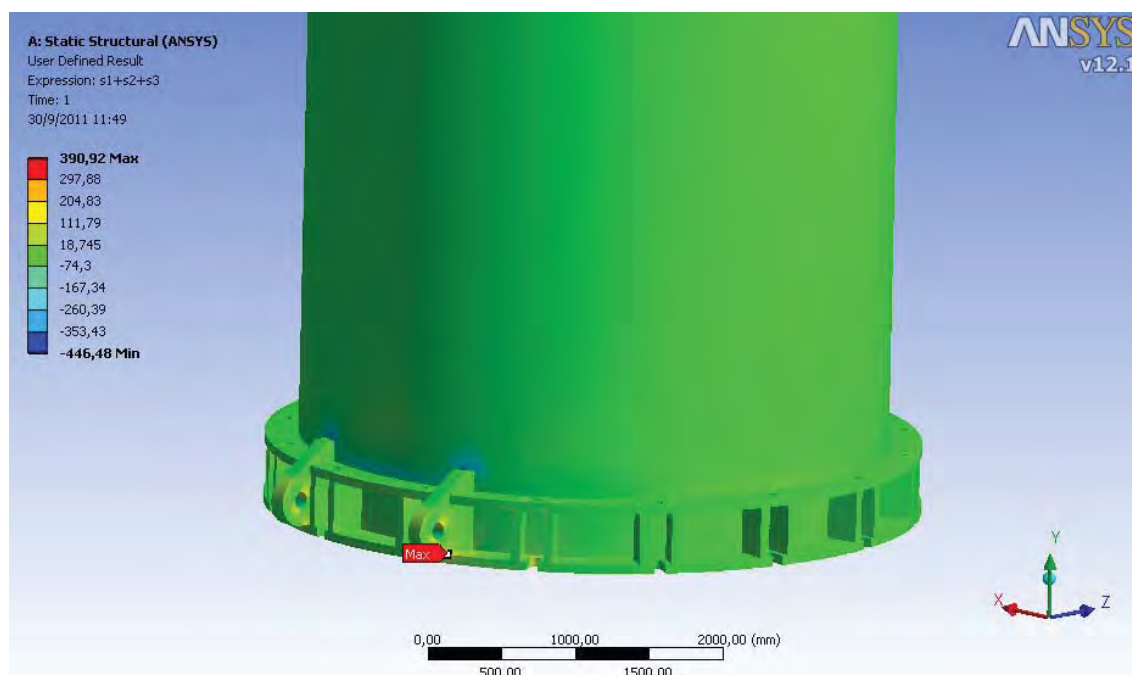


Figura 5.78 – Tensões triaxiais do olhal inferior do içamento a 45°.

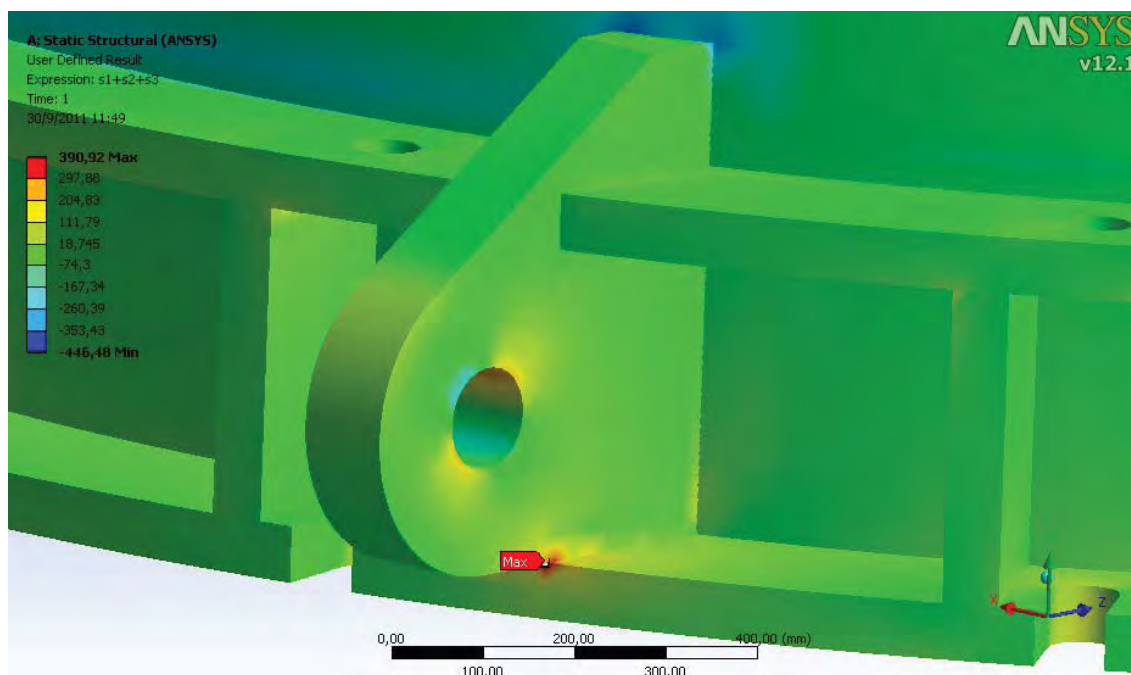


Figura 5.79 – Detalhe das tensões triaxiais do olhal inferior do içamento a 45°.

A máxima tensão triaxial observada através das Figuras 5.78 e 5.79 foi de 390,92 MPa, menor que a tensão admissível de 588 MPa.

5.5.4 Análise do Içamento a 70°

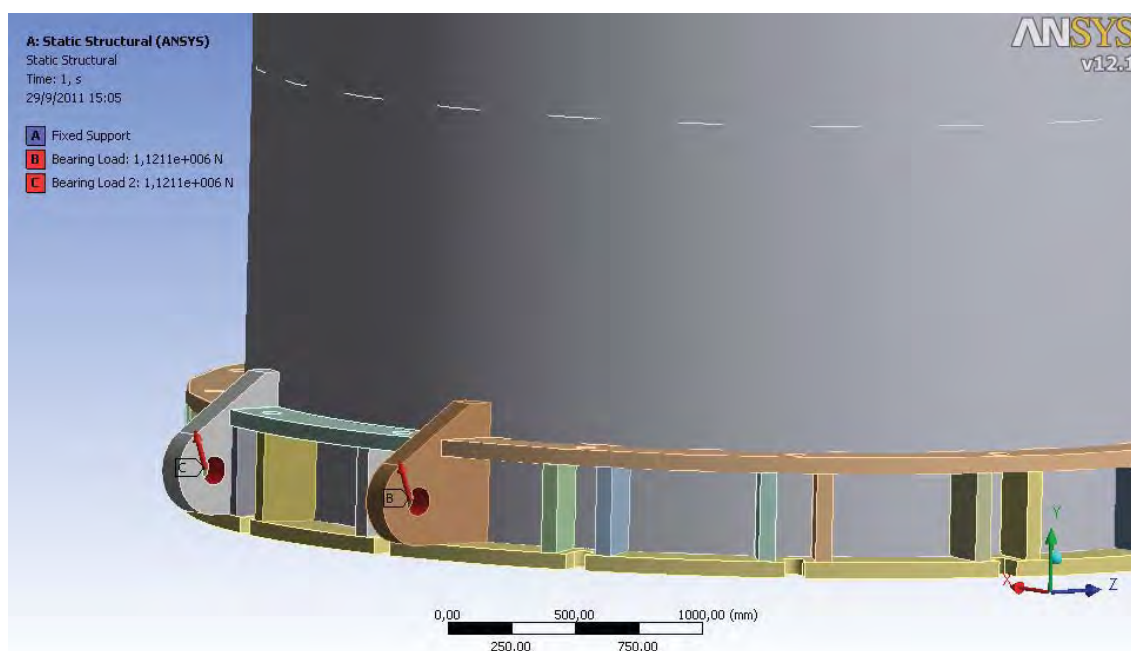


Figura 5.80 – Detalhes das cargas e condições de contorno do içamento do olhal inferior a 70°.

A Figura 5.80 ilustra as cargas devido ao içamento e a fixação do modelo.

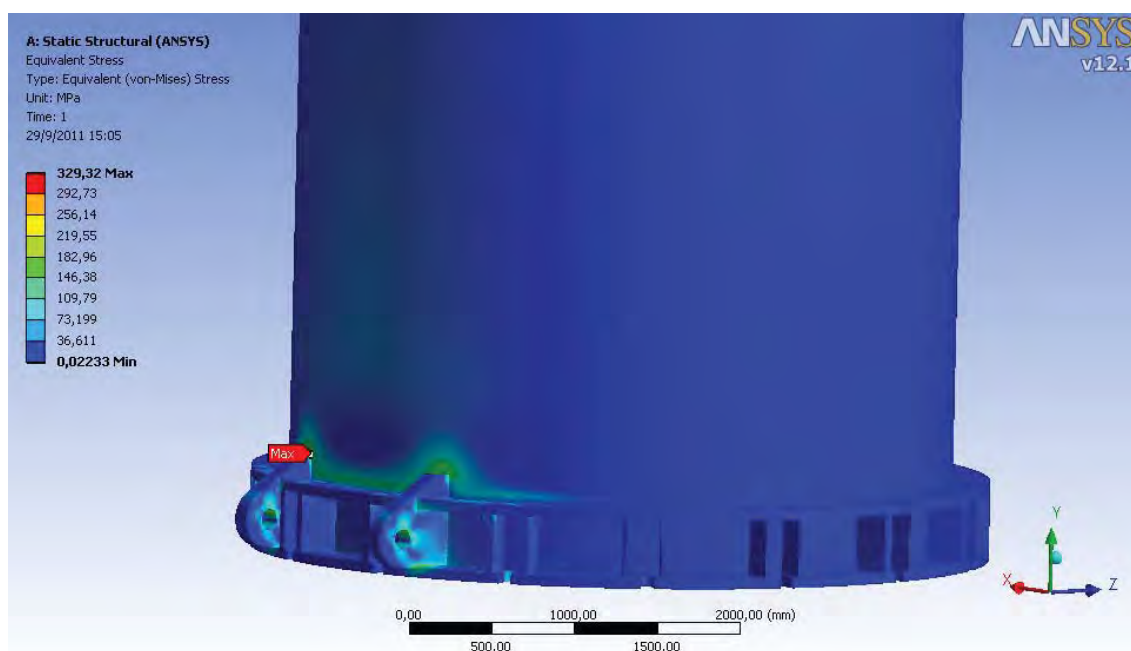


Figura 5.81 – Tensões equivalentes de von Mises do içamento do olhal inferior a 70°.

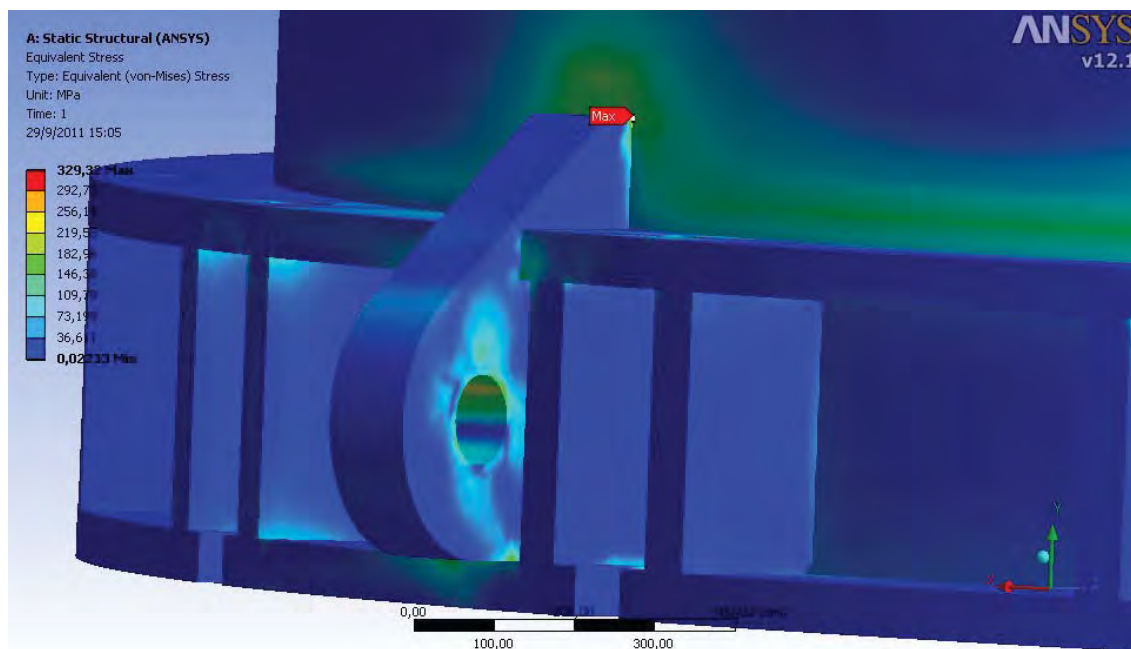


Figura 5.82 – Detalhes das tensões equivalentes de von Mises do içamento do olhal inferior a 70°.

Podemos verificar através das Figuras 5.81 e 5.82 que a máxima tensão equivalente de von Mises é 329,32 MPa, maior que a tensão admissível local de

membrana ou primária de flexão (220 MPa) para o material do olhal, região onde ocorre a máxima tensão. Estas tensões serão avaliadas por linearização.

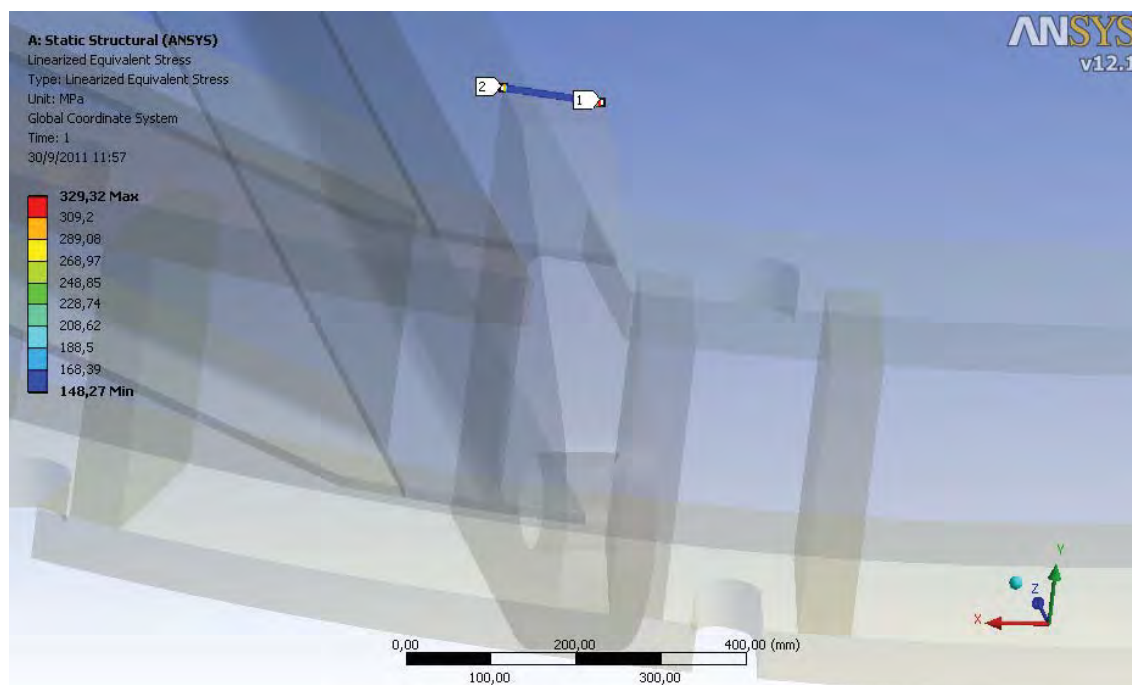


Figura 5.83 – Caminho de linearização do olhal inferior do içamento a 70°.

A Figura 5.83 mostra o caminho da linearização de tensões através da espessura passando pelo ponto de máxima tensão.

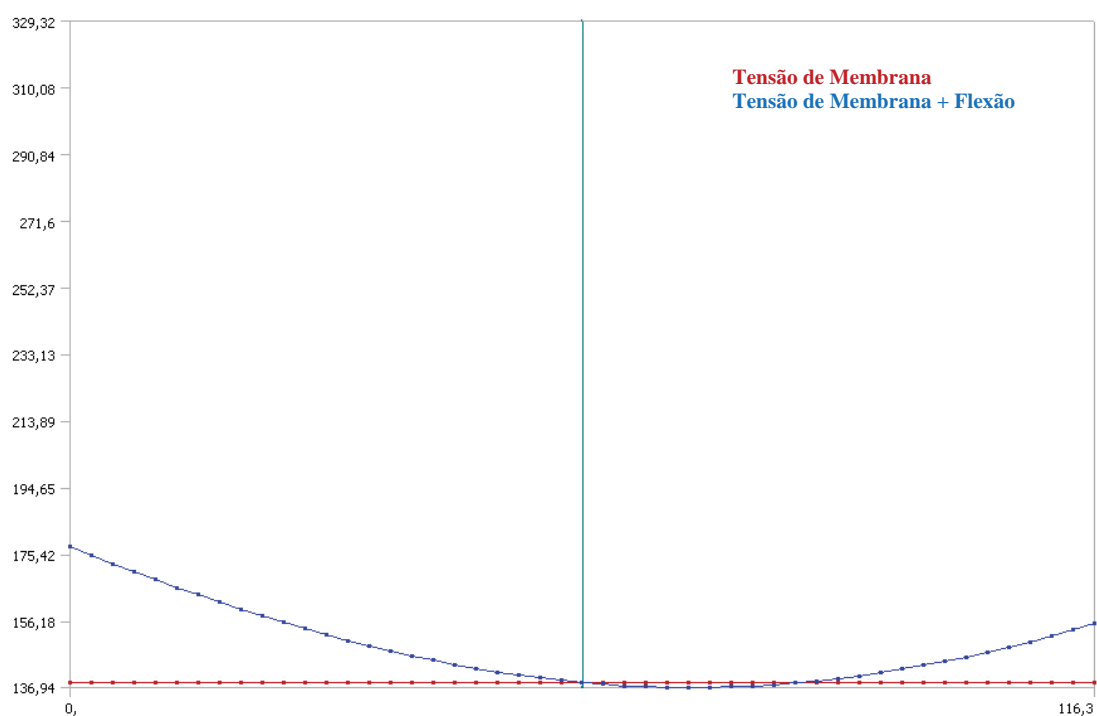


Figura 5.84 - Linearização das tensões do olhal inferior no içamento a 70°.

Podemos observar através da Figura 5.84 que a tensão local de membrana foi de 138,37MPa, menor que a admissível de 220 MPa. A tensão secundária, Membrana + Bending, foi de 177,51MPa, menor que a admissível de 440 MPa.

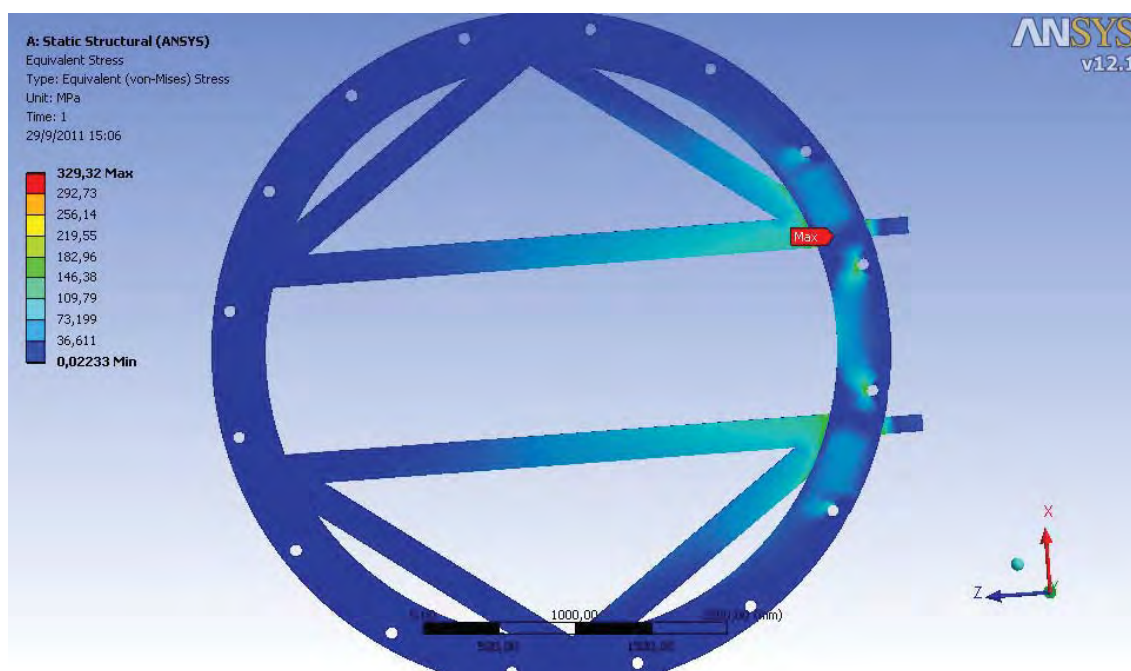


Figura 5.85 – Tensões equivalentes nas vigas de reforço do olhal inferior no içamento a 70° - vista inferior.

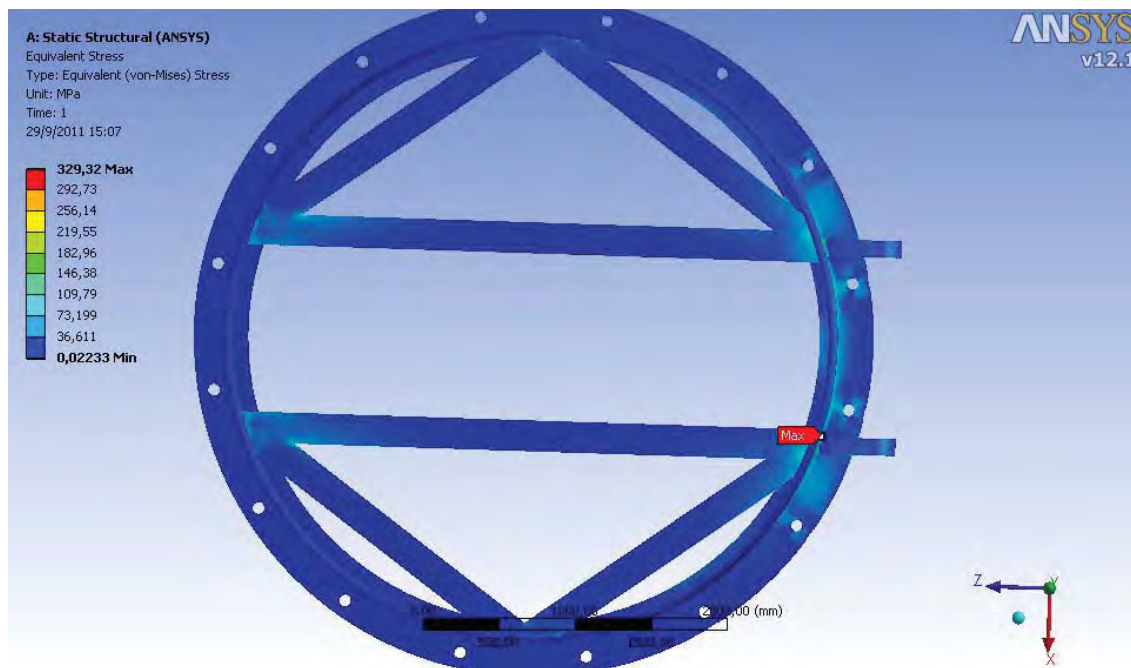


Figura 5.86 – Tensões equivalentes nas vigas de reforço do olhal inferior no içamento a 70° - vista superior.

Para esta condição do içamento, podemos observar através das Figuras 5.85 e 5.86 que as tensões nas vigas ficam ainda menores quando comparadas com as condições anteriores.

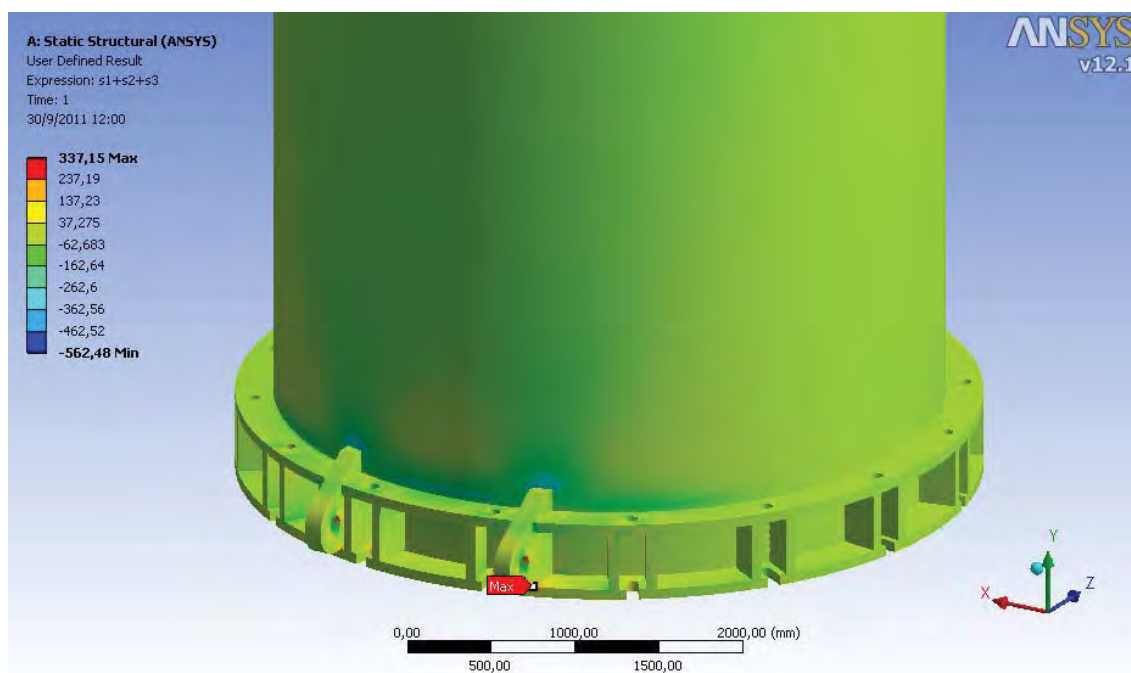


Figura 5.87 – Tensões triaxiais do olhal inferior do içamento a 70°.

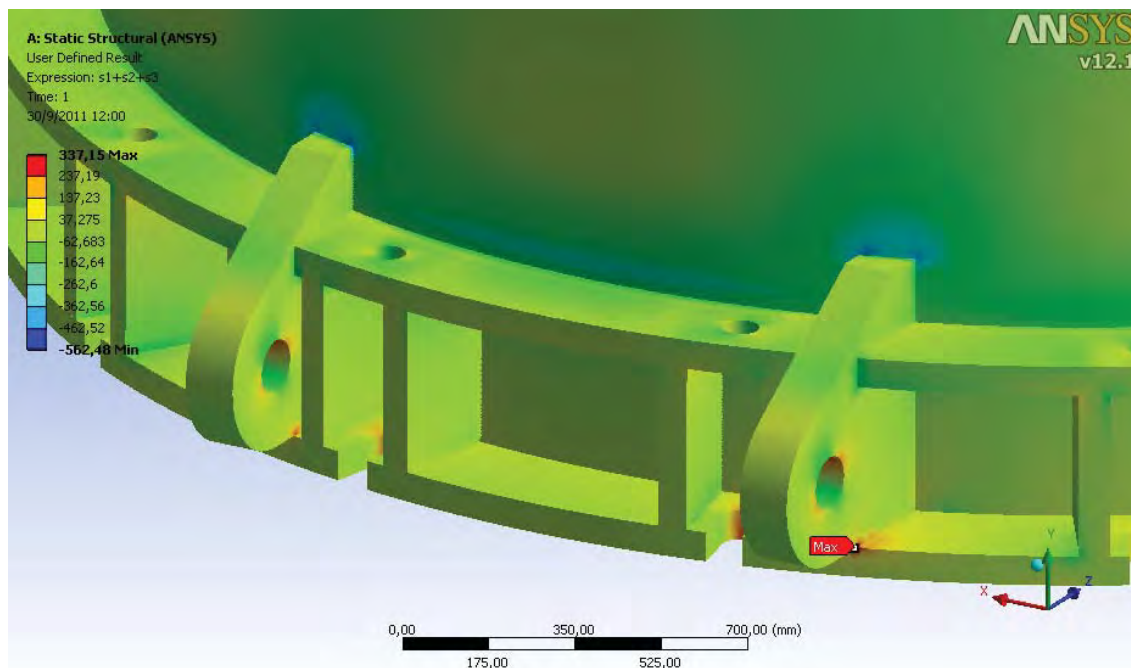


Figura 5.88 – Detalhe das tensões triaxiais do olhal inferior do içamento a 70°.

Podemos observar através das Figuras 5.87 e 5.88 que a máxima tensão triaxial foi de 337,15 MPa, menor que a tensão admissível de 588 MPa.

Após a verificação de todas as condições e variações de cargas presentes no olhal inferior e na estrutura envolvida, podemos garantir que a estrutura está apta a suportar os carregamentos durante o movimento de verticalização do equipamento.

5.6 ANÁLISE DOS BOCAIS DE DESCARTE, QUENCH E DO ANEL SUPORTE DO LEITO

Para esta análise o conjunto de bocais e o anel de suporte do leito do reator foram modelados para avaliar corretamente a soma dos esforços nestes componentes e assim a tensão resultante de todo o conjunto.

Podemos observar através da Figura 5.89 que os bocais estão próximos dos anéis de suporte, gerando uma região crítica de concentração de tensões. Esta região entre a abertura do bocal e o anel de suporte é o principal ponto de estudo desta análise.

Neste modelo existem dois bocais de descarte (bocais inclinados), um bocal Quench, que é composto por um bocal de 6 polegadas dentro de um bocal maior de 10 polegadas engastado em seu flange cego, Figuras 5.90 e 5.91. Todos os materiais, exceto o flange de 6 polegadas que é de inox são de CrMoV.

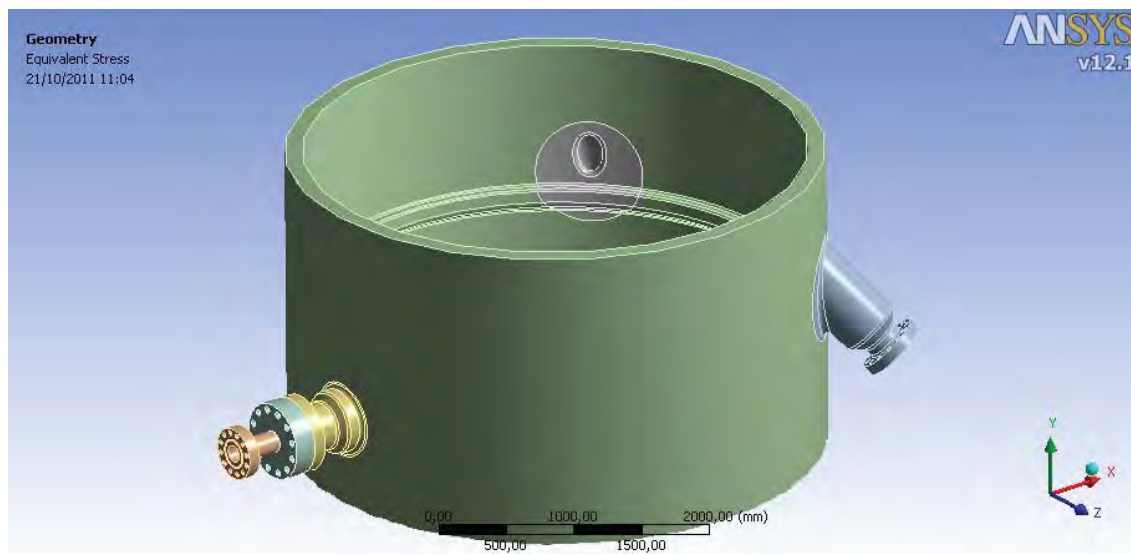


Figura 5.89 – Modelo dos bocais de descarte, quench e anel suporte do leito.

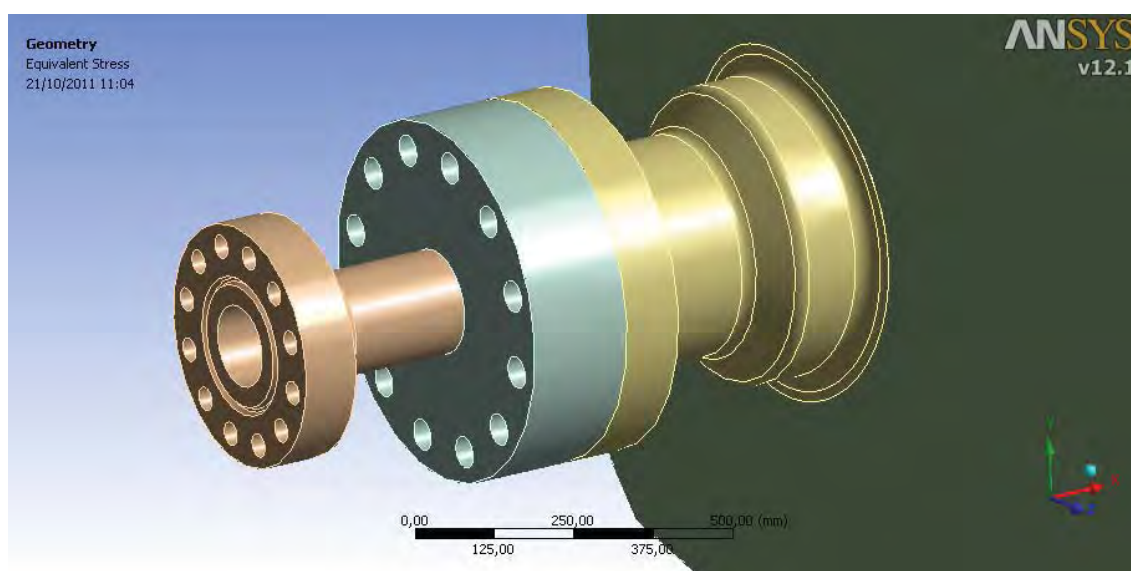


Figura 5.90 – Detalhe do bocal quench.

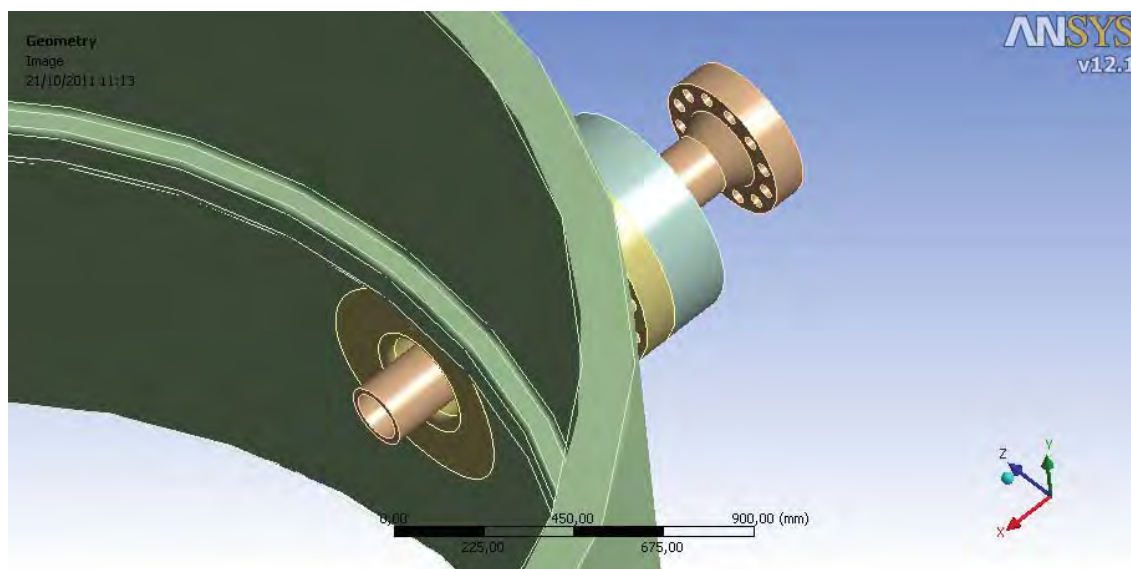


Figura 5.91 – Detalhe do bocal quench, vista interna.

As figuras 5.92 a 5.95 ilustram a malha gerada para o modelo. O modelo gerado obteve uma boa precisão nos resultados utilizando uma malha com elementos de tamanho médio de 70 mm no costado e 40 mm nos bocais, que resultou em 166.185 elementos e 275.022 nós.



Figura 5.92 – Malha gerada para o modelo de análise dos bocais de descarte, quench e anel de suporte do leito.

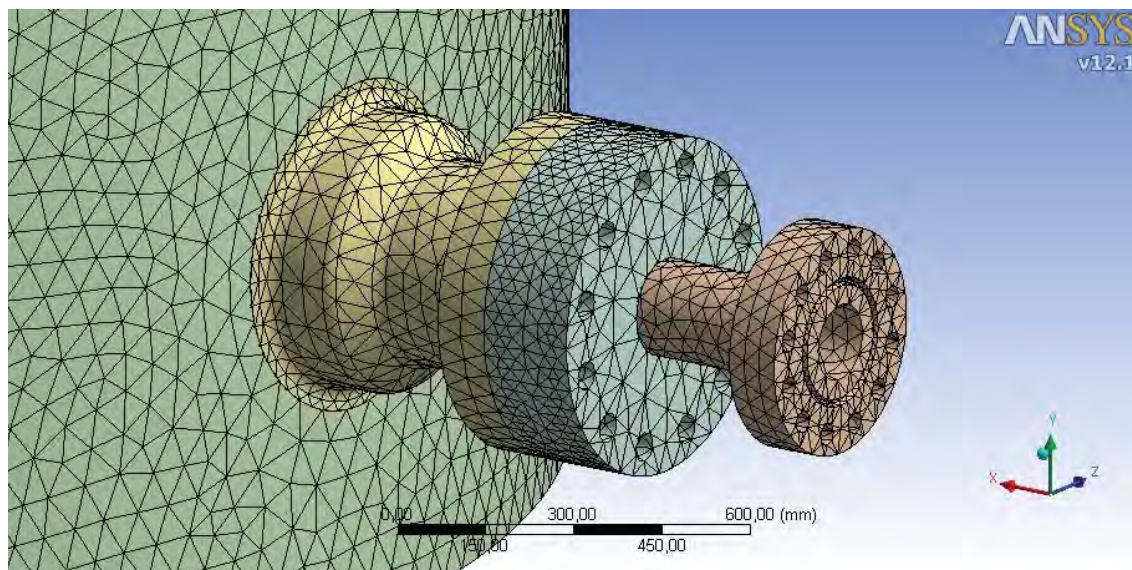


Figura 5.93 – Detalhe da malha do bocal quench.

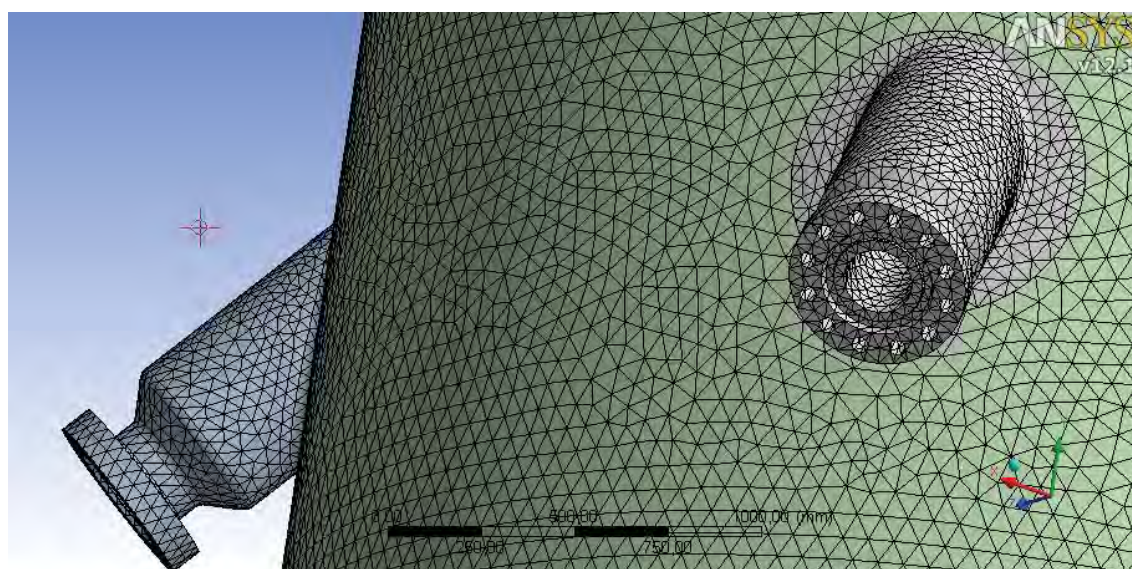


Figura 5.94 – Detalhe da malha do bocal de descarte.

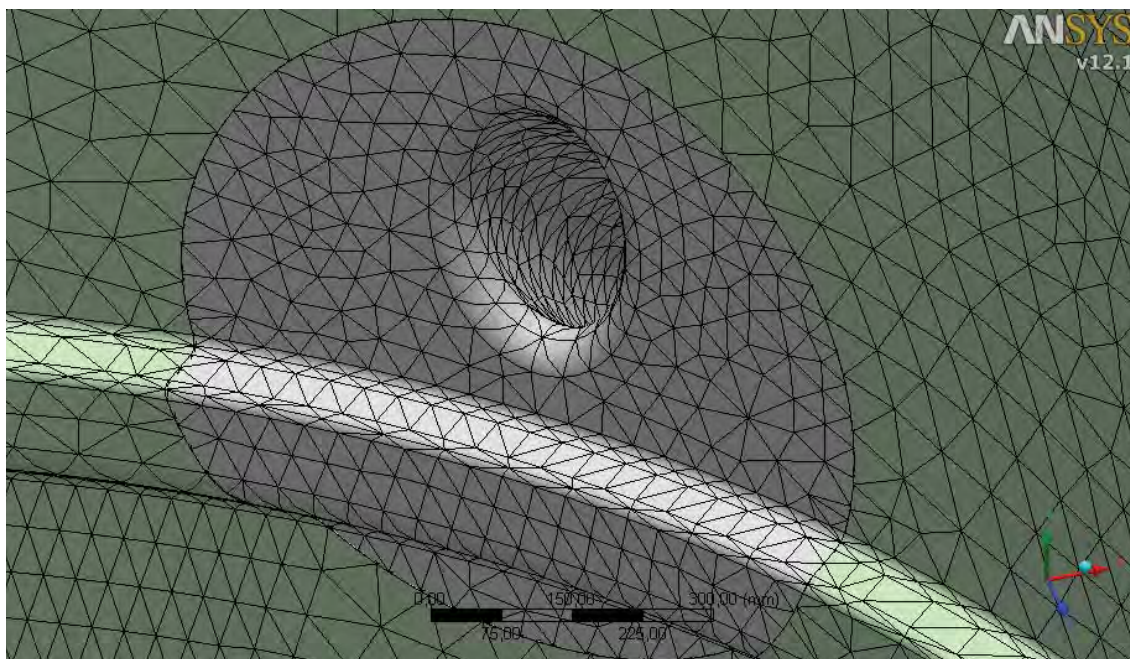


Figura 5.95 – Detalhe interno da malha do bocal de descarte e do anel de suporte do leito.

Neste modelo, as condições de contorno foram a pressão interna, as forças longitudinais atuando nos bocais devido a pressão interna, os esforços de tubulação presentes apenas no bocal quench de 6 polegadas e o peso do leito do reator somado a carga devido a um diferencial de pressão de 5 MPa devido a passagem do fluido pelo leito. A resultante da carga atuando sobre o leito é de 750.581 kg ou 7.360.685 N. Os bocais de descarte não são de processo e não possuem tubulação ligada a eles, portanto eles não recebem cargas de tubulação. A Figura 5.96 ilustra as condições de contorno.

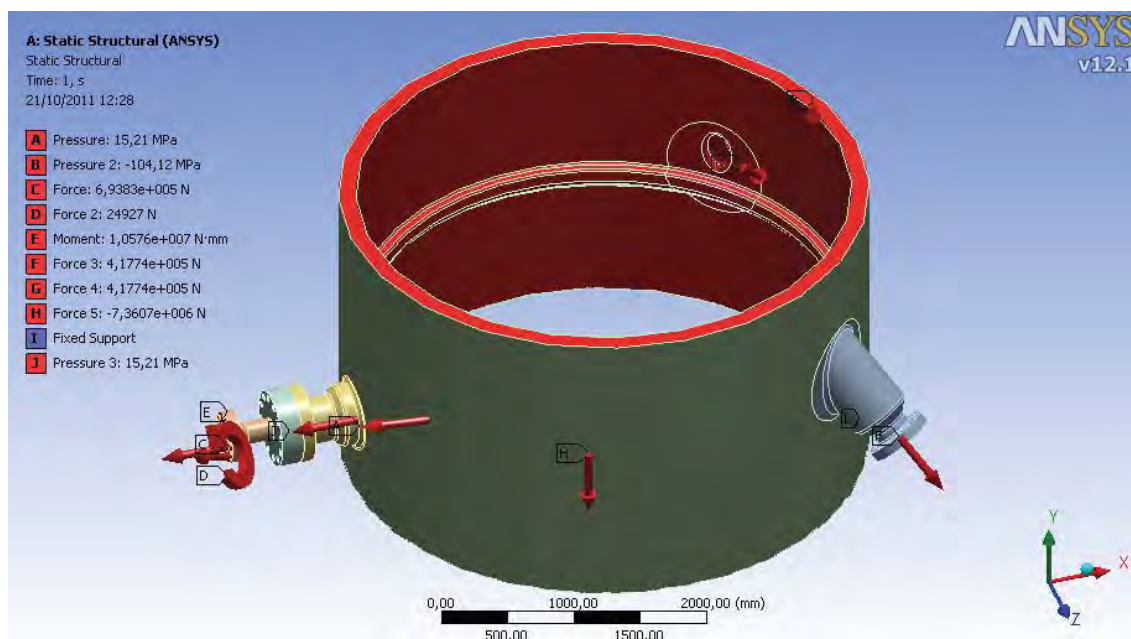


Figura 5.96 – Condições de contorno para o modelo de análise dos bocais de descarte, quench e anel de suporte do leito.

As Figuras 5.97 a 5.106 mostram as análises de tensões realizadas para os componentes deste modelo.

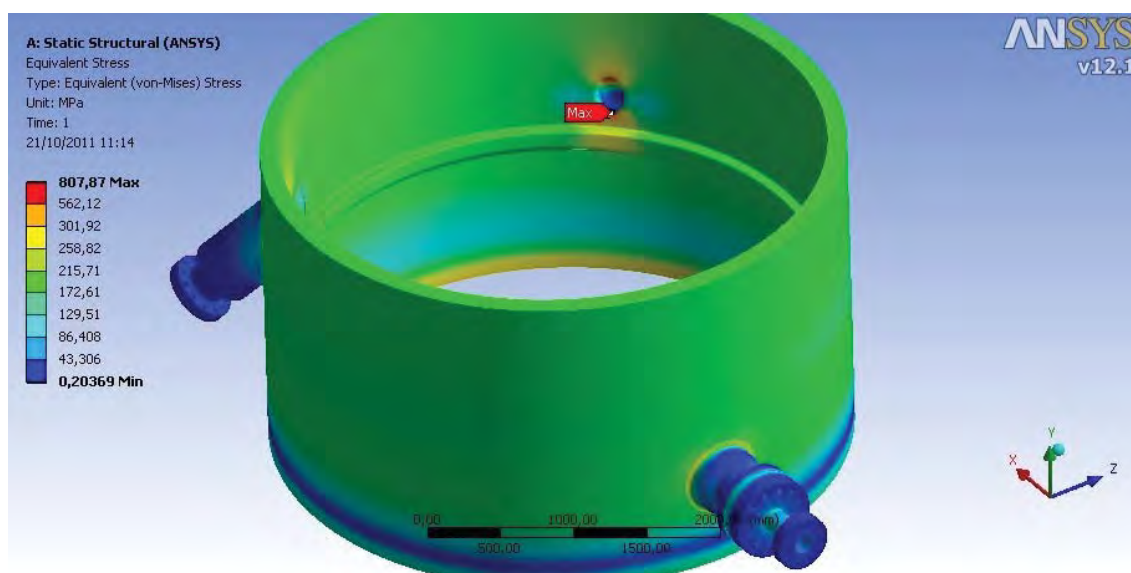


Figura 5.97 – Tensões equivalentes de von Mises para o modelo de análise dos bocais de descarte, quench e anel de suporte do leito.

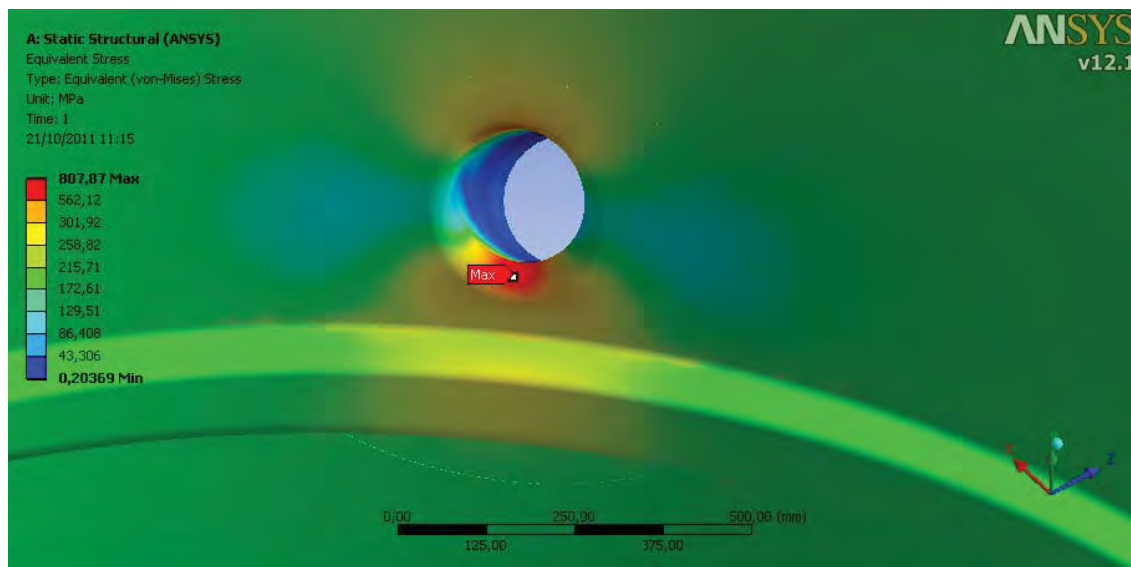


Figura 5.98 – Detalhe da tensão máxima equivalente de von Mises no bocal de descarte.

Podemos perceber através das Figuras 5.97 e 5.98 que a máxima tensão equivalente de von Mises é de 807,87 MPa e ocorre no raio interno inferior do bocal de descarte. Esta tensão será analisada por linearização. As tensões no anel de suporte do leito não ultrapassam o valor de 339 MPa e portanto não precisam ser avaliadas por linearização de tensões.

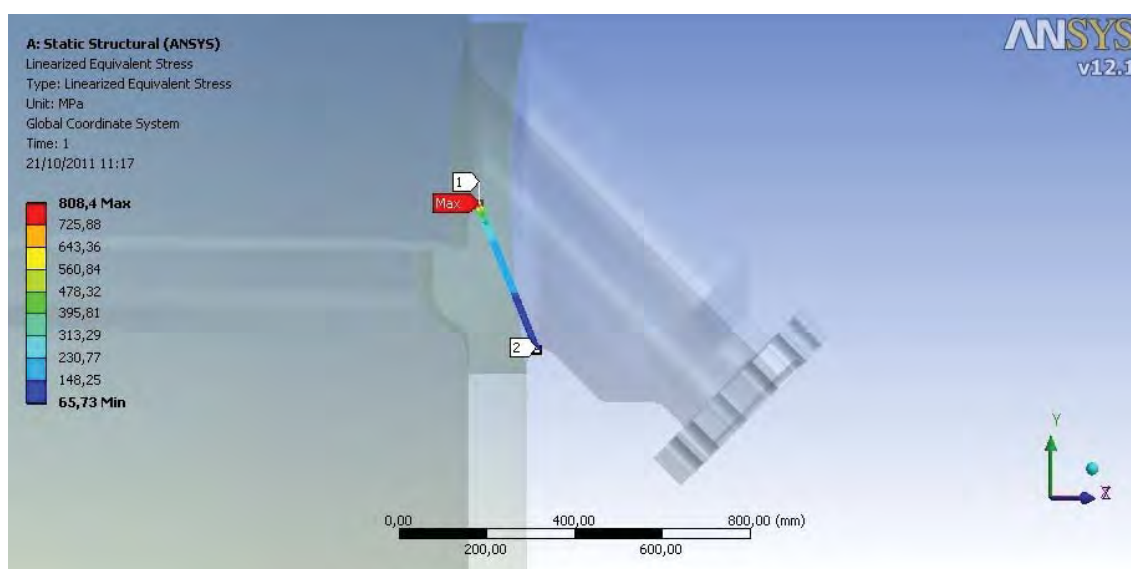


Figura 5.99 – Caminho da linearização para a tensão máxima equivalente de von Mises no bocal de descarte.

A Figura 5.99 mostra o caminho onde será feito a linearização de tensões através da espessura passando pelo ponto de máxima tensão.

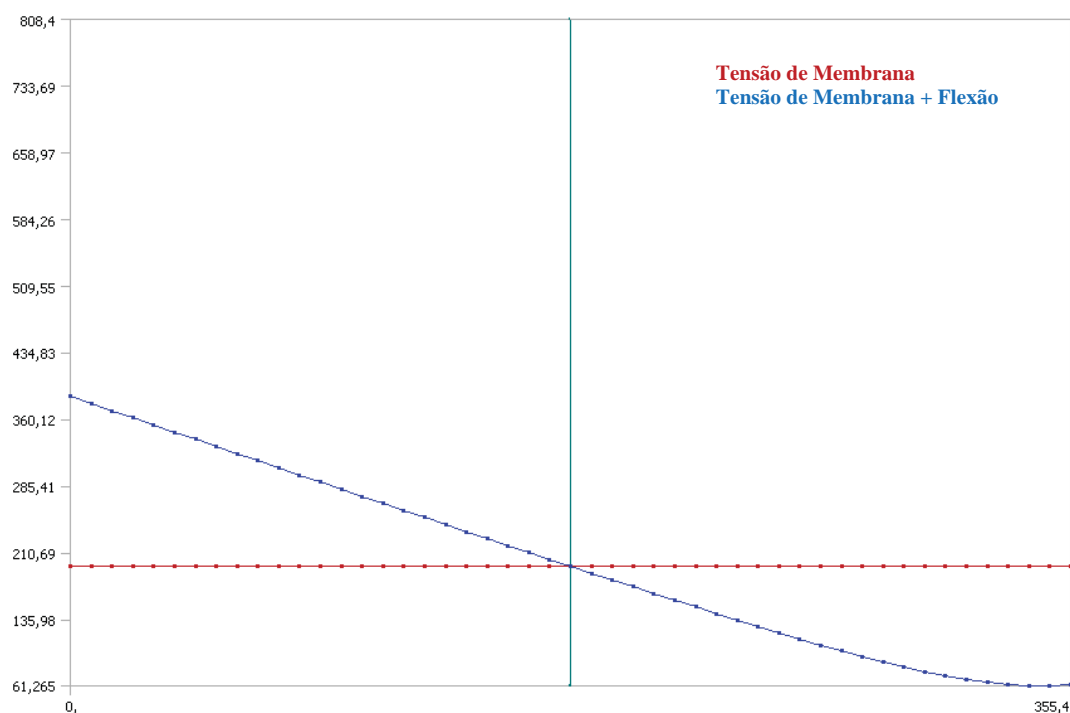


Figura 5.100 – Linearização de tensões no bocal de descarte.

Podemos observar através da Figura 5.100 que a tensão local de membrana foi de 195,22MPa, menor que a admissível de 339 MPa. A tensão secundária, Membrana + Bending, foi de 385,73MPa, menor que a admissível de 678 MPa.

A Figura 5.101 mostra as tensões no bocal quech. A máxima tensão de 512 MPa ocorre no raio interno superior. Esta tensão será avaliada por linearização.

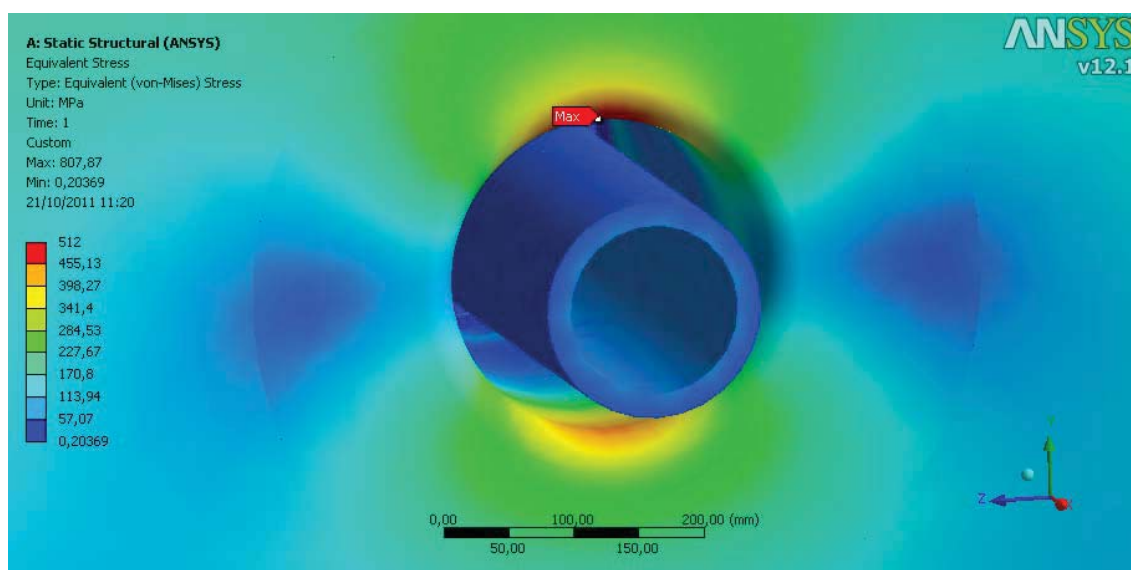


Figura 5.101 – Tensões equivalentes de von Mises no bocal quech.

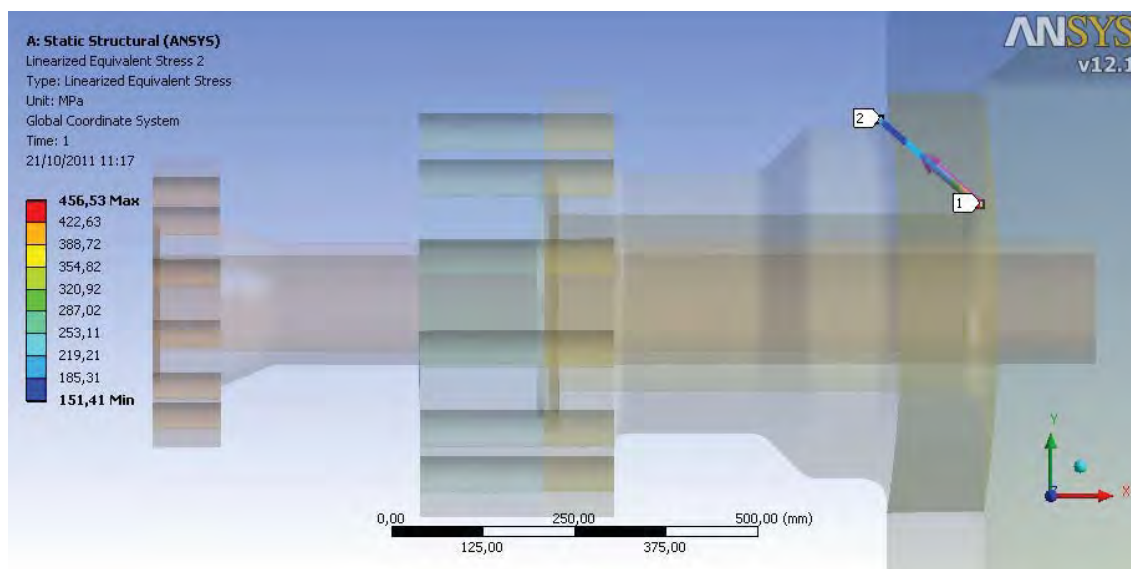


Figura 5.102 – Caminho da linearização de tensões no bocal quench.

A Figura 5.102 mostra o caminho onde será feita a linearização de tensões através da espessura passando pelo ponto de máxima tensão.

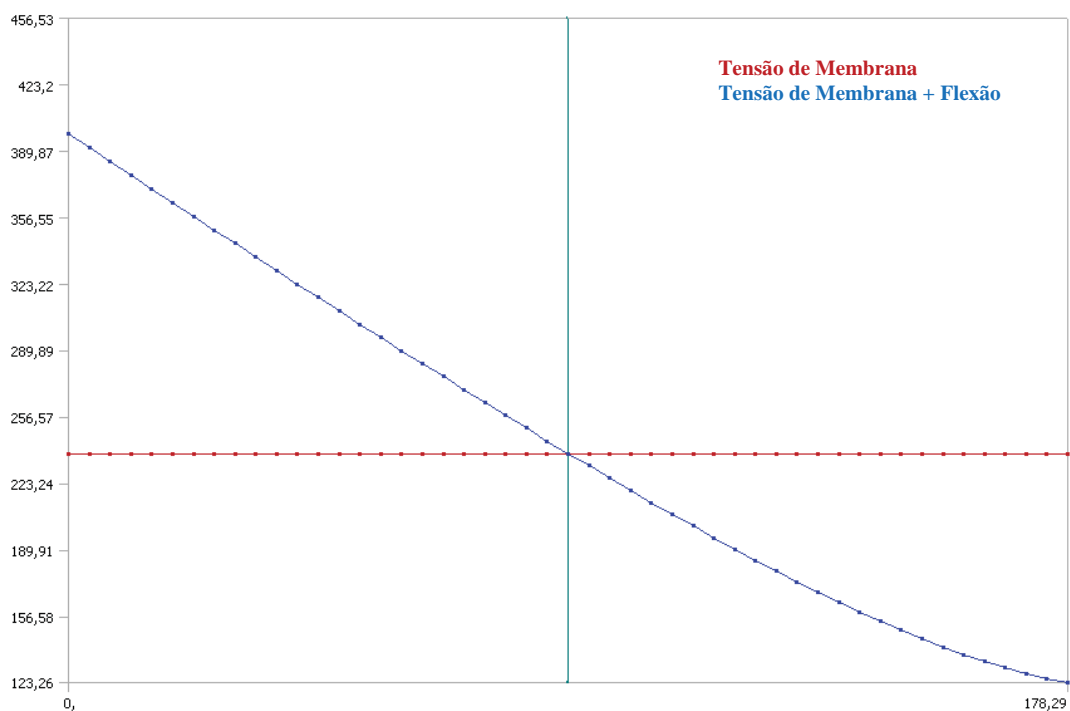


Figura 5.103 – Linearização de tensões no bocal quench.

Podemos observar através da Figura 5.103 que a tensão local de membrana foi de 238,21MPa, menor que a admissível de 339 MPa. A tensão secundária, Membrana + Bending foi de 398,31MPa, menor que a admissível de 678 MPa.

A Figura 5.104 mostra as tensões no bocal quech. A máxima tensão de 243,15 MPa ocorre na extremidade do flange cego. Esta tensão é uma tensão localizada devido ao modo de engastamento do modelo e não representa a realidade. A Figura 5.105 mostra a localização real da máxima tensão no componente.

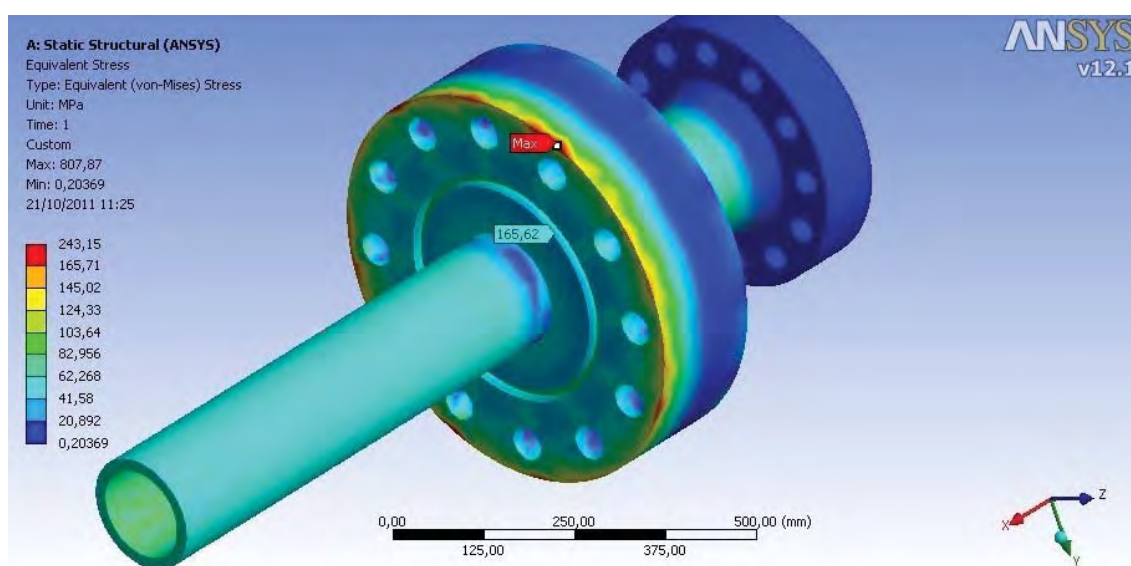


Figura 5.104 – Tensões equivalente de von Mises no flange cego do bocal quech.

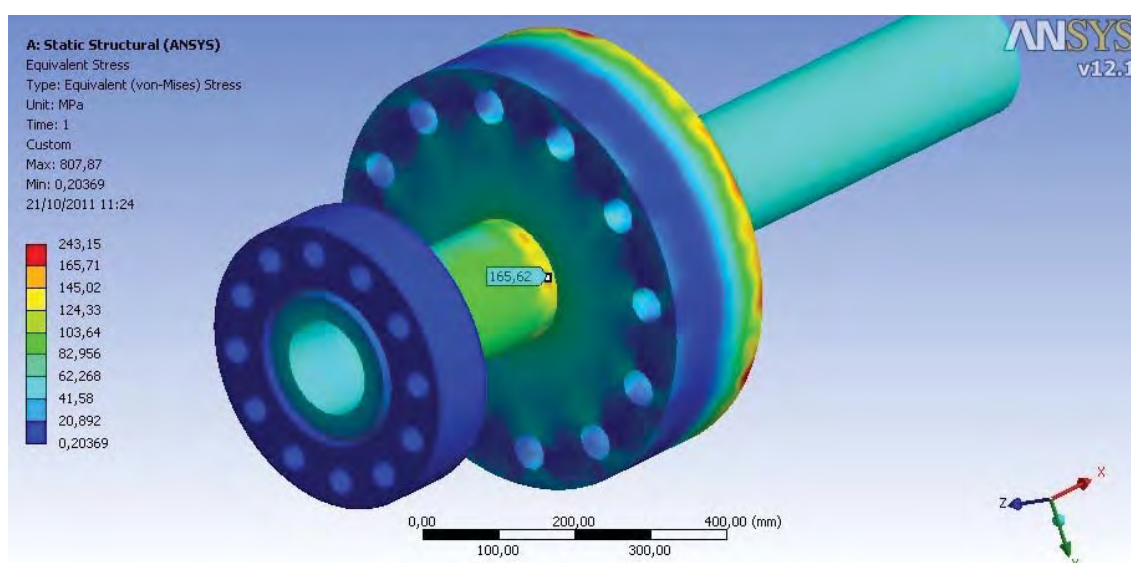


Figura 5.105 – Tensões equivalente de von Mises no flange pescçoço do bocal quech.

Como podemos observar através da Figura 5.105 a máxima tensão de 165,62 MPa ocorreu no pescoço do bocal, próximo a junção com o flange cego.

O material deste bocal é o SA-182 F347 inox e sua tensão admissível local de membrana ou primária de flexão é 198 MPa. Como a máxima tensão encontrada mesmo incluindo uma componente secundária é menor que a admissível, não é necessário realizar a linearização das tensões equivalentes.

As figuras 5.106 e 5.107 mostram o estado triaxial de tensões. Como podemos observar a máxima tensão triaxial de 907,67 MPa ocorre no raio interno inferior do bocal de descarte. A tensão admissível para este caso é 904 MPa e como o limite é excedido por muito pouco o bocal pode ser aprovado.

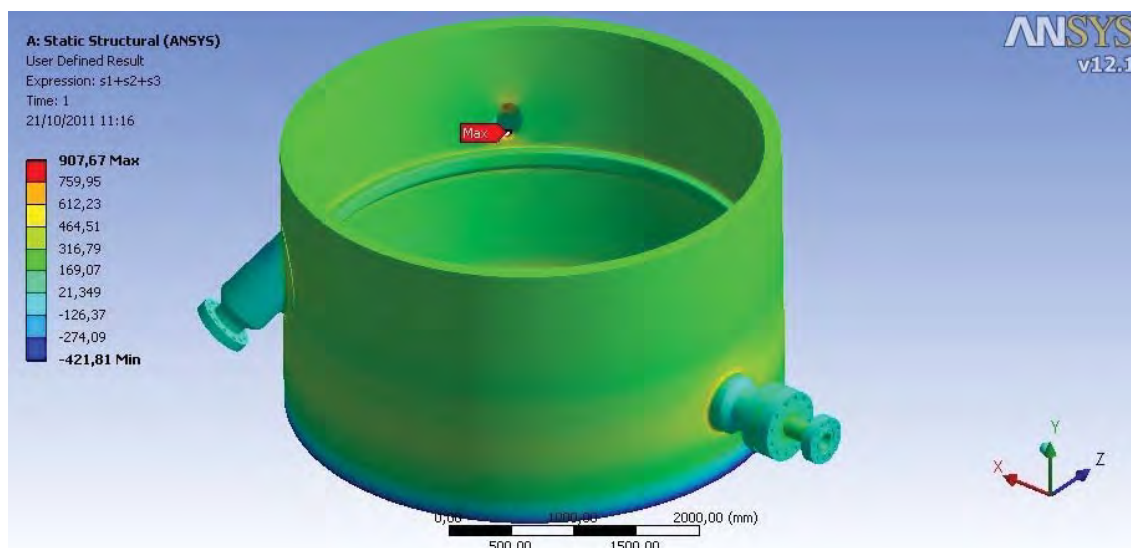


Figura 5.106 – Tensões triaxiais do modelo de análise dos bocais de descarte, quench e anel de suporte do leito.

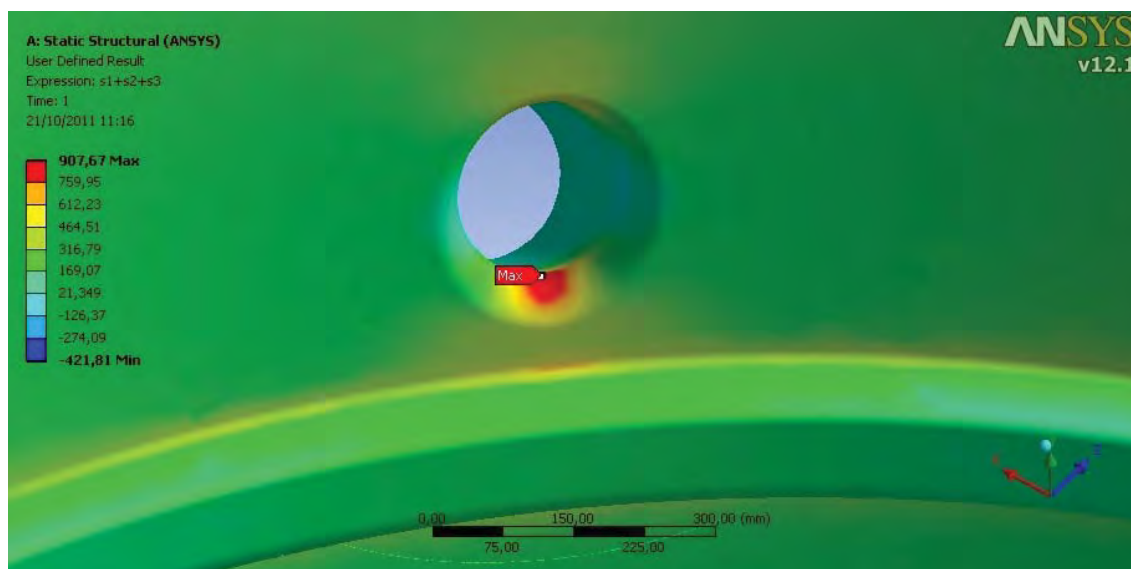


Figura 5.107 – Detalhe das tensões triaxiais do modelo de análise dos bocais de descarte, quench e anel de suporte do leito.

6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

6.1 CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou um estudo das tensões envolvidas nos diversos componentes de um reator projetado conforme norma ASME divisão 2. Foram desenvolvidos diferentes modelos geométricos e analisados conforme método dos elementos finitos através do software ANSYS.

De fato, podemos notar no desenvolver deste trabalho todo o potencial das análises realizadas pelo método dos elementos finitos. Além da capacidade de resolver casos de geometria complexa, podemos estudar o comportamento da estrutura como um todo, de componentes separadamente e principalmente, os pontos de concentração de tensões.

Verificamos, para os casos mais simples, a convergência dos resultados quando comparados com as fórmulas analíticas, o que validou o método utilizado e possibilitou a análise dos casos com geometria complexa. As variações nas tensões encontradas nestes casos foram de 0,013%; 0,079%; 0,019% e 0,15%.

No decorrer das análises percebemos que o ponto negativo de se fazer os modelos utilizando elemento sólido é o sobre carregamento do sistema computacional. Devido ao elevado número de elementos dos modelos, o tempo tanto para a geração da malha quanto para se obter os resultados foi elevado. Na análise da alça inferior do reator, o modelo cheio de detalhes ficou muito pesado e o refinamento da malha ficou restrito a capacidade de memória do computador. Apesar disto, o resultado apresentou um valor confiável.

Por outro lado, o elemento sólido apresenta uma grande vantagem que é a possibilidade de importar geometrias de outros softwares computacionais. Com o avanço dos computadores muitas empresas já utilizam modelos 3D para detalhamento e projeto de estruturas e equipamentos. Estes modelos, muitas vezes podem ser utilizados pelos softwares de elementos finitos para a realização das análises, o que gera um ganho considerável, pois o engenheiro responsável pela análise não precisa necessariamente gerar um modelo geométrico específico para realizar sua análise.

Por fim, a análise de equipamentos pressurizados, regidos pela norma ASME, através do método dos elementos finitos é viável e confiável, visto que toda a metodologia apresentada pelo código pode ser empregada nas análises.

6.2 TRABALHOS FUTUROS

Com a complexidade de análises deste tipo, muitos outros parâmetros dos modelos podem ser variados a fim de se obter outros modelos fiéis aos resultados apresentados.

Uma sugestão para trabalhos futuros é fazer comparação entre modelos utilizando diferentes tipos de elementos como o quadrático de 8 nós e o elemento de casca. As comparações podem ser feitas tanto em relação aos resultados alcançados como em tempo de processamento computacional.

Outra possibilidade de análise pode ser feita em vasos de pressão sujeitos à fadiga por apresentarem carregamentos cíclicos. O código ASME também apresenta uma metodologia de análise para este tipo de carregamento, e um estudo sobre a viabilidade do método utilizando elementos finitos pode ser elaborado.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Alves Filho, A., 2000, A Base da Tecnologia CAE, 1ª ed., São Paulo, Editora Érica.

Amaral, Ricardo M., 2008, Métodos Computacionais em Engenharia Mecânica, Universidade Nova de Lisboa.

ASME, 2010, ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Sec. II, Part D Properties (Metric) Materials, ASME Boiler and Pressure Vessel Committee on Materials, Nova Iorque.

ASME, 2010, ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Sec. VIII, Div. 1, American Society of Mechanical Engineers, Nova Iorque.

ASME, 2010, ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Sec. VIII, Div. 2, American Society of Mechanical Engineers, Nova Iorque.

ASME, 2010, ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Sec. VIII, Div. 3, Alternative Rules for Construction of High Pressure Vessels, Nova Iorque.

Beer, F. P. e Johnston, E. R., 1995, Resistência dos Materiais, 3ª ed., São Paulo, Editora Makron Books.

Bednar, H. H., 1986, Pressure Vessel Design Handbook, 2ª Ed., Nova Iorque, Editora Krieger Publishing Company.

Brabin, T.A., Christopher, T., Rao, B. N. Finite Element Analysis of Cylindrical Pressure Vessels Having a Misalignment in a Circumferential Joint. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2010.p.197-201.

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

Kim, Y. J., Lee, K. H., Park, C. Y. Limit Loads For Piping Branch Junctions Under Internal Pressure and In-Plane Bending – Extended Solutions. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2008.p.360-367.

Laczek, S., Rys, J., Zielinski, A.P. Load Capacity of a Thick-Walled Cylinder With a Radial Hole. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2010. p.433-439.

Miranda, José Ricardo, 2007, Análise das Tensões Atuantes em Interseções entre Bocais e Vasos de Pressão sem e com Chapa de Reforço sob Pressão Interna, Escola de Engenharia da UFMG.

Ozkan, I. F., Mohareb, M. Testing and Analysis of Steel Pipes under Bending, Tension and Internal Pressure. Journal of Structural Engineering, Vol. 135, No.2, 2009. p. 187-197.

Porter, M. A., Marcal, P. e Martens, D. H., 2009, On Using Finite Element Analysis for Pressure Vessel Design.

Porter, M. A. and Martens, D. H., 1996, "A Comparison of the Stress Results from Several Commercial Finite Element Codes with ASME Section VIII, Division 2 Requirements," PVP Vol. 336, ASME, New York, NY.

Porter, M. A., Martens, D. H., and Hsieh, C. S., 1997, "A Comparison of Finite Element Codes and Recommended Investigation Methodology," PVP Vol. 359, ASME, New York, NY., pgs. 241-246.

Porter, M. A. and Martens, D. H., 1998, "Stress Evaluation of a Typical Vessel Nozzle Using PVRC 3D Stress Criteria: Guidelines for Application," PVP Vol. 368, ASME, New York, NY., pgs. 297-301.

Spence, J. e Tooth, A.S., 1994, Pressure Vessel Design – Concepts and Principles, 1sted., Oxford, Grã-Bretanha, Editora E & F Spon.

Telles, Pedro C. S., 1996, Vasos de Pressão, Rio de Janeiro, 2^a Edição, Editora LTC.

Young, W. C., 1989, Roark's Formulas for Stress and Strain, McGraw-Hill Book Co., New York, NY.

APÊNDICE A – Cálculo do tampo hemisférico conforme ASME Seção VIII
Divisão 2

4.3.5.1 Design Thickness for Internal Pressure	
$t_d = D / 2 * (\exp[0,5*P / (S*E)] - 1) + \text{Corrosion}$	
Operating Hot & Corroded	
$t_d = 3.806 / 2 * (\exp[0,5*((15.210 + 0) / 1000) / (226*1)] - 1) + 0 =$	65,13 mm

4.3.10.2 Combined Loads						
$\sigma_{\theta m} = P / (2 * E * \ln[D_o / D])$						
$\sigma_{sm} = 1 / E * \{ P / (2 * \ln[D_o / D]) - 4 * F / (\pi * (D_o^2 - D^2) * \sin^2[\phi]) + 32 * M * D_o * \cos[\theta] / (\pi * (D_o^4 - D^4) * \sin^3[\phi]) \}$						
$\tau = 32 * M * D_o / (\pi * (D_o^4 - D^4)) * \cos[\phi] * \sin[\theta] / \sin^3[\phi] + 16 * M_t * D_o / (\pi * (D_o^4 - D^4) * \sin^2[\phi])$						
$\sigma_1 = 0,5 * \{ \sigma_{\theta m} + \sigma_{sm} + [(\sigma_{\theta m} - \sigma_{sm})^2 + 4 * \tau^2]^{0,5} \}$						
$\sigma_2 = 0,5 * \{ \sigma_{\theta m} + \sigma_{sm} - [(\sigma_{\theta m} - \sigma_{sm})^2 + 4 * \tau^2]^{0,5} \}$						
$\sigma_3 = -0,5 * P$						
$\sigma_T = 1 / 2^{0,5} * [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{0,5}$						
If σ_{sm} is compressive (negative), then $\sigma_{sm} \leq F_{xa}$						
Joint efficiency of 1 is used for compression						
Stress units			MPa			
Operating Hot & Corroded						
Weight Only	Bottom	Windward	$\sigma_{\theta m} = 15.210 / 1000 / (2 * 1 * \ln[3.942 / 3.806]) =$	<u>216,608</u>		
			$\sigma_{sm} = 1 / 1 * \{ 15.210 / 1000 / (2 * \ln[3.942 / 3.806]) - 4 * 12.558 * 9.8 / (\pi * (3.942^2 - 3.806^2) * \sin^2[90]) + 32 * 0 * 1000 * 3.942 * \cos[0] / (\pi * (3.942^4 - 3.806^4) * \sin^3[90]) \} =$	<u>216,46</u>		
			$\tau = 32 * 0 * 3.942 / (\pi * (3.942^4 - 3.806^4)) * \cos[90] * \sin[0] / \sin^3[90] + 16 * 0 * 3.942 / (\pi * (3.942^4 - 3.806^4) * \sin^2[90]) =$	0		
			$\sigma_1 = 0,5 * \{ 216,608 + 216,46 + [(216,608 - 216,46)^2 + 4 * 0^2]^{0,5} \} =$	<u>216,608</u>		
			$\sigma_2 = 0,5 * \{ 216,608 + 216,46 - [(216,608 - 216,46)^2 + 4 * 0^2]^{0,5} \} =$	<u>216,46</u>		
			$\sigma_3 = -0,5 * 15.210 / 1000 =$	<u>-7,605</u>		
			$\sigma_T = 1 / 2^{0,5} * [(216,608 - 216,46)^2 + (216,46$	Stress	Allowable	Over-stress

			$- (-7,605)^2 + (-7,605 - 216,608)^2]^{0,5} =$	<u>224,13</u> <u>9</u>	S	d
				226		No
		Leeward	$\sigma_{\theta m} = 15.210 / 1000 / (2 * 1 * \ln[3.942 / 3.806]) =$	216,608		
			$\sigma_{sm} = 1 / 1 * \{ 15.210 / 1000 / (2 * \ln[3.942 / 3.806]) - 4 * 12.558 * 9.8 / (\pi * (3.942^2 - 3.806^2) * \sin^2[90]) + 32 * 0 * 1000 * 3.942 * \cos[180] / (\pi * (3.942^4 - 3.806^4) * \sin^3[90]) \} =$	216,46		
			$\tau = 32 * 0 * 3.942 / (\pi * (3.942^4 - 3.806^4)) * \cos[90] * \sin[180] / \sin^3[90] + 16 * 0 * 3.942 / (\pi * (3.942^4 - 3.806^4) * \sin^2[90]) =$	0		
			$\sigma_1 = 0,5 * \{ 216,608 + 216,46 + [(216,608 - 216,46)^2 + 4 * 0^2]^{0,5} \} =$	216,608		
			$\sigma_2 = 0,5 * \{ 216,608 + 216,46 - [(216,608 - 216,46)^2 + 4 * 0^2]^{0,5} \} =$	216,46		
			$\sigma_3 = -0,5 * 15.210 / 1000 =$	-7,605		
				$\sigma_T = 1 / 2^{0,5} * [(216,608 - 216,46)^2 + (216,46 - (-7,605))^2 + (-7,605 - 216,608)^2]^{0,5} =$	Stress	Allowable S
				<u>224,13</u> <u>9</u>	226	No

4.3.10.2 Combined Loads (Final Results for Required Thickness Iteration)						
$\sigma_{\theta m} = P / (2 * E * \ln[D_o / D])$						
$\sigma_{sm} = 1 / E * \{ P / (2 * \ln[D_o / D]) - 4 * F / (\pi * (D_o^2 - D^2) * \sin^2[\phi]) + 32 * M * D_o * \cos[\theta] / (\pi * (D_o^4 - D^4) * \sin^3[\phi]) \}$						
$\tau = 32 * M * D_o / (\pi * (D_o^4 - D^4)) * \cos[\phi] * \sin[\theta] / \sin^3[\phi] + 16 * M_t * D_o / (\pi * (D_o^4 - D^4) * \sin^2[\phi])$						
$\sigma_1 = 0,5 * \{ \sigma_{\theta m} + \sigma_{sm} + [(\sigma_{\theta m} - \sigma_{sm})^2 + 4 * \tau^2]^{0,5} \}$						
$\sigma_2 = 0,5 * \{ \sigma_{\theta m} + \sigma_{sm} - [(\sigma_{\theta m} - \sigma_{sm})^2 + 4 * \tau^2]^{0,5} \}$						
$\sigma_3 = -0,5 * P$						
$\sigma_T = 1 / 2^{0,5} * [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{0,5}$						
If σ_{sm} is compressive (negative), then $\sigma_{sm} \leq F_{xa}$						
Joint efficiency of 1 is used for compression						
Stress units						MPa
Operating Hot & Corroded						
Weight On ly	Botto m	Windwa rd	$\sigma_{\theta m} = 15.210 / 1000 / (2 * 1 * \ln[3.940,82 / 3.806]) =$	218,47		
			$\sigma_{sm} = 1 / 1 * \{ 15.210 / 1000 / (2 * \ln[3.940,82 /$	218,319		

		$3.806]) - 4*12.558*9.8 / (\pi*(3.940,82^2 - 3.806^2)*\sin^2[90]) + 32*0*1000*3.940,82*\cos[0] / (\pi*(3.940,82^4 - 3.806^4)*\sin^3[90]) =$							
		$\tau = 32*0*3.940,82 / (\pi*(3.940,82^4 - 3.806^4))*\cos[90]*\sin[0] / \sin^3[90] + 16*0*3.940,82 / (\pi*(3.940,82^4 - 3.806^4)*\sin^2[90]) =$	0						
		$\sigma_1 = 0,5*\{218,47 + 218,319 + [(218,47 - 218,319)^2 + 4*0^2]^{0,5}\} =$	218,47						
		$\sigma_2 = 0,5*\{218,47 + 218,319 - [(218,47 - 218,319)^2 + 4*0^2]^{0,5}\} =$	218,319						
		$\sigma_3 = -0,5*15.210 / 1000 =$	-7,605						
		$\sigma_T = 1 / 2^{0,5} * [(218,47 - 218,319)^2 + (218,319 - -7,605)^2 + (-7,605 - 218,47)^2]^{0,5} =$	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Stress</th> <th>Allowable</th> <th>Overstressed</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>226</td> <td>226</td> <td>No</td> </tr> </tbody> </table>	Stress	Allowable	Overstressed	226	226	No
Stress	Allowable	Overstressed							
226	226	No							
		$t_d = 67,41 + 0 + 0 =$	67,41 mm						
	Leeward	$\sigma_{\theta m} = 15.210 / 1000 / (2*1*\ln[3.940,82 / 3.806]) =$	218,47						
		$\sigma_{sm} = 1 / 1 * \{15.210 / 1000 / (2*\ln[3.940,82 / 3.806]) - 4*12.558*9.8 / (\pi*(3.940,82^2 - 3.806^2)*\sin^2[90]) + 32*0*1000*3.940,82*\cos[180] / (\pi*(3.940,82^4 - 3.806^4)*\sin^3[90])\} =$	218,319						
		$\tau = 32*0*3.940,82 / (\pi*(3.940,82^4 - 3.806^4))*\cos[90]*\sin[180] / \sin^3[90] + 16*0*3.940,82 / (\pi*(3.940,82^4 - 3.806^4)*\sin^2[90]) =$	0						
		$\sigma_1 = 0,5*\{218,47 + 218,319 + [(218,47 - 218,319)^2 + 4*0^2]^{0,5}\} =$	218,47						
		$\sigma_2 = 0,5*\{218,47 + 218,319 - [(218,47 - 218,319)^2 + 4*0^2]^{0,5}\} =$	218,319						
		$\sigma_3 = -0,5*15.210 / 1000 =$	-7,605						
		$\sigma_T = 1 / 2^{0,5} * [(218,47 - 218,319)^2 + (218,319 - -7,605)^2 + (-7,605 - 218,47)^2]^{0,5} =$	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Stress</th> <th>Allowable</th> <th>Overstressed</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>226</td> <td>226</td> <td>No</td> </tr> </tbody> </table>	Stress	Allowable	Overstressed	226	226	No
Stress		Allowable	Overstressed						
226		226	No						
	$t_d = 67,41 + 0 + 0 =$	67,41 mm							

APÊNDICE B – Cálculo do costado conforme ASME Seção VIII Divisão 2

4.3.3.1 Design Thickness for Internal Pressure	
$t_d = D / 2 * (\exp[P / (S*E)] - 1) + \text{Corrosion}$	
Operating Hot & Corroded	
$t_d = 3.742 / 2 * (\exp[((15.210 + 0) / 1000) / (226*1)] - 1) + 0 =$	130,25 mm

4.3.10.2 Combined Loads					
$\sigma_{\theta m} = P / (E*\ln[D_o / D])$					
$\sigma_{sm} = 1 / E * \{P*D^2 / (D_o^2 - D^2) - 4*F / (\pi*(D_o^2 - D^2)) + 32*M*D_o*cos[\theta] / (\pi*(D_o^4 - D^4))\}$					
$\tau = 16*M_t*D_o / (\pi*(D_o^4 - D^4))$					
$\sigma_1 = 0,5*\{\sigma_{\theta m} + \sigma_{sm} + [(\sigma_{\theta m} - \sigma_{sm})^2 + 4*\tau^2]^{0,5}\}$					
$\sigma_2 = 0,5*\{\sigma_{\theta m} + \sigma_{sm} - [(\sigma_{\theta m} - \sigma_{sm})^2 + 4*\tau^2]^{0,5}\}$					
$\sigma_3 = -0,5*P$					
$\sigma_T = 1 / 2^{0,5} * [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{0,5}$					
If σ_{sm} is compressive (negative), then $\sigma_{sm} \leq F_{xa}$					
Joint efficiency of 1 is used for compression					
Stress units			MPa		
Operating Hot & Corroded					
WeightOnly	Support Top	Windward	$\sigma_{\theta m} = 15.210 / 1000 / (1*\ln[4.006 / 3.742]) =$	223,109	
			$\sigma_{sm} = 1 / 1 * \{15.210 / 1000*3.742^2 / (4.006^2 - 3.742^2) - 4*37.405,96*9.8 / (\pi*(4.006^2 - 3.742^2)) + 32*0*1000*4.006*cos[0] / (\pi*(4.006^4 - 3.742^4))\} =$	103,894	
			$\tau = 16*0*4.006 / (\pi*(4.006^4 - 3.742^4)) =$	0	
			$\sigma_1 = 0,5*\{223,109 + 103,894 + [(223,109 - 103,894)^2 + 4*0^2]^{0,5}\} =$	223,109	
			$\sigma_2 = 0,5*\{223,109 + 103,894 - [(223,109 - 103,894)^2 + 4*0^2]^{0,5}\} =$	103,894	
			$\sigma_3 = -0,5*15.210 / 1000 =$	-7,605	
			$\sigma_T = 1 / 2^{0,5} * [(223,109 - 103,894)^2 + (103,894 - -7,605)^2 + (-7,605 - 223,109)^2]^{0,5} =$		
			Stress	Allowable S	Over-stressed
			199,841	226	No

		Leeward	$\sigma_{\theta m} = 15.210 / 1000 / (1 * \ln[4.006 / 3.742]) =$	223,109			
			$\sigma_{sm} = 1 / 1 * \{ 15.210 / 1000 * 3.742^2 / (4.006^2 - 3.742^2) - 4 * 37.405,96 * 9.8 / (\pi * (4.006^2 - 3.742^2)) + 32 * 0 * 1000 * 4.006 * \cos[180] / (\pi * (4.006^4 - 3.742^4)) \} =$	103,894			
			$\tau = 16 * 0 * 4.006 / (\pi * (4.006^4 - 3.742^4)) =$	0			
			$\sigma_1 = 0,5 * \{ 223,109 + 103,894 + [(223,109 - 103,894)^2 + 4 * 0^2]^{0,5} \} =$	223,109			
			$\sigma_2 = 0,5 * \{ 223,109 + 103,894 - [(223,109 - 103,894)^2 + 4 * 0^2]^{0,5} \} =$	103,894			
			$\sigma_3 = -0,5 * 15.210 / 1000 =$	-7,605			
		$\sigma_T = 1 / 2^{0,5} * [(223,109 - 103,894)^2 + (103,894 - -7,605)^2 + (-7,605 - 223,109)^2]^{0,5} =$	Stress	Allowable S	Over-stressed		
			199,841	226	No		
		SupportBottom	Windward	$\sigma_{\theta m} = 15.210 / 1000 / (1 * \ln[4.006 / 3.742]) =$	223,109		
				$\sigma_{sm} = 1 / 1 * \{ 15.210 / 1000 * 3.742^2 / (4.006^2 - 3.742^2) - 4 * 319,63 * 9.8 / (\pi * (4.006^2 - 3.742^2)) + 32 * 0 * 1000 * 4.006 * \cos[0] / (\pi * (4.006^4 - 3.742^4)) \} =$	104,124		
				$\tau = 16 * 0 * 4.006 / (\pi * (4.006^4 - 3.742^4)) =$	0		
				$\sigma_1 = 0,5 * \{ 223,109 + 104,124 + [(223,109 - 104,124)^2 + 4 * 0^2]^{0,5} \} =$	223,109		
$\sigma_2 = 0,5 * \{ 223,109 + 104,124 - [(223,109 - 104,124)^2 + 4 * 0^2]^{0,5} \} =$	104,124						
$\sigma_3 = -0,5 * 15.210 / 1000 =$	-7,605						
	$\sigma_T = 1 / 2^{0,5} * [(223,109 - 104,124)^2 + (104,124 - -7,605)^2 + (-7,605 - 223,109)^2]^{0,5} =$	Stress	Allowable S	Over-stressed			
		199,837	226	No			
		Leeward	$\sigma_{\theta m} = 15.210 / 1000 / (1 * \ln[4.006 / 3.742]) =$	223,109			
			$\sigma_{sm} = 1 / 1 * \{ 15.210 / 1000 * 3.742^2 / (4.006^2 -$	104,124			

			$3.742^2) - 4 \cdot 319,63 \cdot 9.8 / (\pi \cdot (4.006^2 - 3.742^2)) + 32 \cdot 0 \cdot 1000 \cdot 4.006 \cdot \cos[180] / (\pi \cdot (4.006^4 - 3.742^4)) \} =$							
			$\tau = 16 \cdot 0 \cdot 4.006 / (\pi \cdot (4.006^4 - 3.742^4)) =$	0						
			$\sigma_1 = 0,5 \cdot \{ 223,109 + 104,124 + [(223,109 - 104,124)^2 + 4 \cdot 0^2]^{0,5} \} =$	<u>223,109</u>						
			$\sigma_2 = 0,5 \cdot \{ 223,109 + 104,124 - [(223,109 - 104,124)^2 + 4 \cdot 0^2]^{0,5} \} =$	<u>104,124</u>						
			$\sigma_3 = -0,5 \cdot 15.210 / 1000 =$	<u>-7,605</u>						
			$\sigma_T = 1 / 2^{0,5} \cdot [(223,109 - 104,124)^2 + (104,124 - -7,605)^2 + (-7,605 - 223,109)^2]^{0,5} =$	<u>199,837</u>						
				<table border="1"> <tr> <th>Stress</th> <th>Allowable S</th> <th>Over-stressed</th> </tr> <tr> <td><u>199,837</u></td> <td>226</td> <td>No</td> </tr> </table>	Stress	Allowable S	Over-stressed	<u>199,837</u>	226	No
Stress	Allowable S	Over-stressed								
<u>199,837</u>	226	No								

4.3.10.2 Combined Loads (Final Results for Required Thickness Iteration)

$\sigma_{\theta m} = P / (E \cdot \ln[D_o / D])$				
$\sigma_{sm} = 1 / E \cdot \{ P \cdot D^2 / (D_o^2 - D^2) - 4 \cdot F / (\pi \cdot (D_o^2 - D^2)) + 32 \cdot M \cdot D_o \cdot \cos[\theta] / (\pi \cdot (D_o^4 - D^4)) \}$				
$\tau = 16 \cdot M_t \cdot D_o / (\pi \cdot (D_o^4 - D^4))$				
$\sigma_1 = 0,5 \cdot \{ \sigma_{\theta m} + \sigma_{sm} + [(\sigma_{\theta m} - \sigma_{sm})^2 + 4 \cdot \tau^2]^{0,5} \}$				
$\sigma_2 = 0,5 \cdot \{ \sigma_{\theta m} + \sigma_{sm} - [(\sigma_{\theta m} - \sigma_{sm})^2 + 4 \cdot \tau^2]^{0,5} \}$				
$\sigma_3 = -0,5 \cdot P$				
$\sigma_T = 1 / 2^{0,5} \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{0,5}$				
If σ_{sm} is compressive (negative), then $\sigma_{sm} \leq F_{xa}$				
Joint efficiency of 1 is used for compression				
Stress units			MPa	
Operating Hot & Corroded				
WeightOnly	Support Top	Windward	$\sigma_{\theta m} = 15.210 / 1000 / (1 \cdot \ln[3.973,56 / 3.742]) =$	253,319
			$\sigma_{sm} = 1 / 1 \cdot \{ 15.210 / 1000 \cdot 3.742^2 / (3.973,56^2 - 3.742^2) - 4 \cdot 37.405,96 \cdot 9.8 / (\pi \cdot (3.973,56^2 - 3.742^2)) + 32 \cdot 0 \cdot 1000 \cdot 3.973,56 \cdot \cos[0] / (\pi \cdot (3.973,56^4 - 3.742^4)) \} =$	118,945
			$\tau = 16 \cdot 0 \cdot 3.973,56 / (\pi \cdot (3.973,56^4 - 3.742^4)) =$	0
			$\sigma_1 = 0,5 \cdot \{ 253,319 + 118,945 + [(253,319 - 118,945)^2 +$	253,319

			$4 \cdot 0^2]^{0,5} =$				
			$\sigma_2 = 0,5 \cdot \{253,319 + 118,945 - [(253,319 - 118,945)^2 + 4 \cdot 0^2]^{0,5} =$	118,945			
			$\sigma_3 = -0,5 \cdot 15.210 / 1000 =$	-7,605			
			$\sigma_T = 1 / 2^{0,5} \cdot [(253,319 - 118,945)^2 + (118,945 - 7,605)^2 + (-7,605 - 253,319)^2]^{0,5} =$	226	Stress	Allowable S	Overstressed d
			$t_d = 115,78 + 0 + 0 =$	115,78 mm			
	Leeward		$\sigma_{\theta m} = 15.210 / 1000 / (1 \cdot \ln[3.973,56 / 3.742]) =$	253,319			
			$\sigma_{sm} = 1 / 1 \cdot \{15.210 / 1000 \cdot 3.742^2 / (3.973,56^2 - 3.742^2) - 4 \cdot 37.405,96 \cdot 9.8 / (\pi \cdot (3.973,56^2 - 3.742^2)) + 32 \cdot 0 \cdot 1000 \cdot 3.973,56 \cdot \cos[180] / (\pi \cdot (3.973,56^4 - 3.742^4))\} =$	118,945			
			$\tau = 16 \cdot 0 \cdot 3.973,56 / (\pi \cdot (3.973,56^4 - 3.742^4)) =$	0			
			$\sigma_1 = 0,5 \cdot \{253,319 + 118,945 + [(253,319 - 118,945)^2 + 4 \cdot 0^2]^{0,5} =$	253,319			
			$\sigma_2 = 0,5 \cdot \{253,319 + 118,945 - [(253,319 - 118,945)^2 + 4 \cdot 0^2]^{0,5} =$	118,945			
			$\sigma_3 = -0,5 \cdot 15.210 / 1000 =$	-7,605			
			$\sigma_T = 1 / 2^{0,5} \cdot [(253,319 - 118,945)^2 + (118,945 - 7,605)^2 + (-7,605 - 253,319)^2]^{0,5} =$	226	Stress	Allowable S	Overstressed d
	$t_d = 115,78 + 0 + 0 =$	115,78 mm					
SupportBottom	Windward		$\sigma_{\theta m} = 15.210 / 1000 / (1 \cdot \ln[3.973,56 / 3.742]) =$	253,323			
			$\sigma_{sm} = 1 / 1 \cdot \{15.210 / 1000 \cdot 3.742^2 / (3.973,56^2 - 3.742^2) - 4 \cdot -319,63 \cdot 9.8 / (\pi \cdot (3.973,56^2 - 3.742^2)) + 32 \cdot 0 \cdot 1000 \cdot 3.973,56 \cdot \cos[0] / (\pi \cdot (3.973,56^4 - 3.742^4))\} =$	119,211			
			$\tau = 16 \cdot 0 \cdot 3.973,56 / (\pi \cdot (3.973,56^4 - 3.742^4)) =$	0			
			$\sigma_1 = 0,5 \cdot \{253,323 + 119,211 + [(253,323 - 119,211)^2 + 4 \cdot 0^2]^{0,5} =$	253,323			

			$\sigma_2 = 0,5 \cdot \{253,323 + 119,211 - [(253,323 - 119,211)^2 + 4 \cdot 0^2]^{0,5}\} =$	119,211		
			$\sigma_3 = -0,5 \cdot 15.210 / 1000 =$	-7,605		
			$\sigma_T = 1 / 2^{0,5} \cdot [(253,323 - 119,211)^2 + (119,211 - -7,605)^2 + (-7,605 - 253,323)^2]^{0,5} =$	225,999	Stress	Allowable S
				226		Overstressed
			$t_d = 115,78 + 0 + 0 =$	<u>115,78 mm</u>		
		Leeward	$\sigma_{0m} = 15.210 / 1000 / (1 \cdot \ln[3.973,56 / 3.742]) =$	253,323		
			$\sigma_{sm} = 1 / 1 \cdot \{15.210 / 1000 \cdot 3.742^2 / (3.973,56^2 - 3.742^2) - 4 \cdot -319,63 \cdot 9.8 / (\pi \cdot (3.973,56^2 - 3.742^2)) + 32 \cdot 0 \cdot 1000 \cdot 3.973,56 \cdot \cos[180] / (\pi \cdot (3.973,56^4 - 3.742^4))\} =$	119,211		
			$\tau = 16 \cdot 0 \cdot 3.973,56 / (\pi \cdot (3.973,56^4 - 3.742^4)) =$	0		
			$\sigma_1 = 0,5 \cdot \{253,323 + 119,211 + [(253,323 - 119,211)^2 + 4 \cdot 0^2]^{0,5}\} =$	253,323		
			$\sigma_2 = 0,5 \cdot \{253,323 + 119,211 - [(253,323 - 119,211)^2 + 4 \cdot 0^2]^{0,5}\} =$	119,211		
			$\sigma_3 = -0,5 \cdot 15.210 / 1000 =$	-7,605		
			$\sigma_T = 1 / 2^{0,5} \cdot [(253,323 - 119,211)^2 + (119,211 - -7,605)^2 + (-7,605 - 253,323)^2]^{0,5} =$	225,999	Stress	Allowable S
				226		Overstressed
				$t_d = 115,78 + 0 + 0 =$	<u>115,78 mm</u>	