

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

Análise de Tensões em Vasos de Pressão através do Método de Elementos Finitos

Thyago Duarte Iecker

Professor Orientador: Pedro Manuel C. L. Pacheco, D. Sc.

**Rio de Janeiro
Novembro de 2014**

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

Análise de Tensões em Vasos de Pressão através do Método de Elementos Finitos

Thyago Duarte Iecker

Projeto final apresentado em cumprimento às
normas do Departamento de Educação Superior do
CEFET/RJ, como parte dos requisitos para obtenção
do título de Bacharel em Engenharia Mecânica

Professor Orientador: Pedro Manuel C. L. Pacheco, D. Sc.

**Rio de Janeiro
Novembro de 2014**

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

I22 Iecker, Thyago Duarte
Análise de tensões em vasos de pressão através do método de elementos finitos / Thyago Duarte Iecker – 2014.
xiii, 58f. il. color. + anexos ; enc.

Projeto Final (Graduação). Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca , 2014.

Bibliografia : f. 58

Orientador : Pedro Manuel C. L. Pacheco

1. Vasos de pressão. 2. Mecânica aplicada. 3. Método dos elementos finitos. I. Pacheco, Pedro Manuel C. L. (orient.). II. Título.

CDD 681.76041

AGRADECIMENTOS

Agradeço a minha mãe Carmelita que dedicou muitos anos de trabalho e esforço para me proporcionar a melhor educação possível e me ensinar os valores necessários para eu me tornar a pessoa e profissional que sou hoje.

Dedico a meu pai Ronaldo por todo apoio e orientação nesses anos e nunca desistir de acreditar no meu sucesso.

Um agradecimento especial aos meus amigos por tornar a experiência da faculdade inesquecível nos momentos de estudo e lazer.

Finalmente, agradeço aos bons profissionais do CEFET/RJ como meu orientador Pedro Manuel e os professores Fernando Ribeiro e Paulo Kenedi por trabalharem sempre para tornar realidade o sonho de tantos jovens como eu.

RESUMO

Os vasos de pressão são elementos importantes nas indústrias de processo onde são utilizados como reatores ou tanques de armazenagem. O projeto desses vasos consiste em dimensioná-los para resistir aos esforços gerados pela pressão atuante e outros esforços externos e selecionar os materiais e processos de fabricação adequados. Neste trabalho são comparados os resultados obtidos no cálculo de tensões através da norma ASME e do método de Elementos Finitos considerando duas situações com vasos de aplicação diferente (alta e baixa pressão) para identificar situações onde a norma se torna conservativa.

Palavras-chave: vasos de pressão, projeto, ASME, Elementos Finitos

ABSTRACT

Pressure vessels are important elements in the process industries where they are used as reactors or storage tanks industries. The design of these vessels consists of calculate them to withstand the stresses generated by the pressure and other external efforts and select the appropriate materials and manufacturing processes. In this paper the results obtained in the calculation of stresses by ASME code and the Finite Element Method are compared by considering two situations with different application (high and low pressure) to identify situations where the code becomes conservative.

Keywords: pressure vessels, design, ASME, Finite Element

SUMÁRIO

1. Introdução.....	1
1.1 Objetivo	1
1.2 Organização do Trabalho.....	2
2. Vasos de Pressão	3
2.1 Tipos de Vasos de Pressão.....	4
2.2 Tipos de Tampos.....	5
2.3 Acessórios de vasos de pressão	6
2.3.1 Bocais e bocas de visita	7
2.3.2 Suportes.....	8
3. Projeto de Vasos de Pressão	10
3.1 Vasos de Pressão de Paredes Finas.....	10
3.1.1 Vaso Cilíndrico	11
3.1.2 Vaso Esférico	12
3.2 Norma ASME Seção VIII Divisão 1	12
3.2.1 Sobreespessura de Corrosão	13
3.2.2 Espessura Mínima Requerida	13
3.2.3 Tensão Máxima Admissível	14
3.2.4 Eficiência da Junta	14
3.2.5 Pressão Máxima de Trabalho Admissível	17
3.2.6 Temperatura de Projeto	17
3.2.7 Teste Hidrostático	17
3.3 Norma ASME Seção VIII Divisão 2	18
3.4 Norma ASME Seção VIII Divisão 3	19
3.5 Norma Regulamentadora NR-13	19
4. Fórmulas para Projeto de Vasos de Pressão de acordo com ASME Seção VIII Divisão 1 ..	20

4.1 Cilindro	20
4.2 Esfera e Tampo semiesférico	21
4.3 Toriesférico	21
4.4 Elíptico.....	22
4.5 Cônico.....	23
4.6 Toricônico	24
4.7 Plano	24
4.8 Bocais	25
5. Casos estudados.....	28
5.1 Reator de Fabricação	28
5.2 Câmara Hiperbárica	31
6. Modelos Analíticos.....	34
6.1 Modelo do Reator	34
6.1.1 Cálculo da Tensão no Corpo Cilíndrico	35
6.1.2 Cálculo da Tensão no Tampo Toriesférico	35
6.1.3 Cálculo da Tensão no Tampo Toricônico	36
6.1.4 Cálculo da Tensão no Bocal	36
6.2 Modelo da Câmara	37
6.2.1 Cálculo da Tensão no Corpo Cilíndrico	37
6.1.2 Cálculo da Tensão no Tampo Semiesférico	38
6.1.3 Cálculo da Tensão no Tampo Plano	38
6.1.4 Cálculo da Tensão no Bocal	38
7. Modelos de Elementos Finitos	40
7.1 Introdução ao ANSYS	41
7.2 Tipo de Análise Utilizada	41
7.3 Modelo do Reator	41
7.3.1 Geometria	42

7.3.2 Malha	43
7.3.3 Carregamento e Condições de Contorno	45
7.3.4 Solução	46
7.4 Modelo da Câmara Hiperbárica	49
7.4.1 Geometria	49
7.4.2 Malha	50
7.4.3 Carregamento e Condições de Contorno	51
7.4.4 Solução	52
8. Análise dos Resultados	54
8.1 Análise do Reator	54
8.2 Análise da Câmara	55
9. Conclusão	57
Referências Bibliográficas.....	58
Apêndice A – Desenho do Reator de Fabricação	59
Apêndice B – Desenho da Câmara Hiperbárica	61

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1: Exemplo de vaso de pressão	3
FIGURA 2: Tipos de vasos de pressão	4
FIGURA 3: Tipos de tampos de vasos de pressão	5
FIGURA 4: Alguns tipos de tampos planos	5
FIGURA 5: Aberturas em vasos de pressão	7
FIGURA 6: Alguns tipos de suportes para vasos verticais	8
FIGURA 7: Berço de chapas para vasos horizontais	9
FIGURA 8: Tensões principais no elemento de um vaso de pressão	10
FIGURA 9: Diagrama de corpo livre do vaso cilíndrico	11
FIGURA 10: Diagrama de corpo livre do vaso esférico	12
FIGURA 11: Diagrama de corpo livre do tampo toriesférico	21
FIGURA 12: Diagrama de corpo livre do tampo cônico	23
FIGURA 13: Tipos usuais de tampo plano	25
FIGURA 14: Geometria de descontinuidade na junção de bocal com casco	26
FIGURA 15: Exemplo de reator de fabricação	29
FIGURA 16: Exemplo de sistema de agitação de um reator de fabricação	29
FIGURA 17: Desenho simplificado do Reator de Fabricação	30
FIGURA 18: Exemplo de câmara hiperbárica horizontal no LTS (COPPE/UFRJ)	31
FIGURA 19: Gráfico pressão x tempo típico do teste de colapso	32
FIGURA 20: Amostra de duto flexível antes do teste (esquerda) e depois do colapso (direita)	32
FIGURA 21: Desenho simplificado da câmara hiperbárica	33
FIGURA 22: Etapas da análise Static Structural	41
FIGURA 23: Geometria do tampo toriesférico	42
FIGURA 24: Geometria do corpo e tampo toricônico	43
FIGURA 25: Malha do tampo toriesférico	44
FIGURA 26: Malha do corpo e tampo toricônico	44
FIGURA 27: Carregamento e condições de contorno do tampo toriesférico	45
FIGURA 28: Carregamento e condições de contorno do corpo e tampo toricônico	45
FIGURA 29: Distribuição de Tensões no Tampo Toriesférico (Máxima Tensão Principal) ..	46
FIGURA 30: Distribuição de Tensões no Tampo Toriesférico (von Mises)	47

FIGURA 31: Distribuição de Tensões no tampo toricônico (Máxima Tensão Principal)	48
FIGURA 32: Distribuição de Tensões no tampo toricônico (von Mises)	48
FIGURA 33: Geometria da câmara hiperbárica	49
FIGURA 34: Malha da câmara hiperbárica	50
FIGURA 35: Detalhe da malha do tampo plano e bocal	50
FIGURA 36: Carregamento e condições de contorno da câmara hiperbárica	51
FIGURA 37: Distribuição das tensões na câmara hiperbárica (Máxima Tensão Principal)	53
FIGURA 38: Distribuição das tensões na câmara hiperbárica (von Mises).....	53

LISTA DE TABELAS

TABELA 1: Tabela UW-12 da norma ASME Seção VIII Divisão 1	16
TABELA 2: Tabela de Fatores Adimensionais (N) para Tampos Planos	25
TABELA 3: Fatores de Concentração de Tensões K para Cascos Esféricos	26
TABELA 4: Fatores de Concentração de Tensões K para Cascos Cilíndricos	27
TABELA 5: Dados de Projeto do Reator	34
TABELA 6: Propriedades Mecânicas do aço Inoxidável AISI 316L	35
TABELA 7: Dados de Projeto da Câmara Hiperbárica	37
TABELA 8: Propriedades Mecânicas do Aço Estrutural SA 508.....	37
TABELA 9: Comparação da Tensão Máxima no Tampo Toriesférico	54
TABELA 10: Comparação da Tensão Máxima no Tampo Toricônico.....	55
TABELA 11: Comparação da Tensão Máxima no Corpo da Câmara	55
TABELA 12: Comparação da Tensão Máxima no Tampo Semiesférico	56
TABELA 13: Comparação da Tensão Máxima no Tampo Plano	56

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AISI - American Iron and Steel Institute

ASME – American Society of Mechanical Engineers

BPVC – Boiler and Pressure Vessel Code

CAD – Computer Aided Design

CAE - Computer Aided Engineering

LTS – Laboratório de Tecnologia Submarina

MEF – Método de Elementos Finitos

PMTA – Pressão Máxima de Trabalho Admissível

LISTA DE SÍMBOLOS

E = Eficiência da Junta

P_{teste} = Pressão de Teste Hidrostático

R_i = Raio de Concordância Toroidal

S_{adm} = Tensão Máxima Admissível (de acordo com norma ASME)

S_u = Tensão Limite de Ruptura

S_y = Tensão Limite de Escoamento

t_c = Sobreesspessura de Corrosão

σ_c = Tensão Circunferencial

σ_L = Tensão Longitudinal

σ_R = Tensão Radial

E = Coeficiente de Elasticidade

K = Fator de Forma do Tampo Elíptico

L = Raio da Calota Esférica (para tampo toriesférico)

M = Fator de Forma do Tampo Toriesférico

N = Fator de Forma do Tampo Plano

P = Pressão de Projeto

R, r = Raio Interno

t = Espessura Mínima Requerida

T = Temperatura de Projeto

ν = Coeficiente de Poisson

Capítulo 1

Introdução

Vaso de pressão é definido pela ASME como sendo um recipiente projetado para resistir a diferenças entre a pressão interna e externa. Essa diferença de pressão pode ser causada por uma fonte interna, por um processo reativo ou qualquer combinação desses [1].

Vasos de pressão são os principais elementos das indústrias de processo onde são utilizados como reatores de fabricação ou tanques que armazenagem. São geralmente os itens de maior tamanho, peso e custo unitário nessas indústrias de uma unidade de processo [2]. Esses equipamentos também estão presentes em diversas indústrias como câmaras hiperbáricas e reatores nucleares, por exemplo.

Devido à ocorrência de vários acidentes graves no início do século XX, principalmente nos Estados Unidos, houve a necessidade de criar códigos com critérios seguros de projeto, fabricação e inspeção de vasos de pressão.

Cada código adota critérios e metodologias próprias, sendo que no Brasil os mais adotados são os americanos ASME Seção VIII Divisão 1 e Divisão 2. A Norma Regulamentadora NR-13 [3] define as exigências de projeto, construção e instalação que precisam ser atendidas para operação de vasos de pressão no Brasil. A NR-13 também permite a utilização de tecnologias mais avançadas para o dimensionamento de vasos de pressão.

1.1 Objetivo

O objetivo do trabalho é comparar os resultados obtidos no cálculo das tensões atuantes nas paredes dos vasos de pressão pelo método analítico do código ASME Seção VIII Divisão 1 [1] com os resultados obtidos através do Método de Elementos Finitos com auxílio do software ANSYS [4] na sua versão Workbench.

Esta análise comparativa visa demonstrar que a utilização de um modelo matemático mais robusto como o MEF deve apresentar valores de tensões mais próximos dos valores reais. Logo, é possível analisar se a norma é mais conservativa para determinadas geometrias, além de verificar a possibilidade de redução das espessuras de parede mantendo a segurança para operação com economia de material na fabricação dos vasos.

A estratégia adotada neste trabalho é utilizar modelos geométricas com algumas simplificações para rodar a análise através de MEF e comparar os resultados encontrados com os valores do modelo analítico da Divisão 1 da ASME para definir em quais casos a norma é mais conservativa.

1.2 Organização do Trabalho

A introdução descrevendo os objetivos e estratégia adotada é tratada no Capítulo 1.

O Capítulo 2 apresenta um resumo sobre vasos de pressão e o Capítulo 3 trata do projeto de vasos de pressão e das principais normas associadas.

As equações para projeto de vaso de acordo com a norma ASME Seção VIII Divisão 1 são apresentadas no Capítulo 4.

O Capítulo 5 descreve os tipos de vasos de pressão estudados neste trabalho.

As tensões calculadas de acordo com Divisão 1 para os casos de estudo são mostradas no Capítulo 6. Enquanto no Capítulo 7 é apresentado um resumo da teoria de MEF e do software ANSYS com os modelos numéricos dos casos estudados.

O Capítulo 8 discute os resultados encontrados de forma comparativa e as principais dificuldades durante o trabalho.

Finalmente, o Capítulo 9 traz a conclusão aborda as recomendações sobre a utilização de MEF para projeto de vasos de pressão a partir dos resultados encontrados e sugestões de trabalhos futuros.

Capítulo 2

Vasos de Pressão

Em todos os vasos de pressão existe um elemento estanque e externo que contém o fluido pressurizado denominado parede de pressão. Esta parede pode ser simples ou múltipla e pode assumir vários formatos. A parede de pressão de um vaso é composta basicamente pelo casco do vaso e os tampos de fechamento [1].

O casco e os tampos dos vasos de pressão tem o formato de uma superfície de revolução, sendo as formas mais comuns: cilíndrica, esférica, elíptica e cônica ou uma combinação dessas formas.

Outros elementos importantes de vasos de pressão são as aberturas para instalação de bocais para conexão com tubulações e os suportes que servem para sustentar o peso do vaso.

Um exemplo de vaso de pressão é mostrado na Figura 1.



Figura 1: Exemplo de vaso de pressão

2.1 Tipos de Vasos de Pressão

Os vasos de pressão são definidos de acordo com a posição de instalação em verticais, horizontais e inclinados, como mostrado na Figura 2.

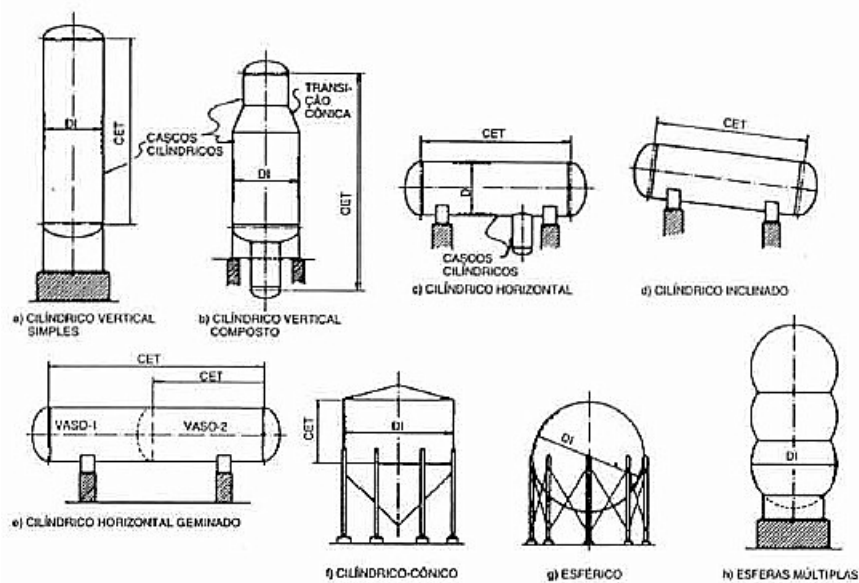


Figura 2: Tipos de vasos de pressão [2]

Os vasos horizontais são muito comuns e geralmente utilizados para trocadores de calor e vasos de acumulação como tanque de condensado de uma caldeira ou tanque pulmão de ar comprimido por exemplo. Os vasos verticais são utilizados quando é necessária a ação da gravidade como em torres de resfriamento ou reatores de fabricação. Os vasos inclinados são utilizados somente quando a operação necessitar o escoamento por gravidade de um fluido difícil de escoar, por exemplo.

As dimensões que caracterizam um vaso de pressão são o diâmetro interno e o comprimento entre tangentes. O diâmetro interno (D_i) é aplicável a qualquer formato do vaso e é o diâmetro medido nas faces internas da parede. O comprimento entre tangentes (CET) é o comprimento total do corpo cilíndrico ou a soma dos comprimentos dos corpos cilíndricos e cônicos sucessivos. Nos vasos em posição vertical, é regra usual tomar-se a linha de tangência inferior, como plano de referência para todas as cotas verticais [2]. Estas dimensões são mostradas nos exemplos da Figura 2.

2.2 Tipos de Tamos

Tamos são as peças de fechamento dos cascos cilíndricos dos vasos de pressão. Os tamos podem ter diversos formatos sendo os mais usuais os seguintes: semiesférico, elíptico, toriesférico, cônico, toricônico e plano.

Os principais tipos de tamos são mostrados na Figura 2 e alguns tipos de tampo plano são mostrados na Figura 3.

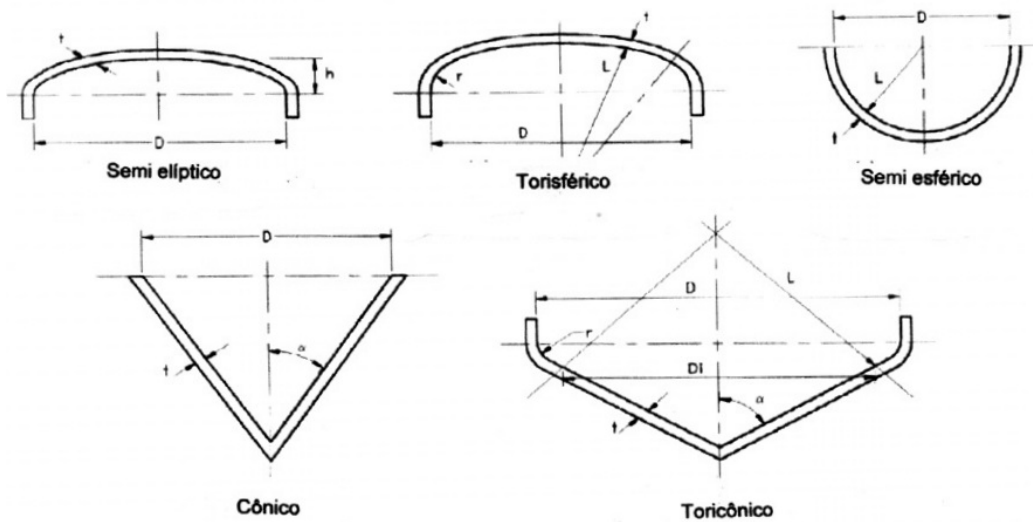


Figura 3: Tipos de tamos de vasos de pressão [2]

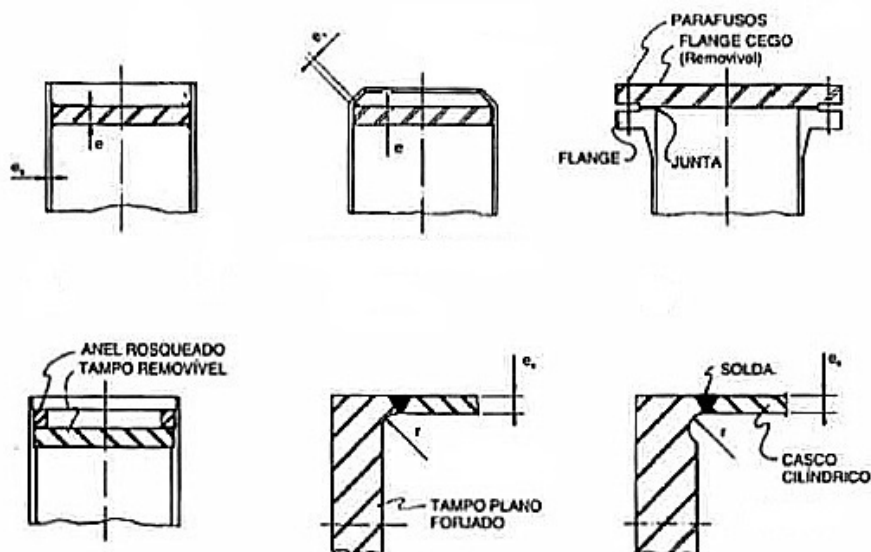


Figura 4: Alguns tipos de tamos planos [2]

O tampo elíptico tem as seções transversais como uma elipse perfeita. No tampo elíptico mais comum, a relação de semieixos é 2:1, ou seja, o diâmetro do tampo é quatro vezes a altura. A resistência deste tampo é praticamente a mesma do cilindro de mesmo diâmetro.

O tampo toriesférico é formado por uma calota esférica central e por uma seção toroidal¹ de concordância. O tampo toriesférico é mais fácil de fabricar do que o elíptico mas é sempre menos resistente que um elíptico de mesmo diâmetro e com mesma relação de semieixos.

O tampo semiesférico é o mais resistente de todos e pode ter metade da espessura de um casco cilíndrico de mesmo diâmetro. Mas é mais difícil de construir e ocupa mais espaço devido à sua altura.

O tampo cônico é fácil de construir, mas pouco utilizado por ser menos resistente do que os anteriores. É praticamente limitado ao tampo inferior de vasos onde é necessário o escoamento rápido e completo de fluidos difíceis de escoar. Nos tampos cônicos, existe uma variação com concordância toroidal na ligação com o cilindro.

Existem diversos tipos de tampos planos. Os mais comuns são tampos não removíveis, flange cego aparafusado removível e flange cego com anel de travamento rosqueado.

2.3 Acessórios de Vasos de Pressão

Todos os vasos de pressão têm sempre várias aberturas no casco ou nos tampos para funções variadas. Essas aberturas são necessárias para operação do vaso e as principais funções são listadas abaixo:

- Ligação com tubulações de entrada e de saída.
- Instalação de manômetros e válvula de alívio (itens obrigatórios da NR-13[3])
- Dreno e respiro.
- Bocas de visita ou de inspeção (para acesso ao interior do vaso).
- Ligação com outros corpos do próprio vaso de pressão.
- Ligação direta com outros vasos.

¹ Toróide é definido na geometria como o lugar geométrico tridimensional formado pela rotação de uma superfície circular plana de raio r , em torno de uma circunferência de raio R .

2.3.1 Bocais e Bocas de Visita

Os bocais são aberturas no casco ou tampas para ligação com tubulações externas para entrada e saída de fluido, troca de calor, dreno ou instalação de instrumentos de medição como manômetros e termômetros. As ligações mais comuns são soldadas ou flangeadas.

As bocas de visita (man-hole) são aberturas fechadas por meio de tampas removíveis que servem para o acesso de pessoas ao interior do vaso, inspeção, montagem ou retirada de peças internas. A tampa precisa ter um dispositivo de manobra para evitar acidentes devido ao peso da mesma.

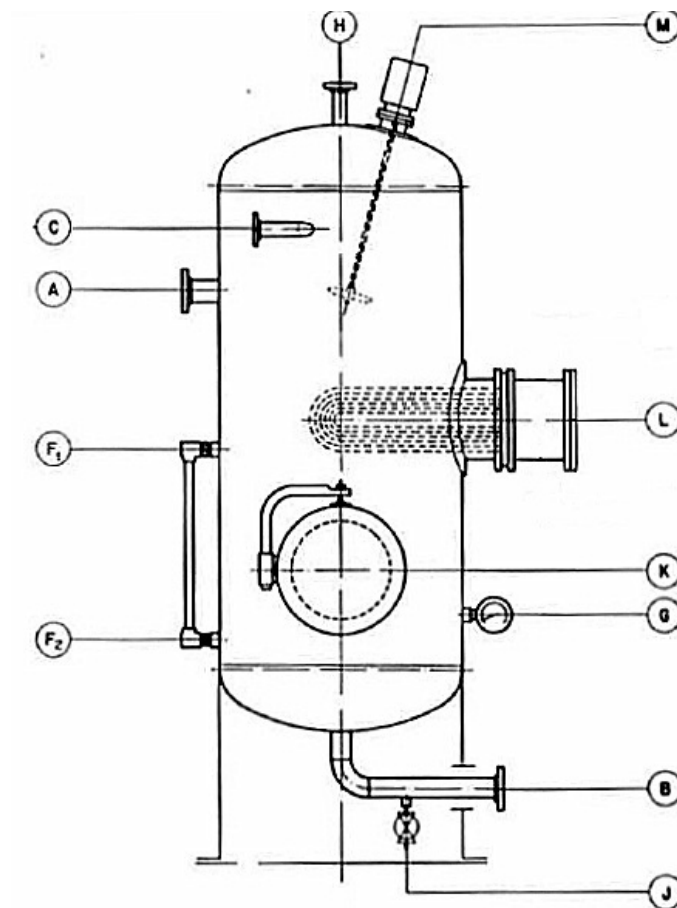


Figura 5: Aberturas em vasos de pressão [2]

A Figura 5 mostra os seguintes exemplos de aberturas em um vaso de pressão vertical:

- A, B e C são para ligação com tubulações externas.
- F1 e F2 são para ligação entre parte do próprio vaso.
- G serve para instalação de instrumentos (manômetro, no caso).
- H e J são para respiro e dreno, respectivamente.
- K é uma boca de visita.
- L serve para ligação com um corpo desmontável do próprio vaso.
- M serve para remover uma peça interna (misturador, por exemplo).

2.3.2 Suportes

Os vasos têm suportes, para apoio ou fixação, que produzem tensões adicionais no seu casco. O dimensionamento dos suportes não faz parte do escopo das normas de projeto porque na maioria das vezes as tensões geradas no casco podem ser consideradas desprezíveis em relação às tensões geradas pela pressão interna.

Os suportes devem ser projetados para resistir aos carregamentos de peso próprio do equipamento e de acessórios, cargas externas como esforços de tubulação nos bocais, além dos momentos devidos à força de vento ou abalos sísmicos (se necessário).

Alguns tipos de suporte para vasos verticais são mostrados na Figura 6.

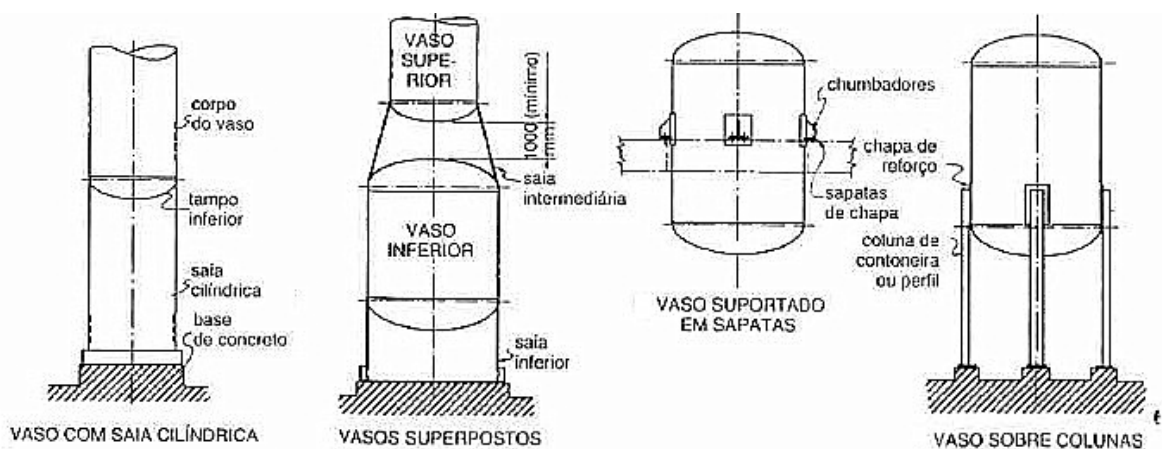


Figura 6: Alguns tipos de suportes para vasos verticais [2]

Os vasos horizontais são, geralmente, apoiados em berços fabricados de chapas e fixados ao chão. O desenho do berço de chapas é mostrado na Figura 7.

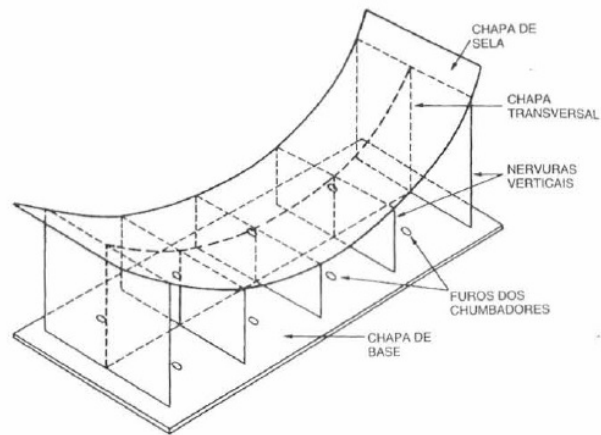


Figura 7: Berço de chapas para vasos horizontais [2]

Capítulo 3

Projeto de Vasos de Pressão

O projeto de vasos de pressão é uma atividade de engenharia e destina-se a evitar os riscos de acidentes devido a falhas do material do vaso. No Brasil, a NR-13 [3] exige que o projeto de um vaso de pressão seja realizado por um engenheiro, denominado Profissional Habilitado, que é responsável por garantir a conformidade com a norma de projeto adotado.

3.1 Vasos de Pressão de Paredes Finas

De acordo com HIBBELER [5], o vaso de pressão pode ser analisado de uma maneira mais simples, contanto que tenha paredes finas. O termo paredes finas refere-se a um vaso com a relação raio interno/espessura da parede igual ou superior a 10, ou seja, $R/t \geq 10$.

Quando a parede do vaso é fina pode-se considerar a distribuição de tensão pela sua espessura como uniforme e constante para materiais isotrópicos.

Um elemento da parede de um vaso de pressão cilíndrico ou esférico está sempre sujeito a tensões nas direções σ_1 , σ_2 e σ_3 (circunferencial, longitudinal e radial, respectivamente) como mostrado na Figura 8.

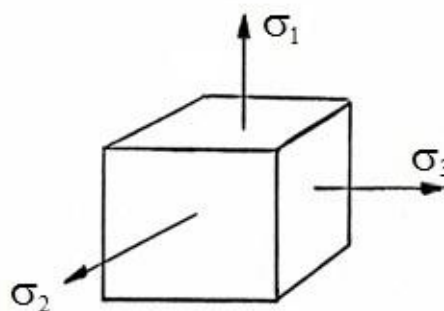


Figura 8: Tensões principais no elemento de um vaso de pressão

Na análise de vasos pela teoria de vasos de paredes finas, a tensão radial é considerada desprezível porque as tensões circunferencial e longitudinal são até 10 vezes maiores que a tensão radial.

3.1.1 Vaso Cilíndrico

O vaso cilíndrico, mostrado na Figura 9, com paredes de espessura t e raio interno r e pressão manométrica P aplicada no interior do vaso por um fluido nele contido.

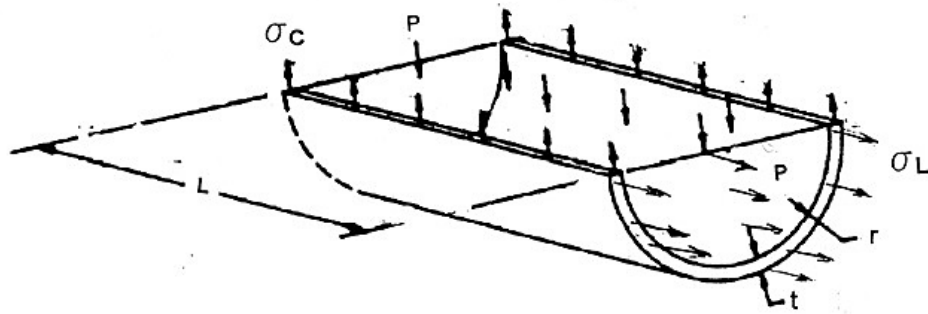


Figura 9: Diagrama de corpo livre do vaso cilíndrico [2]

Através do equilíbrio de forças na direção circunferencial, a tensão atuante é definida pela Equação 1:

$$\sigma_c = \frac{Pr}{t} \quad (1)$$

Através do equilíbrio de forças na direção longitudinal, a tensão atuante é definida pela Equação 2:

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

3.1.2 Vaso Esférico

O vaso esférico, mostrado na Figura 10, com espessura de parede t e raio interno r que está sujeito a uma pressão manométrica interna P .

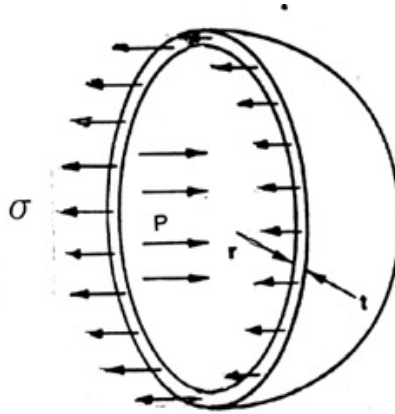


Figura 10: Diagrama de corpo livre do vaso esférico

Através do equilíbrio de forças na direção circunferencial, a tensão atuante é definida pela Equação 3:

$$\sigma_c = \frac{Pr}{2t} \quad (3)$$

3.2 Norma ASME Seção VIII Divisão 1

ASME é uma sociedade de engenheiros que define normas técnicas para equipamento mecânicos. Uma das principais normas da ASME é o Boiler and Pressure Vessel Code (BPVC), que fornece regras para o projeto, fabricação e inspeção de caldeiras e vasos de pressão.

A Seção VIII da norma Boiler and Pressure Vessel Code (BPVC) contem as seguintes divisões:

- Divisão 1 - Regras para construção de vasos de pressão;
- Divisão 2 - Regras alternativas para construção de vasos de pressão;
- Divisão 3 - Regras alternativas para a construção de vasos de alta pressão.

A Divisão 1 da norma ASME Seção VIII foi criada em 1925. A norma ASME Seção VIII Divisão 1 é limitada a vasos para pressão interna ou externa submetidos a uma pressão total menor ou igual a 3000 psi (aproximadamente 20 MPa) e com diâmetro interno maior ou igual a 6 in (152 mm).

A Divisão 1 utiliza o critério de falha da Tensão Principal Máxima ou Critério de Rankine onde $E \cdot S = \max(|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|)$ e não pode ser utilizado quando for necessária a análise de fadiga.

3.2.1 Sobreesspessura de Corrosão

A sobreesspessura de corrosão (t_c) é um acréscimo na espessura da parede do vaso para compensar a corrosão ao longo da vida útil prevista do equipamento.

A sobreesspessura é o produto da taxa de corrosão [comprimento/tempo] pelo tempo de vida útil [tempo] prevista do equipamento.

É recomendável considerar a utilização de outros materiais mais resistentes à corrosão quando a taxa de corrosão for superior a 0,3 mm/ano.

TELLES [2] também recomenda adotar como valores de referência para sobreesspessura de corrosão em vasos de pressão de aço carbono ou aços baixa liga:

- Meio pouco corrosivo: $t_c = 1,5 \text{ mm}$
- Meio corrosivo (médio): $t_c = 3 \text{ mm}$
- Meio muito corrosivo: $4 \text{ mm} \leq t_c \leq 6 \text{ mm}$

3.2.2 Espessura Mínima Requerida

A espessura mínima requerida (t) é a espessura mínima do casco e tampos (medida após conformação mecânica e excluindo a sobreesspessura de corrosão) necessária para resistir às tensões geradas pela pressão interna e outros esforços a que o vaso vai ser submetido, excluindo a sobreesspessura de corrosão.

Em caso de espessuras muito pequenas, é fundamental verificar a possibilidade de falha por flambagem² da parede do vaso durante o projeto.

3.2.3 Tensão Máxima Admissível

A tensão máxima admissível (S_{adm}) é a máxima tensão permitida em um determinado material utilizado em um vaso construído de acordo com esta norma. A tensão máxima admissível é função do material e da temperatura de projeto do vaso.

Para a norma ASME Seção VIII Divisão 1, a tensão máxima admissível para diferentes materiais sem ser ferro fundido são dadas em função da temperatura na Seção II, Parte D, Subparte 1, Tabelas 1A e 1B, da norma ASME [1].

As tensões admissíveis são calculadas com elevados fatores de segurança, limitando as tensões atuantes em níveis bastante seguros com espessuras de parede maiores. [6]

3.2.4 Eficiência da Junta

A eficiência da junta (E) é a eficiência da união entre as partes do vaso de pressão. É usada no projeto do vaso como um multiplicador da tensão máxima admissível do material, funcionando como um coeficiente de segurança.

A eficiência da junta soldada depende apenas do tipo de junta e do grau de inspeção da junta. A norma ASME Seção VIII Divisão 1 reconhece os seguintes exames de inspeção:

² Flambagem é a tendência de modelos delgados sujeitos a cargas axiais de compressão de sofrer grande deformação lateral súbita sob certos níveis de carga. A flambagem também ocorre antes que o material falhe devido a altas tensões e pode ocorrer global ou localmente.


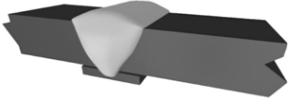

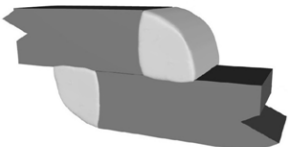
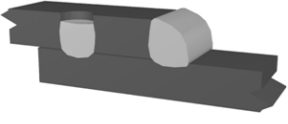

- Exame radiográfico: um método para detectar imperfeições em materiais pela passagem de raio-X ou radiação através do material e apresentando uma imagem no meio de gravação. Existem os seguintes graus de exame radiográfico:
 - a. Exame radiográfico total
 - b. Exame radiográfico parcial ou por amostragem
 - c. Não radiografada

- Exame de ultrassom: um método de detectar imperfeições em materiais pela passagem de vibrações ultrassônicas através do material.

Quanto maior for o grau de exame de inspeção da junta, maior é o custo de fabricação e maior a eficiência da junta possibilitando uma menor espessura mínima requerida.

Os valores de eficiência da junta soldada são especificados na Tabela 1:

Tabela 1: Tabela UW-12 da norma ASME Seção VIII Divisão 1 (adaptada de [1])

Tipo de Junção	Descrição do Tipo de Junção	Limitações	Categoria da Junção	Grau de Exame Radiográfico		
				Total	Parcial	Nenhum
 <p>Junção Soldada Tipo 1</p>	Junções de topo (butt joints) soldadas em ambos os lados da superfície, com mesma qualidade de metal de adição depositado sobre as superfícies interna e externa.	Não há.	A, B, C, D	1,00	0,85	0,70
 <p>Junção Soldada Tipo 2</p>	Junções de topo (butt joints) soldadas em apenas um dos lados da superfície, com mata junta (ou cobre junta).	Não pode ser usado em junções circunferenciais de topo com offset de uma das chapas (ler UW-13(b)(4) e ver figura UW-13.1, esboço (k)).	A, B, C, D	0,90	0,80	0,65
 <p>Junção Soldada Tipo 3</p>	Junções de topo (butt joints) soldadas em apenas um dos lados da superfície, sem mata junta (ou cobre junta).	Só pode ser usado em junções circunferenciais de topo, com diâmetro externo máximo da seção, de 24 in (610 mm), e espessura máxima da chapa, de 5/8 in (16 mm).	A, B, C	–	–	0,60
 <p>Junção Soldada Tipo 4</p>	Junções sobrepostas (lap joints), com filete duplo de altura total.	Só pode ser usado em junções longitudinais com espessura máxima da chapa, de 3/8 in (10 mm). Só pode ser usado em junções circunferenciais com espessura máxima da chapa, de 5/8 in (16 mm).	A, B, C	–	–	0,55
 <p>Junção Soldada Tipo 5</p>	Junções sobrepostas (lap joints), com filete único de altura total, com soldas plug.	Só pode ser usado em junções circunferenciais para a fixação do tampo ao casco, com as seguintes restrições: i) Tapos planos: espessura máxima da chapa, de 5/8 in (16 mm). ii) Tapos hemisféricos: não permitido. iii) Outros tapos: diâmetro externo máximo da seção, de 24 in (610 mm), e espessura máxima da chapa, de 1/2 in (13 mm).	B, C	–	–	0,50
 <p>Junção Soldada Tipo 6</p>	Junções sobrepostas (lap joints), com filete único de altura total, sem soldas plug.	Só pode ser usado para a fixação aos cascos de tamos com pressão do lado convexo, com espessura máxima da chapa, de 5/8 in (16 mm). Nesse caso, a solda deve estar localizada no lado interno da superfície. Só pode ser usado para fixação aos cascos de tamos com pressão do lado côncavo, com diâmetro interno máximo do casco, de 24 in (610 mm), e espessura máxima da chapa, de 1/4 in (6 mm). Nesse caso, solda deve estar localizada no lado externo da superfície.	A, B	–	–	0,45
<p>Junção Soldada Tipo 7</p>	Junções de canto (corner joints), com penetração total, com penetração parcial, ou com solda de filete.	Ver figura UW-13.2 e figura UW-16.1	C, D	–	–	–
<p>Junção Soldada Tipo 8</p>	Junções em ângulo (angle joints).	Dimensione de acordo com U-2(g) para junções da categoria B e C.	B, C, D	–	–	–

Para junta sem costura (seamless) ou forjado utilizar $E = 1.00$ [1].

3.2.5 Pressão Máxima de Trabalho Admissível

A Pressão Máxima de Trabalho Admissível (PMTA) é o maior valor permitido para a pressão de trabalho medida no topo do vaso na temperatura e posição normal de operação, considerando o vaso com a espessura corroída. Essa pressão será o menor dos valores de PMTA calculados para as partes essenciais do vaso.

Deve-se subtrair a pressão hidrostática da coluna de líquido da PMTA quando a diferença de altura entre a parte considerada e o topo do vaso for considerada significativa. Para vasos de alta pressão, geralmente a pressão da coluna de líquido é desprezível em relação a pressão interna.

O valor da PMTA é o valor usualmente empregado para a pressão de projeto (P).

3.2.6 Temperatura de Projeto

A temperatura de projeto (T) é a temperatura correspondente às condições mais severas de pressão e temperatura coincidentes que possam ser previstas em serviço normal.

A temperatura da parede do vaso está relacionada à temperatura do fluido contido. Geralmente, a temperatura de projeto é tomada como a própria temperatura do fluido.

3.2.7 Teste Hidrostático

O teste hidrostático em vasos de pressão consiste no enchimento completo do vaso com água ou outro líquido, para aplicar uma determinada pressão de teste hidrostático. O teste hidrostático serve para detectar defeitos de fabricação como trincas, falhas ou vazamentos em soldas, roscas, partes vedadas no próprio vaso ou em seus acessórios internos e externos.

O procedimento para se determinar a pressão de teste hidrostático de acordo com a norma ASME Seção VIII Divisão 1 é o seguinte [1]:

$$P_{\text{teste}} = 1,3 \times \text{PMTA} \quad (4)$$

A pressão de teste hidrostático deve ser superior à PMTA do vaso, portanto durante o teste hidrostático, o material fica submetido a uma tensão acima de sua tensão máxima admissível. Esta situação pode ser admitida com segurança razoável pelo fato desse teste hidrostático ser realizado sempre uma única vez, durante pouco tempo, com vaso novo, com água e em temperatura ambiente.

3.3 Norma ASME Seção VIII Divisão 2

A Divisão 2 da norma ASME Seção VIII foi criada em 1969, como alternativa à Divisão 1 e adota critérios e detalhes de projeto, fabricação, exames e testes mais rigorosos e tensões admissíveis superiores.

A norma ASME Seção VIII Divisão 2 não impõe limite superior à pressão.

Nesta Divisão, o critério de falha utilizado é o da Tensão Cisalhante Máxima ou Critério de Tresca onde $S = \max(|\sigma_3 - \sigma_1|, |\sigma_3 - \sigma_2|, |\sigma_2 - \sigma_1|)$.

Quando o vaso estiver sujeito a um carregamento cíclico e gradientes térmicos, deve ser projetado pela Divisão 2. Também é o caso de vasos com pressão total superior a 3000 psi (aproximadamente 20 MPa) porque a Divisão 1 limita o seu escopo de aplicação a esta pressão total.

A Divisão 2 permite espessuras mais finas, devido às tensões admissíveis mais altas, mas exige exames, teste e inspeções mais rigorosos tornando o projeto mais caro.

3.4 Norma ASME Seção VIII Divisão 3

A Divisão 3 da norma ASME Seção VIII é a mais recente e foi criada em 1997, voltada para vasos projetados para alta pressão total, acima de 10.000 psi (aproximadamente 70 MPa). Também pode ser usada para pressões inferiores cobertas pelas Divisões 1 e 2.

Adota também o critério da Tensão Cisalhante Máxima ou Critério de Tresca, como a Divisão 2. A principal diferença é que exige uma análise mais rigorosa e a utilização de materiais é restrita.

A análise de fadiga é obrigatória para vasos projetados por esta divisão e, adicionalmente, devem ser realizadas avaliações numéricas e ensaios experimentais de mecânica da fratura. As tensões residuais devido a deformação plástica são significantes no projeto e se tornam favoráveis em alguns casos como refratagem³ [6].

3.5 Norma Regulamentadora NR-13

A norma Regulamentadora do Ministério do Trabalho NR-13 - Caldeiras e Vasos de Pressão [3] é a norma do Ministério do Trabalho e Emprego do Brasil que tem como objetivo dar as diretrizes para projeto, inspeção e operação de vasos de pressão e caldeiras.

A NR-13 inclui a obrigação da determinação do valor da PMTA para todos os vasos em operação no Brasil e do Teste Hidrostático na fase de fabricação. É necessário que todos os vasos de pressão em operação possuam um prontuário com memória de cálculo, código aplicado no projeto e especificação dos materiais.

Desde a atualização da norma em 2011, esta permite que sejam utilizadas tecnologias mais avançadas no projeto de vasos em substituição aos códigos de projeto. Desta forma, é razoável adotar a metodologia de Elementos Finitos neste trabalho.

³ Refratagem é uma técnica de fabricação na qual um recipiente de pressão é submetido a uma alta pressão, fazendo com que as partes internas se deformem plasticamente e resulta em tensões internas residuais de compressão uma vez que a pressão é liberada. O objetivo é aumentar a durabilidade do produto final. Também pode aumentar a sua resistência à corrosão sob tensão.

Capítulo 4

Fórmulas para Projeto de Vasos de Pressão de acordo com ASME Seção VIII Divisão 1

O dimensionamento do vaso consiste em especificar as espessuras nominais das paredes das diversas partes do vaso após selecionar os materiais e métodos de fabricação e união. É necessário saber a geometria e os esforços atuantes no vaso.

A norma ASME Seção VIII Divisão 1 só fornece fórmulas de projeto considerando os esforços de pressão interna e externa. O cálculo dos demais esforços fica a critério do projetista.

Neste capítulo são mostradas as fórmulas para dimensionamento de vasos de pressão de acordo com a norma ASME Seção VIII Divisão 1. Todas as equações estão explicitadas em relação a tensão mas as mesmas podem ser utilizadas para calcular a espessura mínima requerida (t) ou a pressão máxima de trabalho admissível (PMTA) substituindo S pela tensão máxima admissível do material (S_{adm}).

4.1 Cilindro

As tensões no corpo cilíndrico atuam nas direções longitudinal e circunferencial como foi visto na seção de teoria de vasos de paredes finas. Como a tensão longitudinal é sempre maior então esta é considerada a tensão crítica para vasos cilíndricos. Na Divisão 1, esta tensão é definida da seguinte forma:

$$E \cdot S = \frac{PR}{t} + 0,6P \quad (5)$$

4.2 Esfera e tampos semiesféricos

Nas esferas e nas semiesferas as tensões circunferenciais e longitudinais são iguais e são definidas na Divisão 1 como:

$$E \cdot S = \frac{PR}{2t} + 0,2P \quad (6)$$

4.3 Toriesférico

Os tampos toriesféricos são compostos de duas regiões, como mostrado na Figura 11, uma calota esférica na região central (entre os pontos 2-4), com raio L e uma seção tórica (entre os pontos 1-2 e 4-5), com raio r , que é uma região de transição para concordância com o casco cilíndrico.

Na parte tórica, região 1 a 2, as tensões variam de compressão à tração e vice-versa, sendo diferentes para as paredes interna e externa.

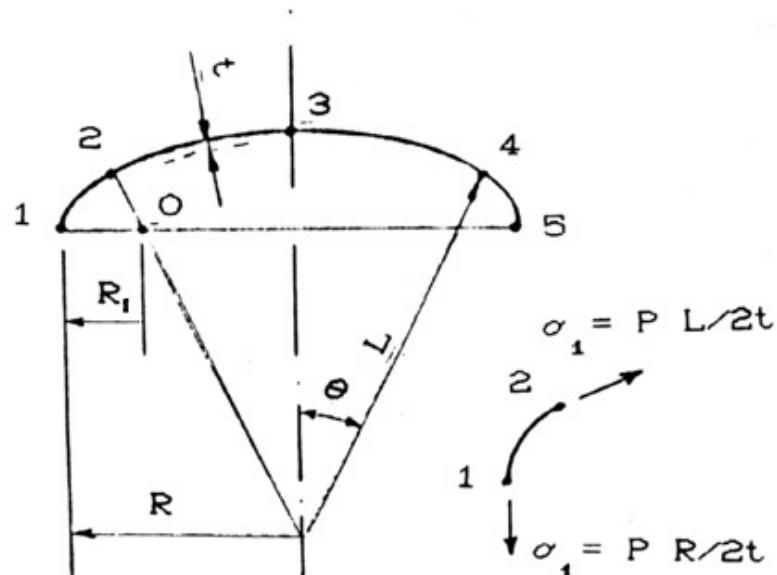


Figura 11: Diagrama de corpo livre do tampo toriesférico

A Divisão 1 faz uma aproximação baseada em resultados experimentais para o cálculo da tensão crítica do tampo toriesférico que resulta na seguinte fórmula:

$$E \cdot S = \frac{PLM}{2t} + 0,1P \quad (7)$$

onde M é o fator de forma que funciona com um fator de concentração de tensões aumentando o valor da tensão calculada. A fórmula para determinar o valor do fator M é determinada na Divisão 1 da seguinte forma:

$$M = 0,25 \left[3 + \left(\frac{L}{R_i} \right)^{0,5} \right] \quad (8)$$

Atualmente, os valores usuais de M são apresentados em tabelas disponíveis na Divisão 1 para os tampos padronizados ofertados no mercado.

Os tampos toriesférico sofrem redução da espessura por estricção durante a conformação mecânica na parte tórica. É necessário escolher a espessura nominal da chapa para fabricação do tampo com sobremetal porque após a conformação, a espessura mínima encontrada deve ser igual ou superior à espessura requerida [2].

4.4 Elíptico

Os tampos elípticos são similares aos tampos toriesférico. A aproximação feita pelo ASME Seção VIII Divisão 1 resulta na seguinte fórmula, para a tensão circunferencial:

$$S = \frac{PLK}{2t} + 0,1P \quad (9)$$

onde K é um fator de forma que varia em função da relação entre diâmetro e o semieixo menor.

O tempo mais comum é o chamado 2:1, onde $K = 1$ sendo conhecido como falsa elipse. A Divisão 1 permite calcular estes tempos com a fórmula da elipse, gerando uma pequena redução da espessura mínima requerida.

4.5 Cônico

O cone tem tensões diferentes para cada seção transversal devido à variação do raio tangencial. Cada seção pode ser considerada como um cilindro com raio tangencial r_2 , como mostrado na Figura 12.

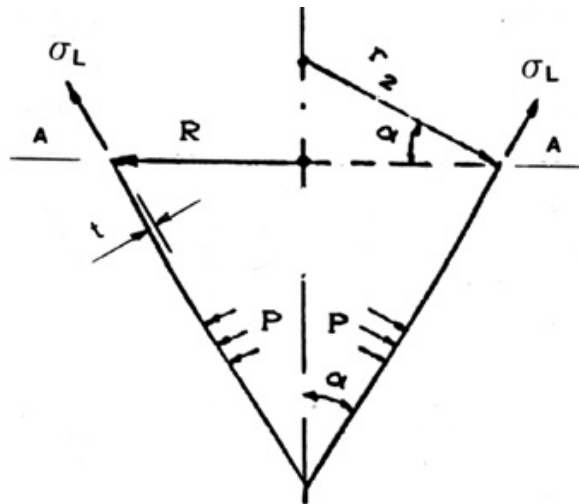


Figura 12: Diagrama de corpo livre do tempo cônico

Na ASME Seção VIII Divisão 1, para ângulo $\alpha = 30^\circ$ (máximo), a tensão longitudinal máxima é definida como:

$$E \cdot S = \frac{PR}{t \cdot \cos \alpha} + 0,6P \quad (10)$$

Para ângulo $\alpha \geq 30^\circ$, deve ser utilizado a variação do tempo cônico que possui uma região de transição tórica.

4.6 Toricônico

O tampo toricônico, como o torisférico, tem uma região tórica de transição entre a geratriz do cone e o cilindro. São utilizados quando o semiângulo de vértice α é maior que 30° que é o limite estabelecido pela ASME para os tampos cônicos.

Pela ASME Seção VIII Divisão 1, a tensão deve ser calculada em duas etapas: primeiro como cone, utilizando o R da maior seção cônica na Equação 10. Então, para a concordância toroidal:

$$E \cdot S = \frac{PR_iM}{2t} + 0,1P \quad (11)$$

onde M é calculado pela Equação 8 enquanto R_i é o raio de concordância toroidal.

A tensão para determinação da espessura requerida deverá ser o maior dos valores calculados.

Como nos tampos toriesféricos, a espessura mínima da chapa, após a perda de espessura na conformação, deve ser igual ou superior à espessura mínima requerida.

4.7 Plano

Existe uma grande variação de tampos planos utilizados em vasos de pressão. Os tampos circulares são os mais comuns e a norma ASME Seção VIII Divisão 1 define uma fórmula com coeficientes diferentes para calcular cada tipo de tampo.

A norma ASME Seção VIII Divisão 1 define a tensão crítica no tampo plano como:

$$S = N \cdot P \left(\frac{D}{t} \right)^2 \quad (12)$$

onde N é um fator adimensional dependente do tipo de tampo e do sistema de fixação ao casco do vaso. A Figura 13 apresenta os tipos mais utilizados de tampo plano e a Tabela 2 apresenta os valores de N para estes exemplos.



Figura 13: Tipos usuais de tampo plano [2]

Tabela 2: Tabela de Fatores Adimensionais (N) para Tampos Planos

Tipo	Fator (N)	Observações
Flange cego soldado	0,33m	m = espessura mínima requerida/espessura real
Tampo removível	0,30	Travamento por anel rosqueado
Flange cego removível	0,30	União aparafusada

É necessário consultar a norma para os fatores de outros tipos de tampos planos.

4.8 Bocais

A retirada de uma seção parcial da parede de um vaso submetido à pressão interna, para instalação de um bocal, gera concentração de tensões devido à descontinuidade geométrica.

Uma representação da geometria de descontinuidade na junção de um bocal com o casco é mostrada na

Figura 14.

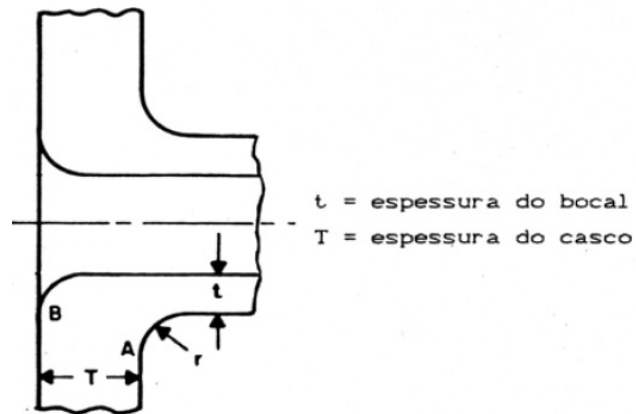


Figura 14: Geometria de descontinuidade na junção de bocal com casco

Os códigos de projeto que possuem análise de fadiga incluem tabelas e gráficos com valores para o fator de contração de tensões K , necessários para calcular a intensidade de tensão no bocal. Segundo FALCÃO [7], a norma ASME Seção VIII Divisão 2 adota valores conservativos para o fator K enquanto outras literaturas como PILKEY [8] apresentam valores obtidos através de análises numéricas e testes aplicados a vasos e bocais de várias dimensões.

A Tabela 3 apresenta os valores de K para cálculo da tensão em bocais instalados em vasos ou tampos esféricos.

Tabela 3: Fatores de Concentração de Tensões K para Cascos Esféricos [7]

Tensão	Fator K	
	Pontos internos	Pontos externos
Normal	2,0	2,0
Tangencial	0,2	2,0
Radial	$2t/R$	0
Intensidade (S)	2,2	2,0

A fórmula para cálculo da tensão normal, tangencial ou radial é definida como:

$$\sigma_{n,t,r} = K \frac{PR}{2t} \quad (13)$$

Enquanto $S = \sigma_n - \sigma_t$, para pontos internos e $S = \sigma_n - \sigma_r$ para pontos externos.

A Tabela 4 apresenta os valores de K para cálculo da tensão em bocais instalados em vasos cilíndricos.

Tabela 4: Fatores de Concentração de Tensões K para Cascos Cilíndricos [7]

Tensão	Fator K			
	Plano longitudinal		Plano transversal	
	Pontos internos	Pontos externos	Pontos internos	Pontos externos
Circunferencial	3,1	1,2	1,0	2,1
Longitudinal	0,2	1,0	0,2	2,6
Radial	t/R	0	t/R	0
Intensidade (S)	3,3	1,2	1,2	2,6

Neste caso, a formula para cálculo da tensão circunferencial, longitudinal ou radial é definida como:

$$\sigma_{\varphi,x,r} = K \frac{PR}{t} \quad (14)$$

Enquanto $S = \sigma_{\varphi} - \sigma_x$, para pontos internos, $S = \sigma_{\varphi} - \sigma_x$ para pontos externos no plano longitudinal e $S = \sigma_x - \sigma_r$.para pontos externos no plano transversal.

Em ambos os casos, t é a espessura nominal do casco ou tampo sem considerar acréscimo de espessura devido a reforços ou sobreespessura de corrosão.

Capítulo 5

Casos Estudados

Neste capítulo são apresentados os vasos de pressão estudados neste trabalho descrevendo suas principais funções e características. Os modelos são baseados em vasos reais com algumas modificações necessárias para simplificar o estudo.

5.1 Reator de Fabricação

O reator de fabricação é um tanque que contém um ou mais sistemas de agitação e troca de calor, capazes de aquecer ou resfriar um fluido. Os sistemas de aquecimento e resfriamento mais comuns são: serpentina meia-cana (externa), serpentina interna e jaqueta integral. Através desse sistema o produto, que está no interior do reator é aquecido ou resfriado enquanto a agitação se encarrega de misturar os vários componentes que fazem parte do produto e uniformizar a temperatura do produto.

Quando o reator não tem o sistema de troca de calor é chamado de Misturador. Quando o reator não tem o sistema de troca de calor nem o agitador, este se resume apenas a um Tanque Reservatório.

Um exemplo de reator de fabricação é mostrado na Figura 15.



Figura 15: Exemplo de reator de fabricação

Os sistemas de agitação do reator de fabricação podem ter diversas quantidades e disposições de misturadores diferentes. Os misturadores geralmente são instalados no tampo superior ou inferior do vaso e cada misturador necessita de uma fonte de potência.

A Figura 16 apresenta um exemplo de sistema de agitação de um reator.

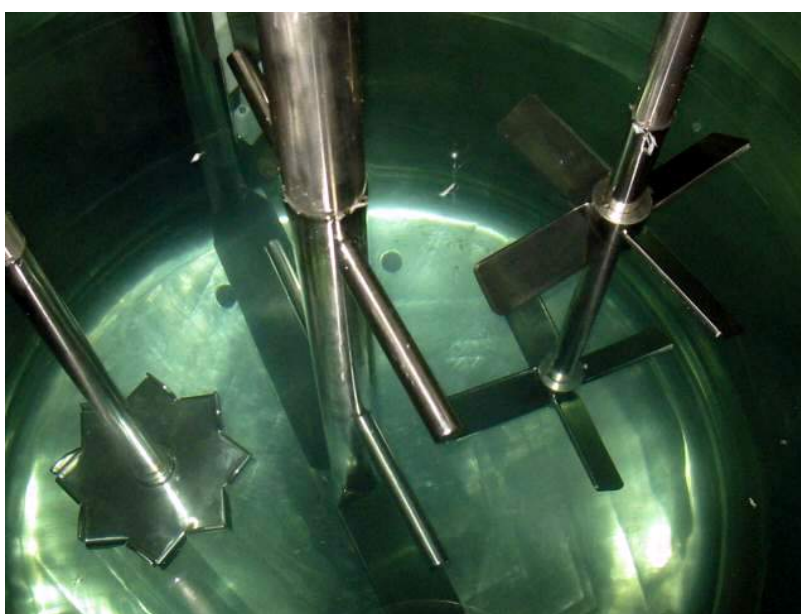


Figura 16: Exemplo de sistema de agitação de um reator de fabricação

Além do dimensionamento do vaso de pressão, a área necessária para o aquecimento ou refrigeração, o nível de agitação adequado, a potência consumida e a quantidade e dimensão dos suportes são algumas das variáveis importantes do projeto de um reator.

Os reatores de fabricação são utilizados em indústrias de processo como petroquímica, alimentícia, farmacêutica e cosmética. Geralmente são fabricados em aço carbono ou aço inoxidável, de acordo com a necessidade de resistência a corrosão.

O reator de fabricação estudado tem capacidade de 10 toneladas e é construído em aço inoxidável. Este é composto por um corpo cilíndrico, tampo toriesférico e fundo toricônico e tem pressão de projeto (P) igual a 200 kPa (2 bar).

O desenho simplificado do reator de fabricação é mostrado na Figura 17.

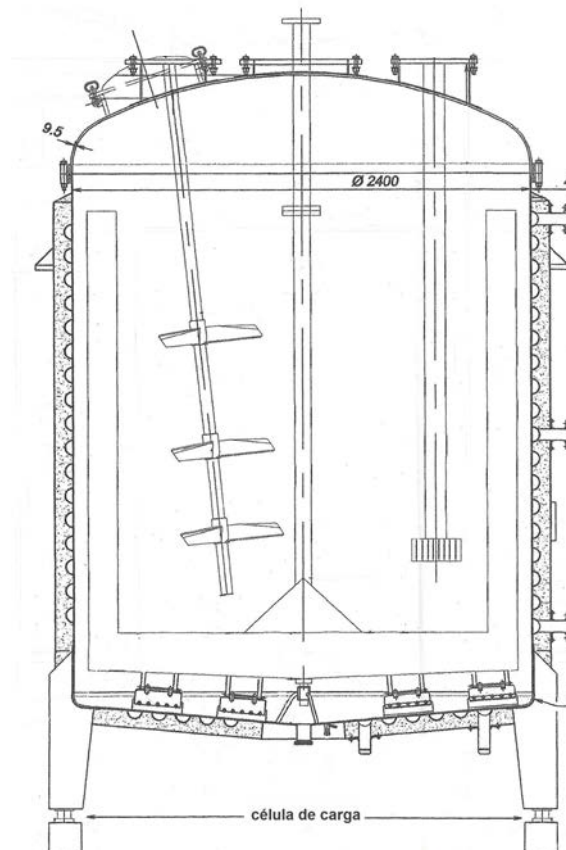


Figura 17: Desenho simplificado do Reator de Fabricação

O desenho de fabricação do reator é apresentado no Apêndice A deste relatório.

5.2 Câmara Hiperbárica

A câmara hiperbárica é um vaso de pressão utilizado na indústria de Oil & Gas para teste de colapso de amostras de dutos rígidos ou flexíveis. O objetivo do teste é verificar a pressão de colapso da camada responsável por resistir à pressão externa para comparar com o valor de pressão de colapso obtido com o modelo numérico.

A câmara hiperbárica pode ser um vaso horizontal ou vertical. A Figura 18 mostra uma câmara hiperbárica horizontal. A grande vantagem desse modelo é não necessitar de ponte rolante ou pórtico para instalação da amostra enquanto a maior desvantagem é a necessidade de esvaziar totalmente a câmara antes da instalação ou remoção da amostra.



Figura 18: Exemplo de câmara hiperbárica horizontal no LTS (COPPE/UFRJ)

As amostras testadas sob pressão externa são retiradas de linhas de dutos rígidos ou flexíveis e montadas em estruturas para evitar a falha por flambagem. Estas amostras são posicionadas na câmara hiperbárica e a pressão é aplicada na câmara, como mostrado na Figura 19, controlada através de transdutor de pressão e manômetro. Desta forma, a pressão externa atua diretamente na camada externa de polímero ou metal [9] até o colapso da amostra quando o teste é finalizado.

A Figura 20 demonstra um exemplo de amostra de duto flexível antes e depois do teste de colapso na câmara hiperbárica.

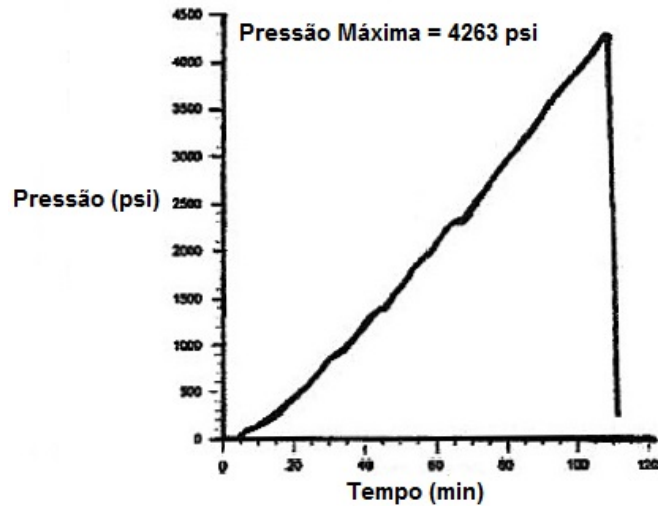


Figura 19: Gráfico pressão x tempo típico do teste de colapso [9]

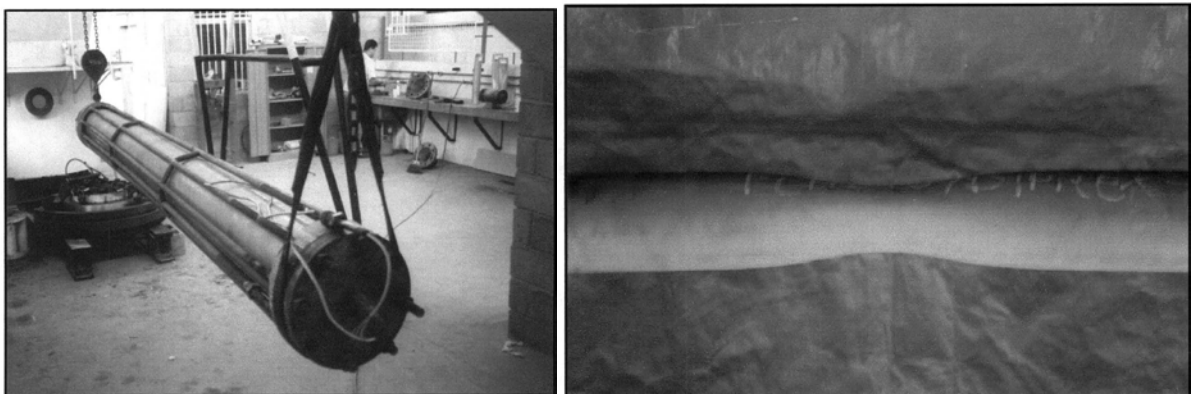


Figura 20: Amostra de duto flexível antes do teste (esquerda) e depois do colapso (direita) [9]

A câmara hiperbárica estudada neste trabalho é um vaso vertical e tem as dimensões fundamentais de 6,0 m de altura e 1,1 m de diâmetro. Esta é composta por um corpo cilíndrico com tampo plano removível e fundo semiesférico, fabricada em aço estrutural e tem pressão de projeto (P) igual a 57,9 MPa (8400 psi).

O desenho simplificado da câmara hiperbárica é mostrado na Figura 21.

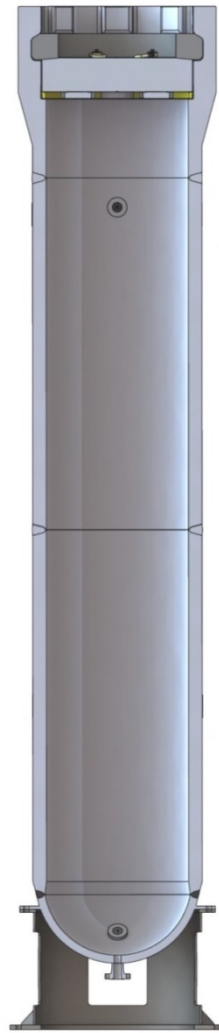


Figura 21: Desenho simplificado da câmara hiperbárica

O desenho de fabricação da câmara hiperbárica é apresentado no Apêndice B deste relatório.

Capítulo 6

Modelos Analíticos

Nesta seção, são realizados os cálculos das tensões no casco, tampos e bocais do reator e câmara hiperbárica estudados de acordo com as fórmulas apresentadas no Capítulo 4.

As tensões calculadas não podem ser maiores que o Limite de Escoamento do material para que o vaso esteja de acordo com a Divisão 1. Qualquer alteração nos dados de operação deve resultar em um novo dimensionamento do vaso.

Os resultados dos modelos analíticos vão ser utilizados para comparação com os resultados dos modelos de Elementos Finitos.

6.1 Modelo do Reator

As informações construtivas necessárias para calcular as tensões no reator de fabricação são mostradas na Tabela 5 e as propriedades do material AISI 316L são mostradas na Tabela 6.

Tabela 5: Dados de Projeto do Reator

Dados	Valor
Diâmetro (\varnothing)	2400 mm
Espessura casco	4,0 mm
Espessura tampo toriesférico	9,5 mm
Espessura tampo toricônico	6,0 mm
Eficiência da junta (E)	0,7
Pressão de projeto (P)	0,200 KPa (2 bar)

Tabela 6: Propriedades Mecânicas do aço Inoxidável AISI 316L

Aço Inoxidável AISI 316L		
Propriedade	Símbolo	Valor
Tensão de Escoamento	Sy	240 MPa
Tensão de Ruptura	Su	510 MPa
Módulo de Elasticidade	E	180 GPa
Coefficiente de Poisson	v	0,27

6.1.1 Cálculo da Tensão no Corpo Cilíndrico

A tensão máxima no casco cilíndrico, de acordo com a norma ASME Seção VIII Divisão 1, é calculado utilizando a Equação 5, como é mostrado a seguir:

$$S = \frac{1}{E} \cdot \frac{PR}{t} + 0,6P = \frac{1}{0,7} \left(\frac{0,200 \cdot 1200}{4} + 0,6 \cdot 0,200 \right) = 86 \text{ MPa}$$

6.1.2 Cálculo da Tensão no Tampo Toriesférico

A tensão máxima no tampo toriesférico, de acordo com a norma ASME Seção VIII Divisão 1, é calculado utilizando a Equação 7 e Equação 8, como é mostrado a seguir:

$$M = 0,25[3 + (L/r)^{0,5}] = 0,25[3 + (2400/240)^{0,5}] = 1,54$$

$$S = \frac{1}{E} \frac{PLM}{2t} + 0,1P = \frac{1}{0,7} \left(\frac{0,200 \cdot 2400 \cdot 1,54}{2 \cdot 9,5} + 0,1 \cdot 0,200 \right) = 55,60 \text{ MPa}$$

6.1.3 Cálculo da Tensão no Tampo Toricônico

A tensão máxima no tampo toriesférico, de acordo com a norma ASME Seção VIII Divisão 1, é calculado utilizando a Equação 10 e Equação 11, como é mostrado a seguir.

$$S = \frac{1}{E} \frac{PRiM}{2t} + 0,1P = \frac{1}{0,7} \left(\frac{0,200 \times 240 \times 1,54}{2 \times 6} + 0,1 \times 0,200 \right) = 128,45 \text{ MPa}$$

6.1.4 Cálculo da Tensão no Bocal

Para cálculo da tensão no bocal, são utilizados os fatores K retirados da Tabela 3. Esses fatores são aplicados na Equação 6 para os pontos interno e externo do bocal.

$$S = K \frac{PR}{2t} = 2,2 \left(\frac{0,2 \times 1200}{2 \times 9,5} \right) = 122,28 \text{ MPa (interno)}$$

$$S = K \frac{PR}{2t} = 2,0 \left(\frac{0,2 \times 1200}{2 \times 9,5} \right) = 111,16 \text{ MPa (externo)}$$

Com os resultados obtidos é possível verificar que a região crítica deste vaso está localizada no tampo toricônico. Cabe ressaltar que um aumento mesmo pequeno da pressão poderia gerar elevação da tensão neste tampo então é recomendável aumentar a espessura ou modificar o tipo de tampo.

6.2 Modelo da Câmara

As informações construtivas necessárias para calcular as tensões na câmara hiperbárica são mostradas na Tabela 7 e as propriedades do material SA 508 são mostradas na Tabela 8.

Tabela 7: Dados de Projeto da Câmara Hiperbárica

Dados	Valor
Diâmetro (\varnothing)	1100 mm
Espessura casco	150 mm
Espessura tampo semiesférico	80 mm
Espessura tampo plano	360 mm
Eficiência da junta (E)	1,0
Pressão de projeto (P)	57,9 MPa (8400 psi)

Tabela 8: Propriedades Mecânicas do Aço Estrutural ASME SA 508

Aço Estrutural ASME SA 508		
Propriedade	Símbolo	Valor
Tensão de Escoamento	Sy	250 MPa
Tensão de Ruptura	Su	400 MPa
Módulo de Elasticidade	E	200 GPa
Coefficiente de Poisson	v	0,3

6.2.1 Cálculo da Tensão no Corpo Cilíndrico

A tensão máxima no casco cilíndrico, de acordo com a norma ASME Seção VIII Divisão 1, é calculado utilizando a Equação 5, como é mostrado a seguir.

$$S = \frac{PR}{t} + 0,6P = \left(\frac{57,9 \times 550}{150} + 0,6 \times 57,9 \right) = 247 \text{ MPa}$$

6.2.2 Cálculo da Tensão no Tampo Semiesférico

A tensão máxima no tampo toriesférico, de acordo com a norma ASME Seção VIII Divisão 1, é calculado utilizando a Equação 6, como é mostrado a seguir.

$$S = \frac{PR}{2t} + 0,6P = \left(\frac{57,9 \times 550}{2 \times 80} + 0,2 \times 57,9 \right) = 210 \text{ Mpa}$$

6.2.3 Cálculo da Tensão no Tampo Plano

A tensão máxima no tampo toriesférico, de acordo com a norma ASME Seção VIII Divisão 1, é calculado utilizando a Equação 12, como é mostrado a seguir.

$$S = NP \left(\frac{D}{t} \right)^2 = 0,30.57,9 \left(\frac{1200}{360t} \right)^2 = 193 \text{ MPa}$$

6.2.4 Cálculo da Tensão no Bocal

Para cálculo da tensão no bocal, são utilizados os fatores K retirados da Tabela 3. Esses fatores são aplicados na Equação 6 para os pontos interno e externo do bocal.

$$S = K \frac{PR}{2t} = 2,2 \left(\frac{57,9 \times 550}{2 \times 80} \right) = 462 \text{ MPa (interno)}$$

$$S = K \frac{PR}{2t} = 2,0 \left(\frac{57,9 \times 550}{2 \times 80} \right) = 420 \text{ MPa (externo)}$$

As tensões calculadas, principalmente para a parte esférica, estão muito próximas do Limite de Escoamento do material do vaso. Este fato é aceitável porque a pressão de trabalho máxima é limitada a 7500 psi.

A região crítica da câmara é a região do bocal onde os maiores valores de tensão foram encontrados.

Capítulo 7

Modelos de Elementos Finitos

O MEF é uma alternativa aos modelos analíticos convencionais que pode ser aplicada para qualquer situação, independente da complexidade, fornecendo resultados com tolerâncias aceitáveis para engenharia.

Uma das principais vantagens do MEF é que pode ser aplicado em objetos com forma irregular e compostos por diferentes materiais com condições de contorno variadas com certa facilidade. Pode ser aplicado a problemas estacionários e dependentes do tempo e com propriedades não-lineares de material [10].

O MEF é a base computacional para diversos softwares de CAE como o ANSYS que é utilizado para criar os modelos numéricos deste relatório.

7.1 Introdução ao ANSYS

O ANSYS é um software de Elementos Finitos com recursos avançados que permite simular os mais complexos problemas de engenharia. O ANSYS pode ser utilizado de duas formas distintas [11]:

- O modo interativo (Workbench) serve para utilização da interface do programa para elaboração e solução do problema. Esta é a forma mais simples de utilização porque os comandos são acionados através de menus. A principal desvantagem é a dificuldade de modificar o projeto (por exemplo, mudar dimensão na geometria).
- No modo de programação (Mechanical APDL), as etapas da resolução são definidas em um algoritmo que é importado pelo ANSYS. Este processo é mais complexo porque o usuário deve ter conhecimento dos comandos reconhecidos pelo ANSYS, mas a utilização do algoritmo é mais prática por permitir uma fácil edição de dados. Certos recursos ainda só podem ser realizados através da linha de programação.

7.2 Tipo de Análise Utilizada

O tipo de análise utilizado no software foi o Static Structural (estrutural estático) que é o mais simples para projeto mecânico. Como o carregamento de pressão interna é aplicado lentamente até o patamar máximo este é o tipo de análise mais recomendada.

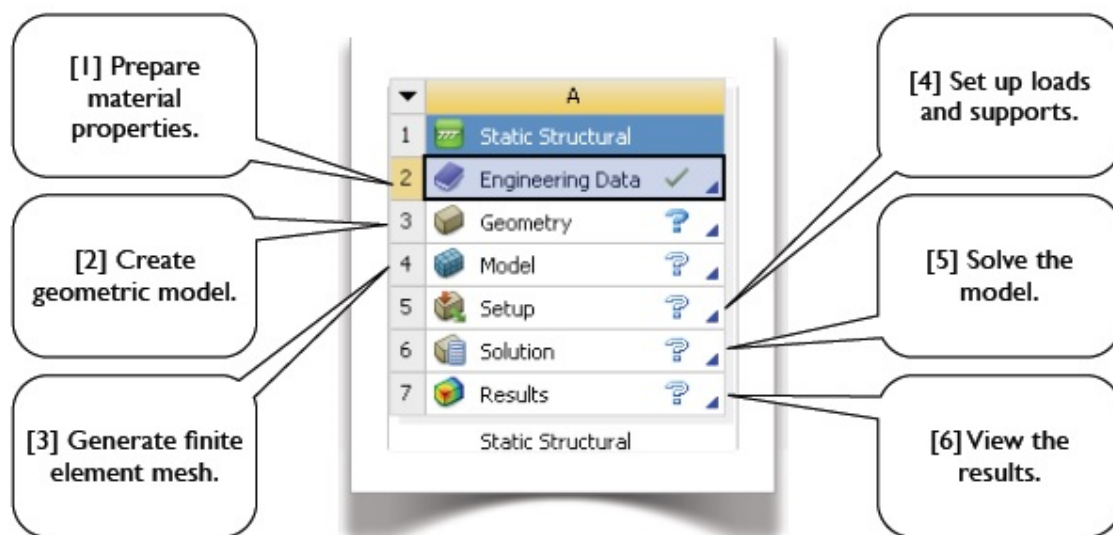


Figura 22: Etapas da análise Static Structural

7.3 Modelo do Reator

A análise estrutural é tridimensional.

As propriedades mecânicas do aço inoxidável são apresentadas na Tabela 6 e os valores de Coeficiente de Elasticidade $E = 180 \text{ GPa}$ e Coeficiente de Poisson $\nu = 0,27$ são inseridos no programa no início da análise.

7.3.1 Geometria

O Ansys Workbench permite a importação de geometrias tridimensionais geradas por outros softwares de CAD. A geometria tridimensional foi criada no Solidworks, a partir do desenho de fabricação simplificado do vaso e importada para o ANSYS Workbench no formato Parasolid.

Foram criadas duas geometrias separadas do tampo superior e do corpo com fundo toricônico, como mostrado na Figura 23 e Figura 24.

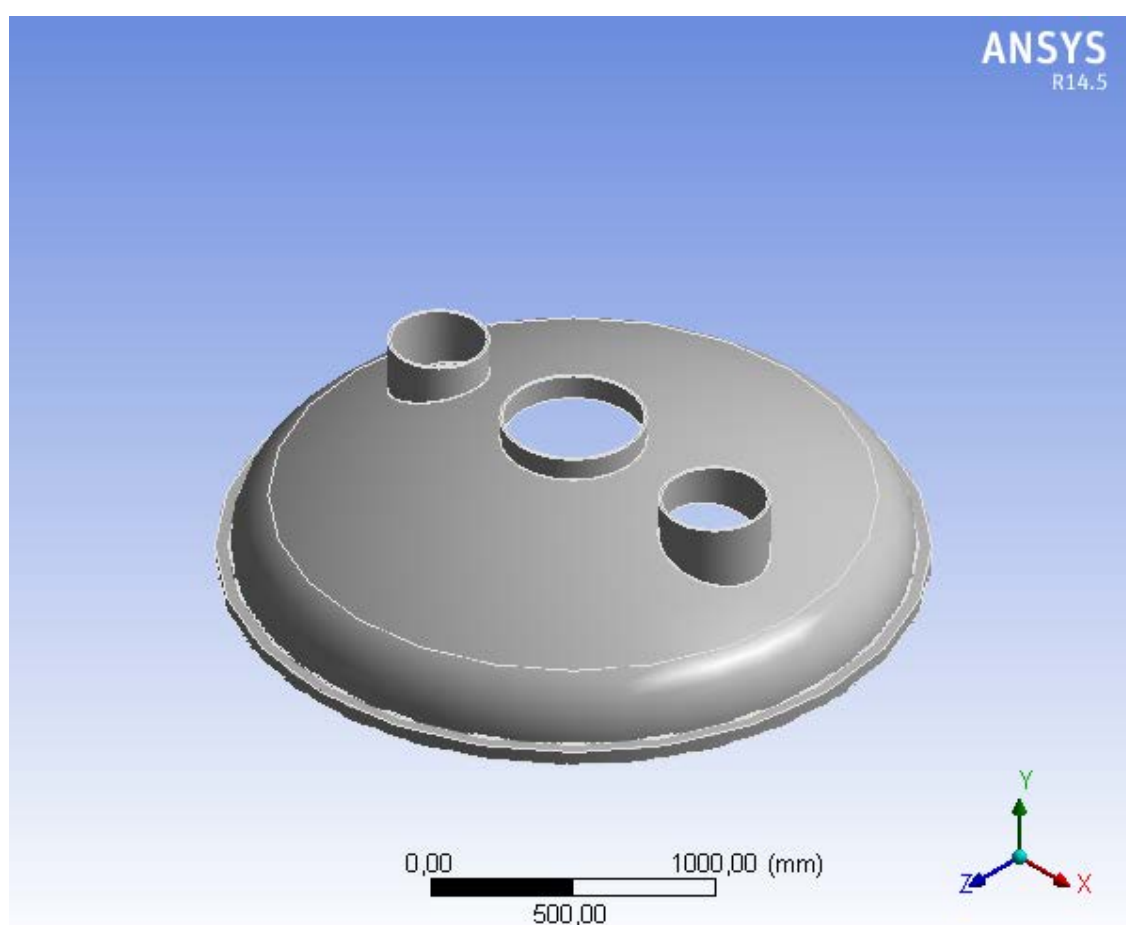


Figura 23: Geometria do tampo toriesférico

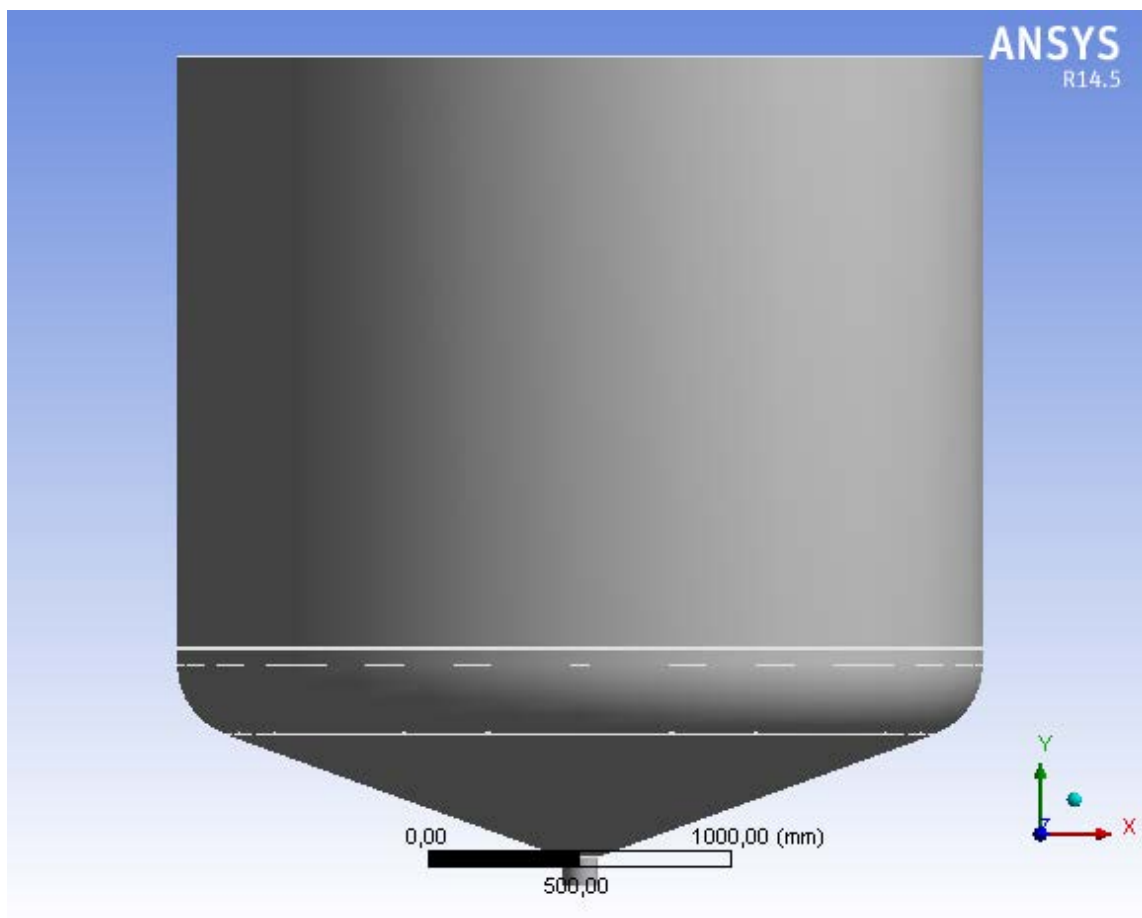


Figura 24: Geometria do corpo e tampo toricônico

A opção de separar a geometria foi feita para retirar a necessidade de um elemento de contato entre as partes que implica na necessidade de maior capacidade de processamento.

7.3.2 Malha

A malha utilizada foi gerada com elementos tridimensionais triangulares e através de uma análise de convergência para refinar o tamanho do elemento verificando a convergência dos resultados e o tempo de processamento necessário para rodar a análise.

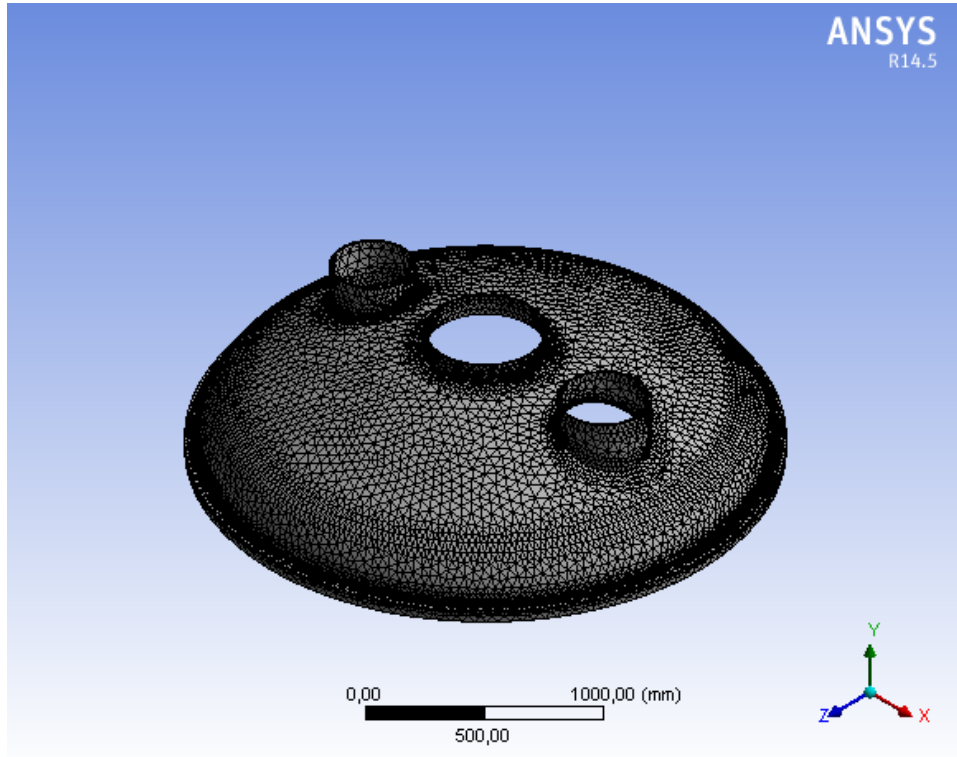


Figura 25: Malha do tampo toriesférico

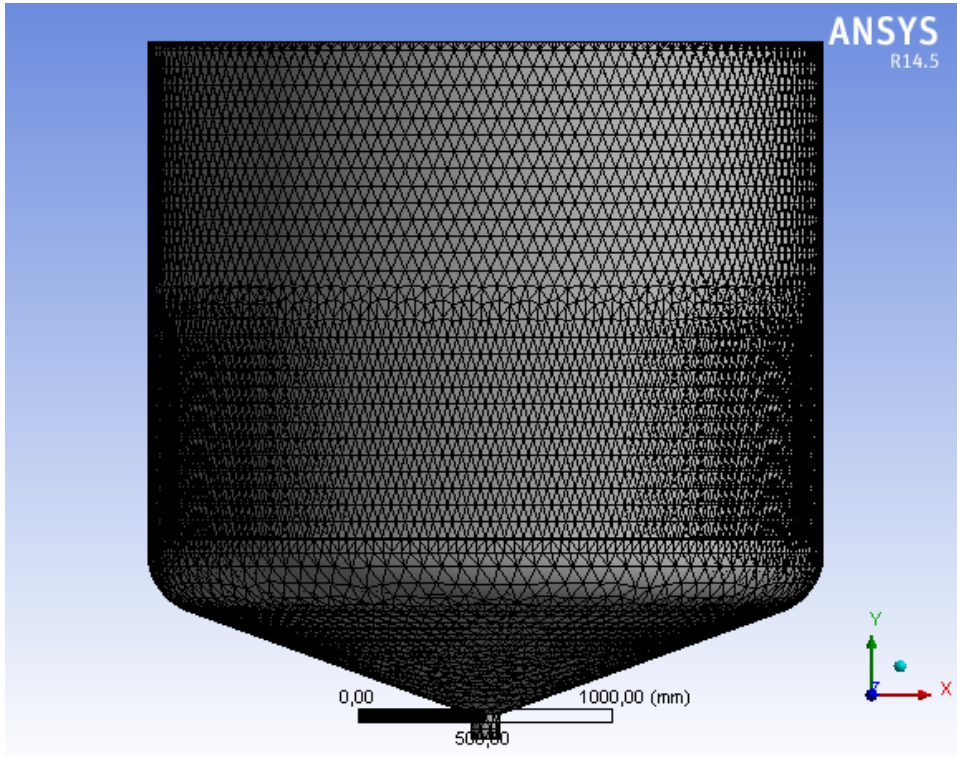


Figura 26: Malha do corpo e tampo toricônico

7.3.3 Carregamento e Condições de Contorno

O carregamento de pressão foi aplicado na face interna do casco, tampo e bocais.

A condição de contorno de suporte engastado foi imposta na face que une o tampo ao casco. É importante ressaltar que esse tipo de suporte fixo é mais rígido que o tipo de suporte e união existente no vaso.

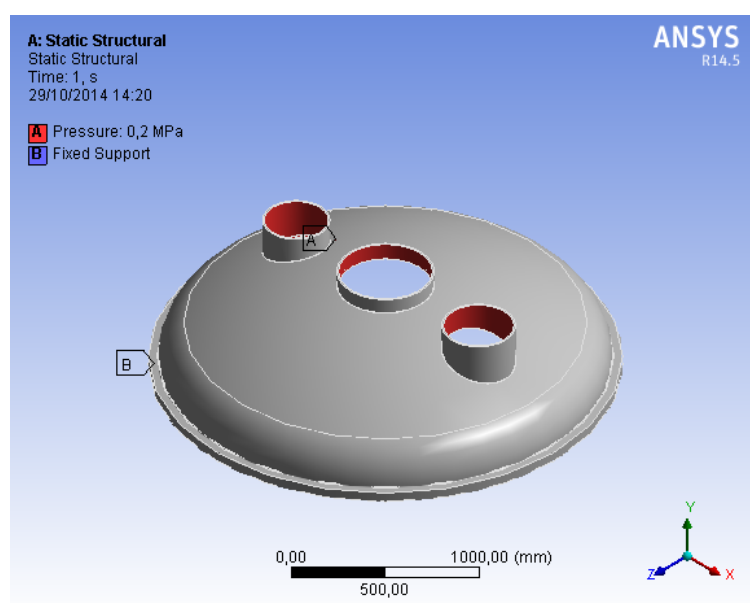


Figura 27: Carregamento e condições de contorno do tampo toriesférico

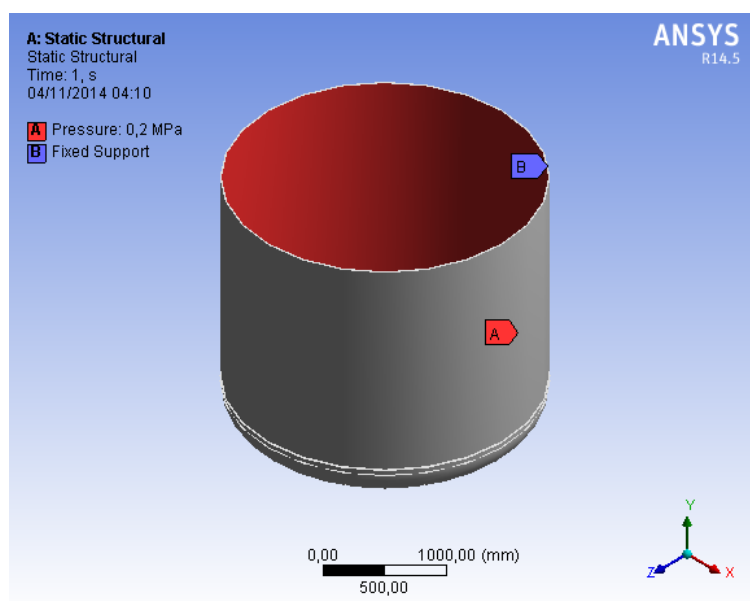


Figura 28: Carregamento e condições de contorno do corpo e tampo toricônico

7.4.4 Solução

As soluções solicitadas da análise são a Máxima Tensão Principal e a tensão equivalente de von Mises⁴. Os resultados para o tampo toriesférico, com os valores máximos e mínimos, são apresentados na Figura 29 e

Figura 30.

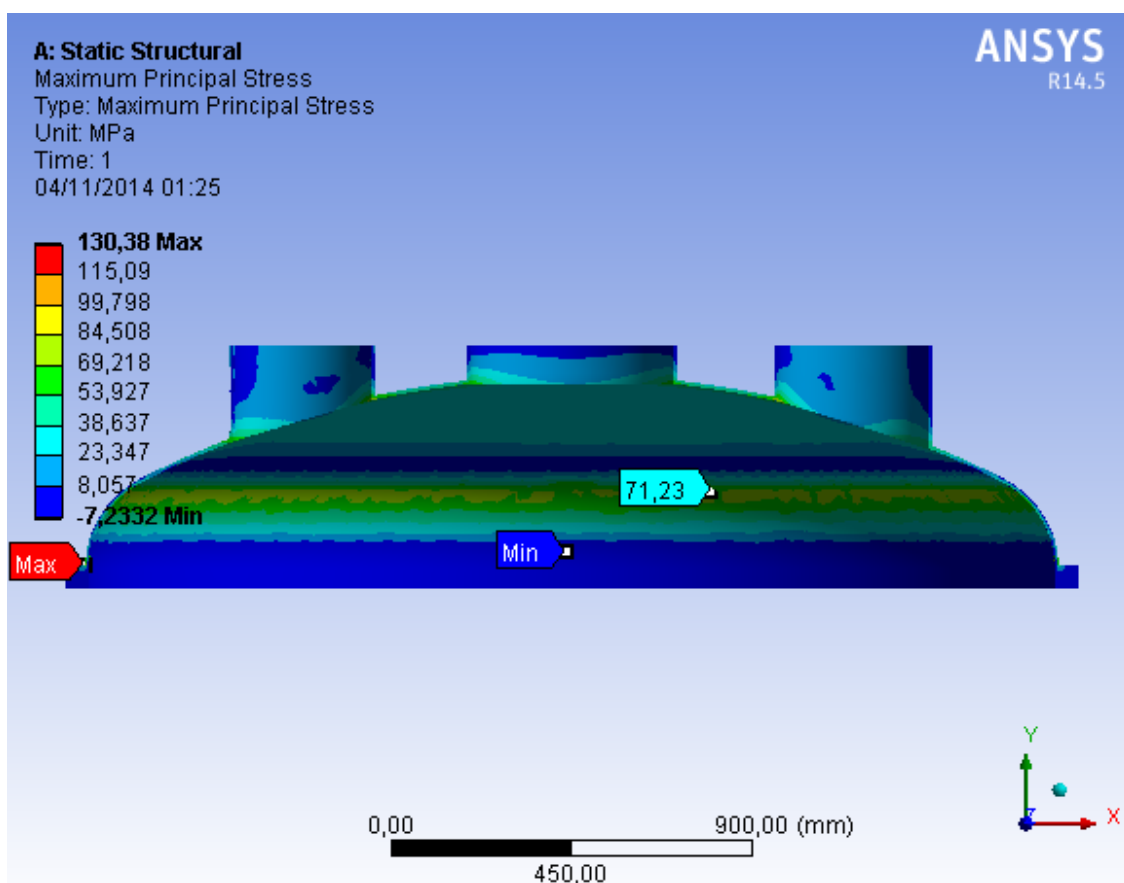


Figura 29: Distribuição de Tensões no Tampo Toriesférico (Máxima Tensão Principal)

O valor máximo encontrado na solução do Ansys está localizado próximo da interseção com o flange de união com o corpo. Para possibilitar a comparação, o valor máximo considerado será o valor máximo na região tórica (84,508 MPa).

⁴ Critério da Máxima Energia de Distorção, mais conhecido como Critério de von Mises, considera que a falha por escoamento vai ocorrer quando a energia de distorção em um material atinge a energia de distorção máxima do ensaio de tração associado ($\sigma_{eq} = \sqrt{0,5[(\sigma_3 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_1)^2]}$)

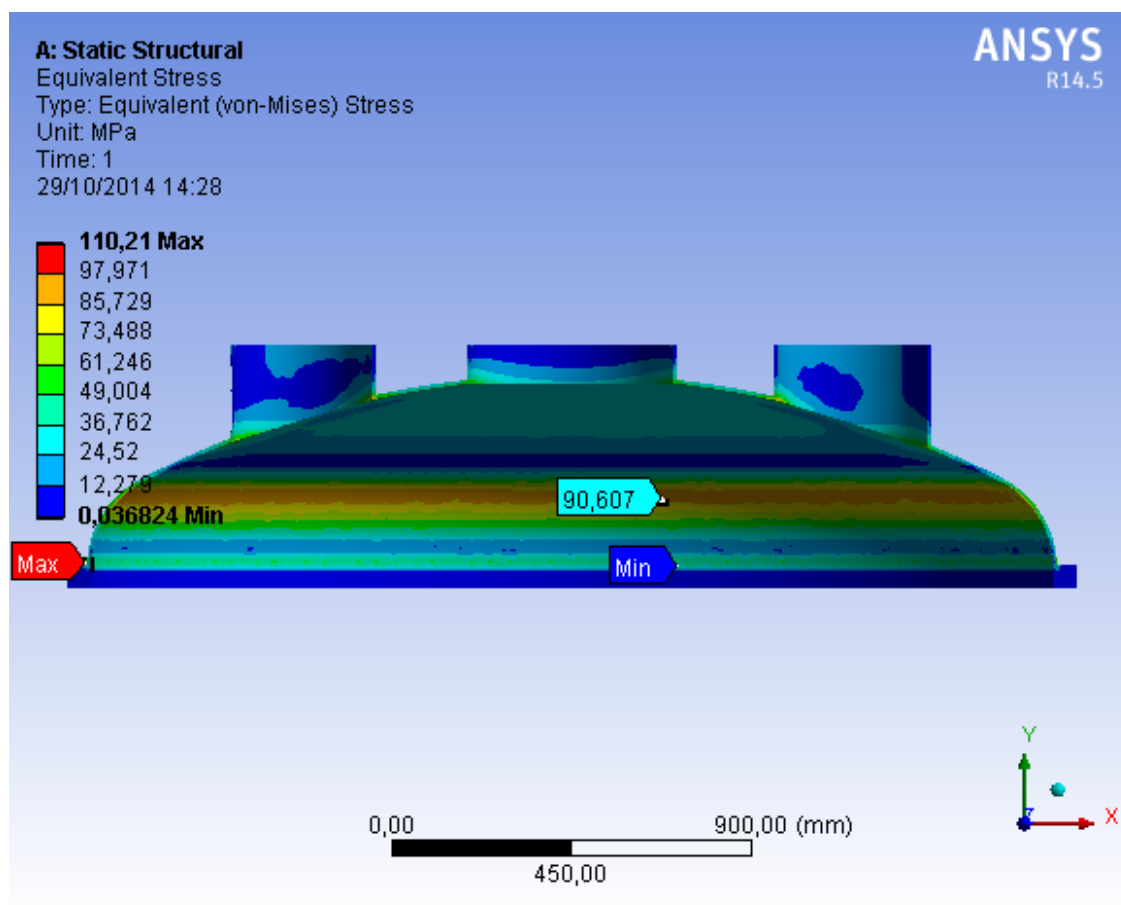


Figura 30: Distribuição de Tensões no Tampo Toriesférico (von Mises)

Adotando também o valor máximo obtido na região tórica, o valor encontrado foi 97,971 MPa.

Os resultados para o tampo toricônico e corpo, com os valores máximos e mínimos, são apresentados na Figura 31 e Figura 32:

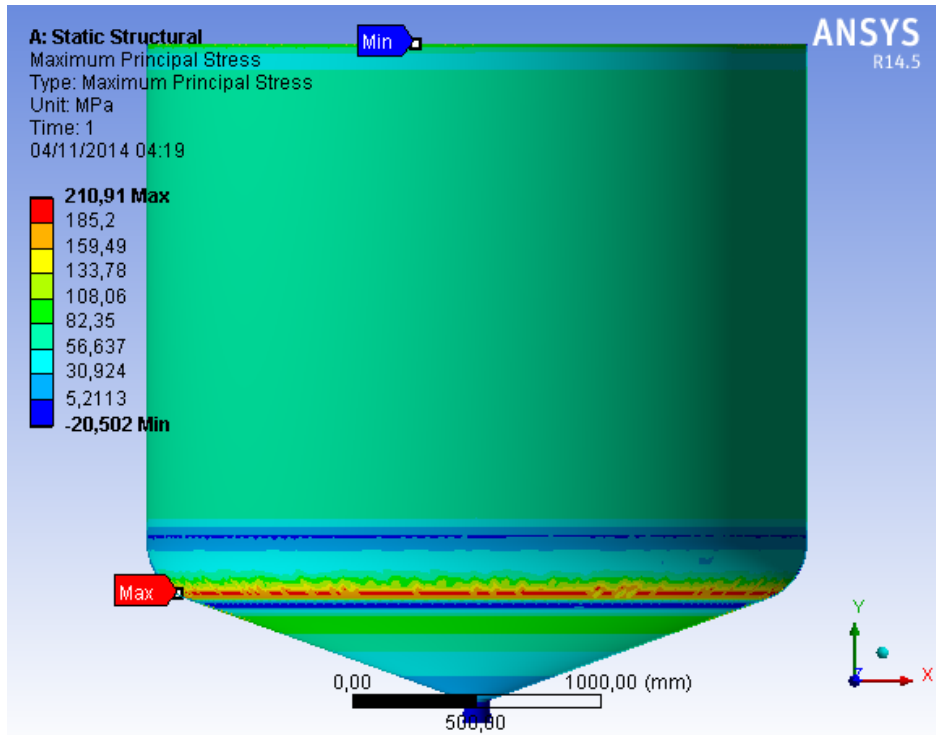


Figura 31: Distribuição de Tensões no tampo toricônico (Máxima Tensão Principal)

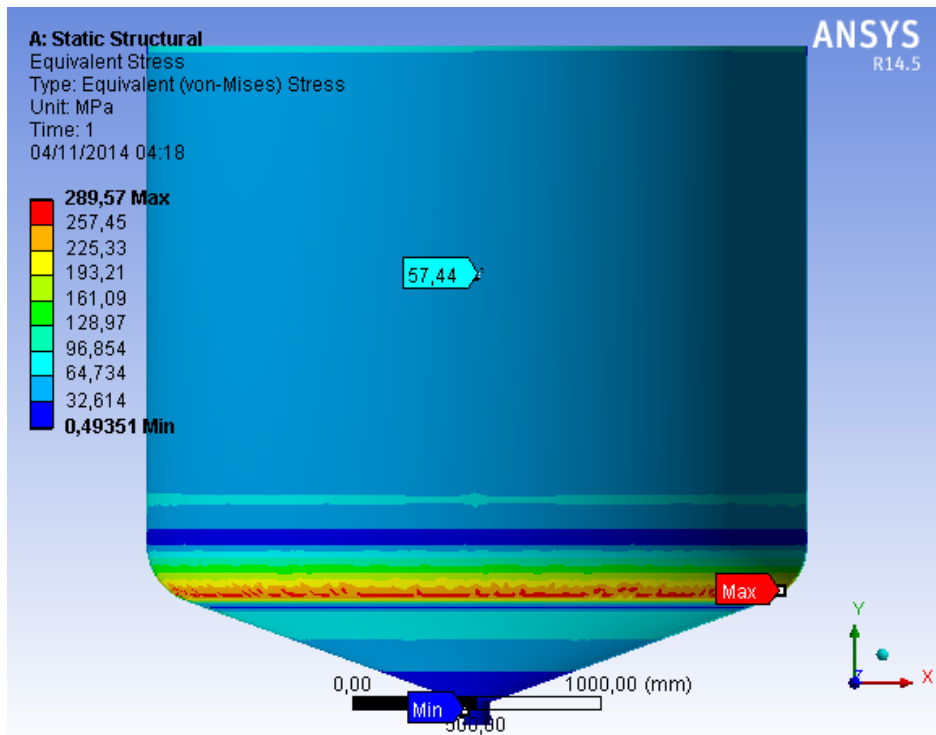


Figura 32: Distribuição de Tensões no tampo toricônico (von Mises)

7.4 Modelo da Câmara Hiperbárica

A análise da câmara hiperbárica é estrutural tridimensional.

As propriedades mecânicas do aço estrutural são apresentadas na Tabela 8 e os valores de Coeficiente de Elasticidade $E = 200 \text{ GPa}$ e Coeficiente de Poisson $\nu = 0,30$ são inseridos no programa no início da análise.

7.4.1 Geometria

A geometria tridimensional da câmara hiperbárica foi criada no Solidworks, a partir do desenho de fabricação simplificado do vaso e importada para o ANSYS Workbench. A Figura 33 mostra a geometria do modelo no ANSYS.

O modelo geométrico é composto por dois componentes: corpo cilíndrico com fundo semiesférico e tampo plano. O bocal fica localizado no fundo do vaso.

O anel de travamento do tampo plano não foi considerado no modelo geométrico visto que este não sofre esforço direto devido a pressão interna no vaso.

Para finalizar um elemento de união “bonded”, é utilizado para definir o contato entre o corpo e o tampo.

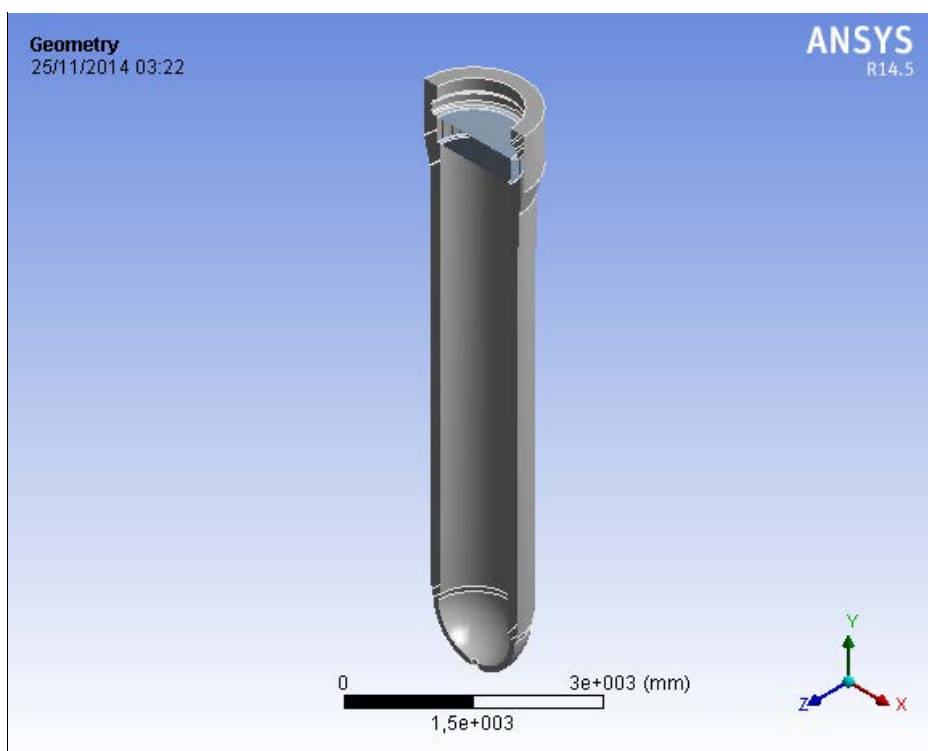


Figura 33: Geometria da câmara hiperbárica

7.4.2 Malha

A malha utilizada é tridimensional com elementos triangulares com tamanho 25 mm em todo o vaso com refino na área próxima ao bocal no fundo do vaso.

A malha foi gerada através de uma análise de convergência para refinar o tamanho do elemento necessário para uma análise com resultados satisfatórios.

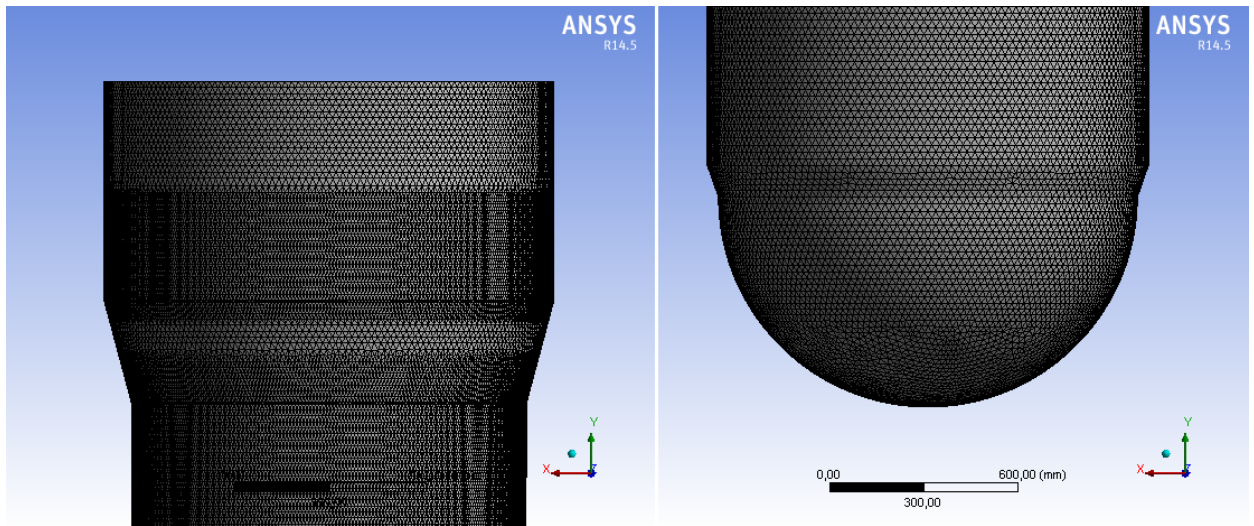


Figura 34: Malha da câmara hiperbárica

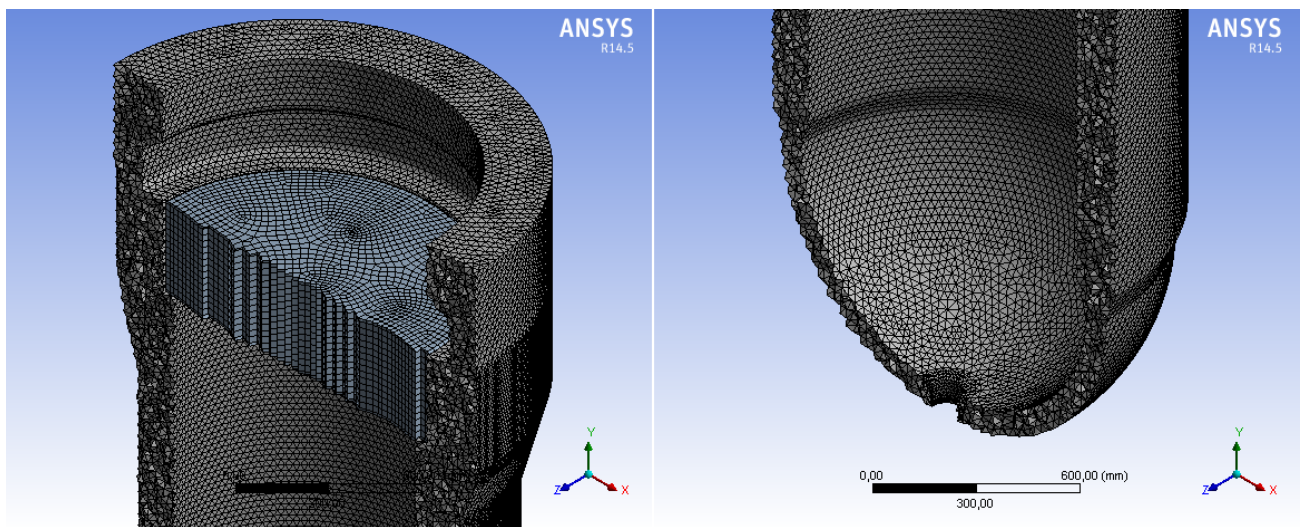


Figura 35: Detalhe da malha do tampo plano e bocal

7.4.3 Carregamento e Condições de Contorno

O carregamento de pressão foi aplicado na face interna do casco, face inferior do tampo plano e bocal.

Como o vaso é sustentado por uma saia na parte inferior, a condição de contorno de suporte fixo sem atrito foi imposta na parte inferior do vaso.

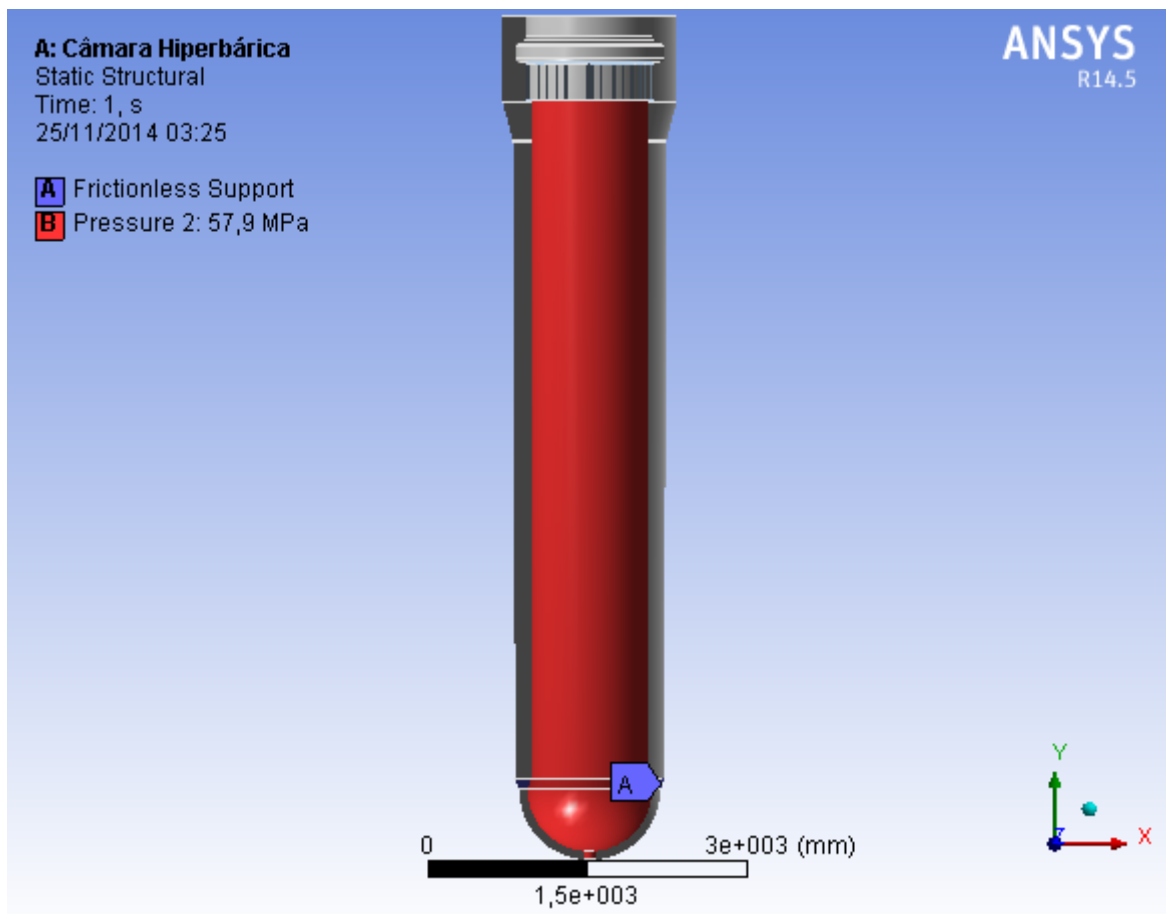


Figura 36: Carregamento e condições de contorno da câmara hiperbárica

7.4.4 Solução

As soluções solicitadas da análise são a Máxima Tensão Principal e a tensão equivalente de von Mises

Os resultados para o tampo toriesférico, com o valores máximo de 395,28 MPa e mínimo de -61,459 MPa, são apresentados na Figura 37:

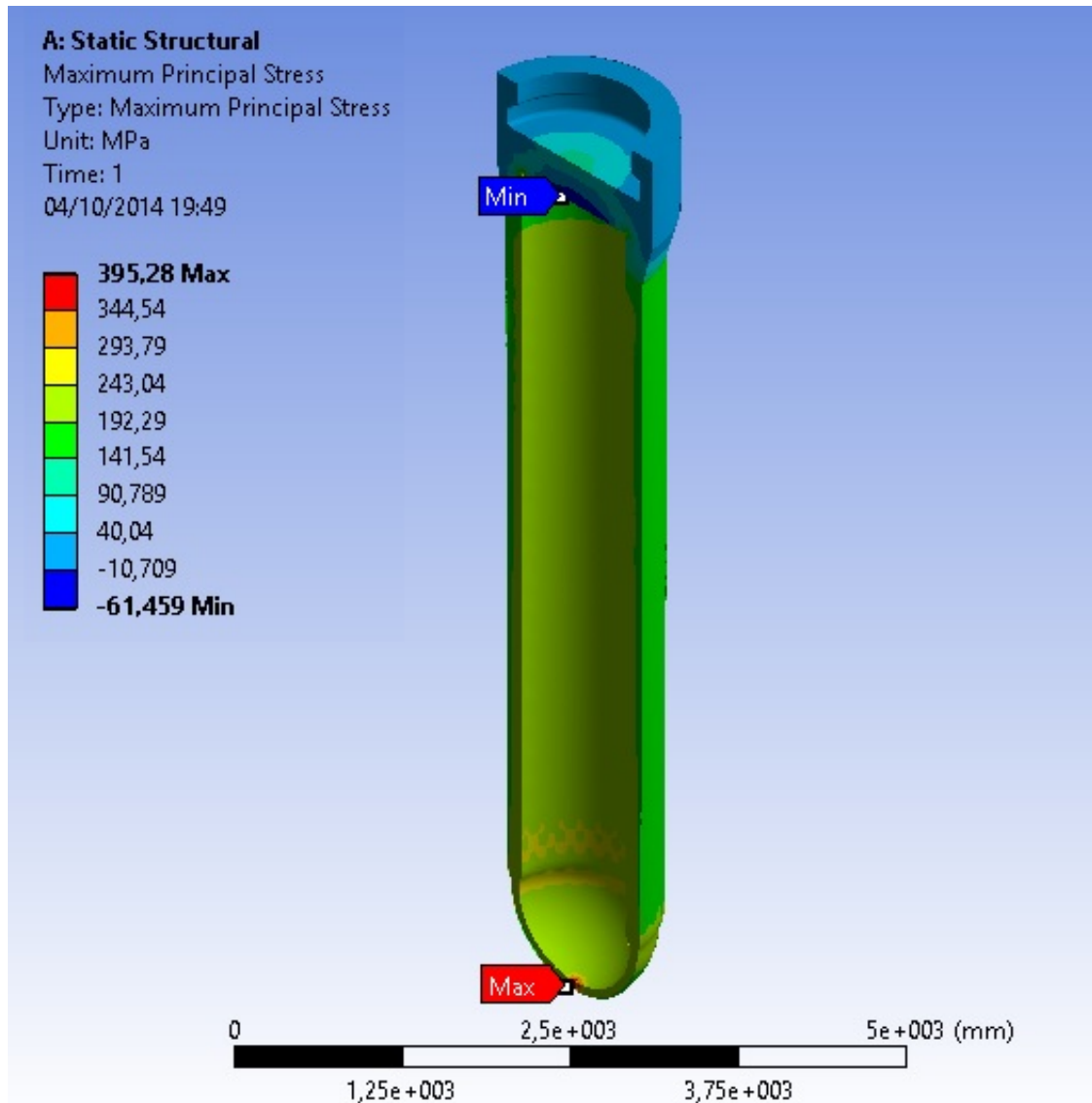


Figura 37: Distribuição das tensões na câmara hiperbárica (Máxima Tensão Principal)

A tensão máxima no corpo cilíndrico e tampo semiesférico é de 192,29 MPa. No tampo plano, o valor é 141,54 MPa enquanto o valor máximo de 395,28 MPa está localizado no bocal.

Os resultados para o tampo toriesférico (von Mises), com o valores máximo de 393,67 MPa e mínimo de 26 kPa, são apresentados na Figura 38:

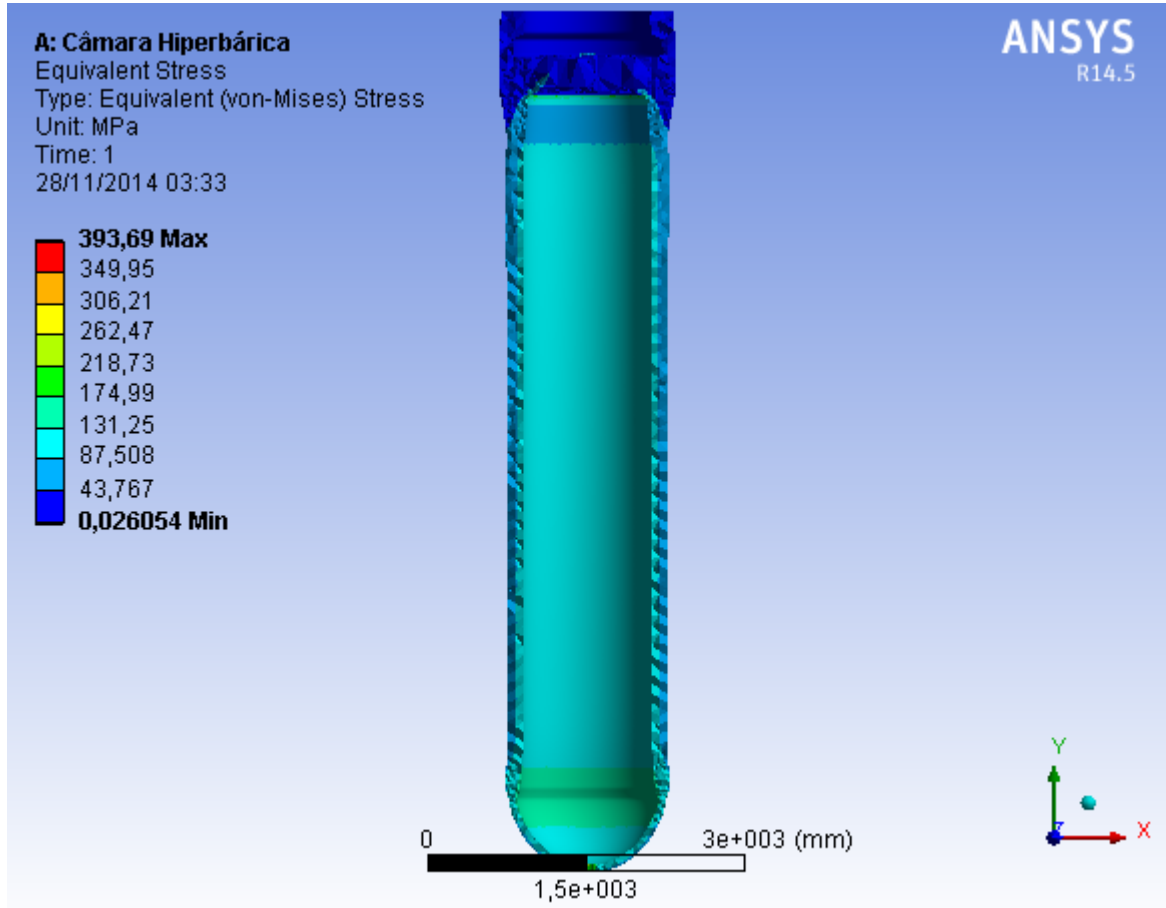


Figura 38: Distribuição das tensões na câmara hiperbárica (von Mises)

Capítulo 8

Análise dos Resultados

Neste capítulo são analisados os resultados dos modelos numéricos verificando se os valores encontrados estavam de acordo com o esperado. Em seguida, o resultado de MEF é comparado com o modelo analítico.

8.1 Análise do Reator

Os resultados de MEF encontrados não estavam de acordo com o esperado visto que os valores foram maiores que os calculados no modelo analítico para o tempo toriesférico e tempo toricônico.

A Tabela 9 apresenta os resultados analíticos e por MEF encontrados para o tempo toriesférico.

Tabela 9: Comparação da Tensão Máxima no Tempo Toriesférico

	ASME (MPa)	MEF (MPa)	Diferença (%)
Tensão Equivalente (Mises)	NA	97.97	NA
Tensão Máxima Principal	55.60	84.51	34.2

Os resultados demonstram que os valores de tensão obtidos por MEF são maiores que o resultado analítico (na região tórica do tampo). Quando é considerado o critério de von Mises, a tensão é razoavelmente maior e esse resultado pode ser explicado porque a tensão equivalente calculada por este critério considera diversos esforços combinados e o tipo de suporte utilizado como condição de contorno na análise é mais rígido que a condição real.

A Tabela 10 apresenta os resultados analíticos e por MEF encontrados para o tampo toricônico.

Tabela 10: Comparação da Tensão Máxima no Tampo Toricônico

	ASME (MPa)	MEF (MPa)	Diferença (%)
Tensão Equivalente (Mises)	NA	289.57	NA
Tensão Máxima Principal	128.45	210.91	39.1

O resultado da tensão na região tórica do tampo toricônico também é mais elevado e isto mostra que esta geometria mais complexa com concordância de raios distintos precisa ser analisado com um modelo mais abrangente e malha mais refinada para conseguir avaliar as tensões reais que atuam na região.

Na região cilíndrica, a tensão é mais baixa e logo seria viável uma análise de redução da espessura e para tal, seria imprescindível que também fosse realizar a análise de falha por flambagem da parede. Como a espessura da parede (4mm) já é uma espessura pequena seria necessário verificar algumas normas de fabricação e soldagem para verificar a viabilidade da redução.

8.2 Análise da Câmara

Os resultados do modelo numérico foram considerados de acordo com o esperado onde as tensões encontradas foram menores, inclusive para o bocal.

A Tabela 11 apresenta os resultados analíticos e por MEF encontrados para o corpo cilíndrico da câmara hiperbárica.

Tabela 11: Comparação da Tensão Máxima no Corpo da Câmara

	ASME (MPa)	MEF (MPa)	Diferença (%)
Tensão equivalente (von Mises)	NA	199,87	NA
Tensão Máxima Principal	247	192,29	-22,15

A diferença entre o valor encontrado por MEF é maior que 20% logo uma redução de espessura mínima pode ser considerada para redução de custo do projeto. A tensão máxima equivalente (von Mises) também não supera o resultado analítico.

A Tabela 12 apresenta os resultados analíticos e por MEF encontrados para o tampo semiesférico da câmara hiperbárica.

Tabela 12: Comparação da Tensão Máxima no Tampo Semiesférico

	ASME (MPa)	MEF (MPa)	Diferença (%)
Tensão equivalente (von Mises)	NA	199,87	NA
Tensão Máxima Principal	210	192,29	-5,1

Apesar da tensão máxima calculada por MEF ser menor, a diferença é de 5% e não é suficiente para considerar a redução de espessura.

No tampo plano, as tensões são mostradas na Tabela 13 e como o modelo foi criado com um engaste do tampo no corpo, a região central sofre um esforço de compressão.

Tabela 13: Comparação da Tensão Máxima no Tampo Plano

	ASME (MPa)	MEF (MPa)	Diferença (%)
Tensão equivalente (von Mises)	NA	148,09	NA
Tensão Máxima Principal	193	141,54	-26,66

As tensões no bocal também são menores, o que demonstra que os fatores de concentração de tensão disponíveis na norma ASME Seção VIII Divisão 2 são conservativos. Como o objetivo é sempre garantir a segurança do vaso, esses fatores se tornam fundamentais para o projeto enquanto no modelo numérico seria necessário uma análise mais refinada com variação dos parâmetros de pressão para assegurar a diferença real da tensão.

Capítulo 9

Conclusão

A utilização de MEF no projeto de vasos ainda está limitada pela necessidade de alto investimento em softwares como ANSYS e ABAQUS além da necessidade de treinamento para correta utilização dos mesmos. Um modelo mal escolhido ou executado de MEF apresentará uma solução numérica válida mesmo que esse modelo não represente corretamente o se deseja analisar. Logo, não é recomendável utilizar softwares tão avançados sem conhecer a teoria de Elemento Finitos.

Os resultados obtidos neste trabalho são satisfatórios levando em conta o tempo e capacidade de processamento disponível. Algumas conclusões interessantes são listadas a seguir:

O modelo de MEF para geometrias mais complexas como toriesférico e toricônico apresentou valores de tensões mais altos que o modelo analítico. Logo, de acordo com resultados apresentados, é recomendável não utilizar o método numérico se não for possível refinar suficientemente o modelo e rodar análises mais complexas.

Para geometrias mais simples como cilíndrica e esférica, as tensões encontradas sempre foram menores e isto torna a análise mais adequada para ser utilizada usualmente.

É recomendável utilizar o modelo numérico quando for necessário construir um vaso de pressão como a câmara hiperbárica (geometria razoavelmente simples e esforços devidos somente a pressão) enquanto para casos de vasos de baixa pressão e geometria mais complexa, a norma ASME Seção VIII Divisão 1 está adequada e se torna a opção mais viável economicamente.

Referências Bibliográficas

[1] ASME, **Rules for Construction of Pressure Vessels**, 2002 Addenda ed., vol. Section VIII Division 1, New York: ASME Boiler and Pressure Vessel Committee, 2002.

[2] TELLES, Pedro Carlos da Silva; **Vasos de Pressão**, 2ª ed. Rio de Janeiro, LTC, 2001.

[3] NORMA. NR-13, **Caldeiras e Vasos de Pressão**, 2014

[4] ANSYS, Inc.; **ANSYS 14.5 Overview**, 2013.

[5] HIBBELER, R. C.; **Resistência dos Materiais**, 7ª ed. São Paulo, Pearson, 2010.

[6] MARTINS, F. J.; **Análise da Possibilidade de Crescimento Subcrítico de Descontinuidades durante a Realização de Teste Hidrostáticos em Vasos de Pressão e seus Possíveis Efeitos**, PPGEM/UFRGS, Porto Alegre, RS, Brasil, 2009.

[7] FALCÃO, C.; “**Fadiga e Concentração de Tensões**”. In: Vasos de Pressão e Trocadores de Calor, Revisão 2008 ed., chapter 14, 2008.

[8] PILKEY, W. D.; **Peterson’s Stress Concentration Factors**, Wiley, New York, 1997.

[9] SOUZA, A. P.; **Colapso de Dutos Flexíveis sob Pressão Externa**, Tese de D. Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2002.

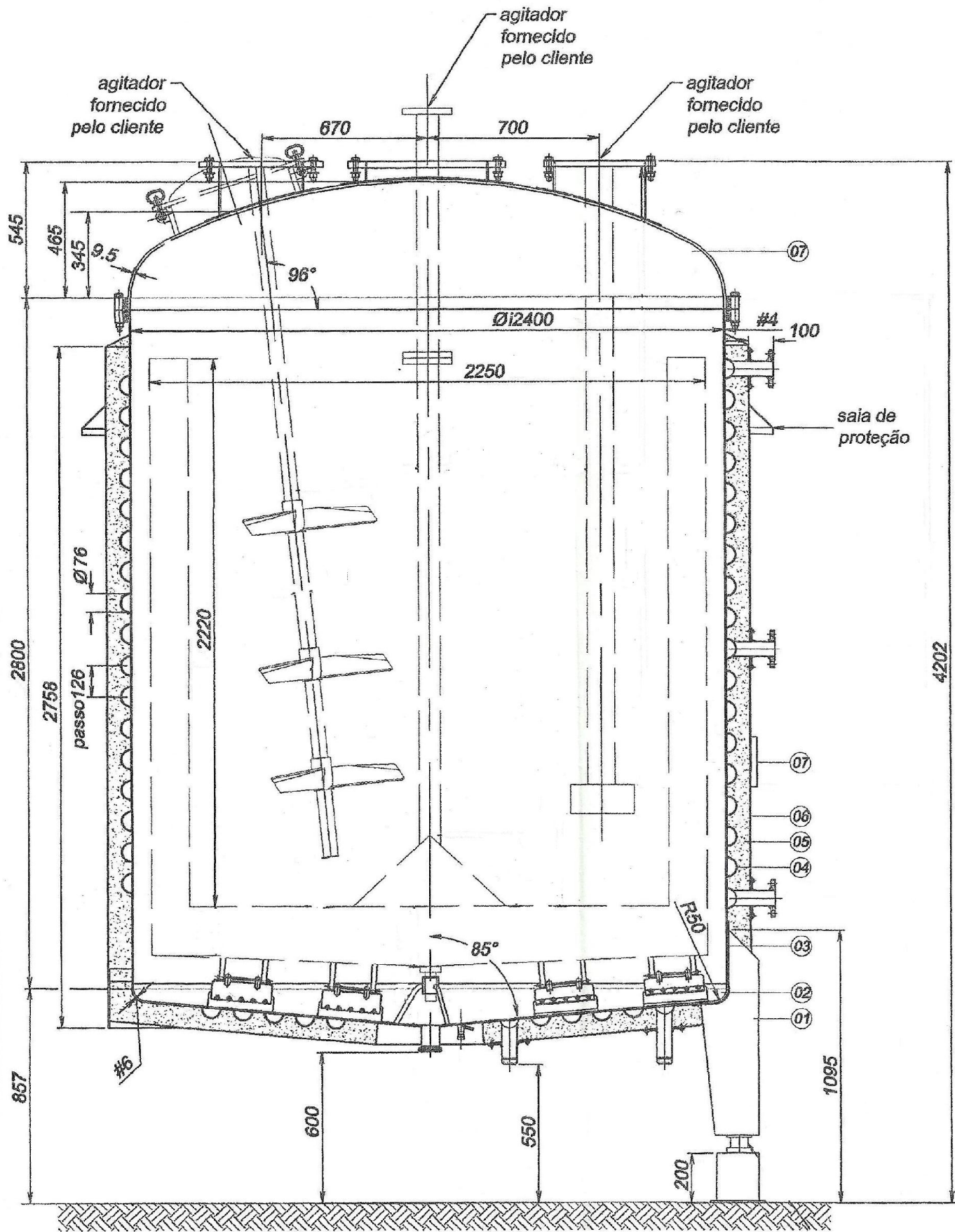
[10] SEGERLIND, L. J.; **Applied Finite Element Analysis**, 2ª ed, John Wiley & Sons, 1984.

[11] PACHECO, Maurício Rangel; DA SILVA, Roberto Monteiro Basto; PACHECO, Pedro Manoel C. L.; **Introdução ao Método de Elementos Finitos com Utilização do Software ANSYS®**, CEFET-RJ.

ANSYS, Inc.; **ANSYS 14.5 Help**, 2013.

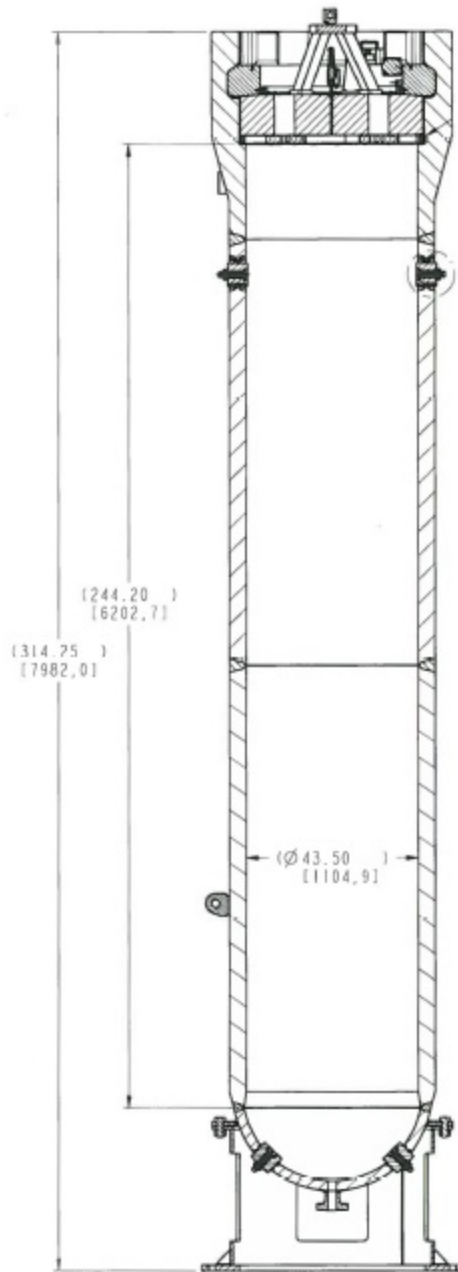
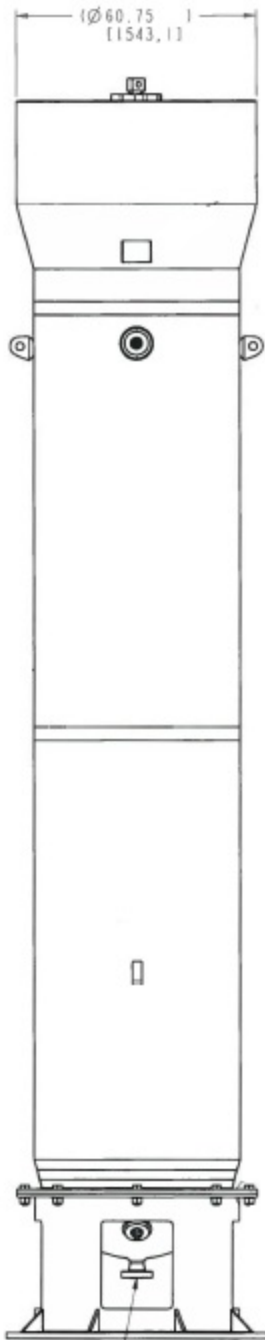
UNIVERSITY OF ALBERTA, **ANSYS Tutorials**, Copyright©2001. Disponível em:
<<http://www.mece.ualberta.ca/tutorials/ansys>> Acesso em: março 2014.

APÊNDICE A – Desenho do Reator de Fabricação



10				
09				
08	01	TAMPO SUPERIOR ASME 10%	AISI 316 L	# 9,5 Ø 2800
07	01	PLACA DE IDENTIFICAÇÃO	AISI 430	# 1,0
06	01	REVESTIMENTO DO ISOLANTE	AISI 304	# 2,0
05	01	ISOLANTE TÉRMICO	LÃ DE ROCHA	# 2" x 30 m2
04	01	SERPENTINA MEIA-CANA	AISI 304	# 3,0 Ø 76
03	01	CORPO	AISI 316 L	# 4,0 x 3000 x 7552
02	01	FUNDO TORICÔNICO 70°	AISI 316 L	# 6,0 Ø 2550
01	03	SUSTENTAÇÃO	AISI 304	# 4,0
POS.	QT.	DISCRIMINAÇÃO	MATERIAL	DIMENSÕES

APÊNDICE B – Desenho da Câmara Hiperbárica



VESSEL PARAMETERS

MAX OPERATING PRESSURE	7,506 PSIG
MAX DESIGN PRESSURE	8,400 PSIG
HYDROSTATIC TEST PRESSURE	12,012 PSIG
OPERATING MEDIUM	WATER
TEMPERATURE RANGE	32°F-150°F
DESIGN CODE	ASME BPV VIII, DIV 2, 2010, 2011 ADDENDA
CORROSION ALLOWANCE	.125 IN.
CYCLIC SERVICE	0-3626 : 800 CYCLES 0-5076 : 1600 CYCLES 0-7506 : 800 CYCLES

SECTION A-A