

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

**ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DE UM VASO DE
PRESSÃO EM CONDIÇÃO DE TESTE
HIDROSTÁTICO**

Raphael Mathias Losito

Prof. Orientador: Fernando Ribeiro da Silva, D. Sc

**Rio de Janeiro
Novembro de 2015**

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

**ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DE UM VASO DE
PRESSÃO EM CONDIÇÃO DE TESTE
HIDROSTÁTICO**

Raphael Mathias Losito

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

Prof. Orientador: Fernando Ribeiro da Silva, D. Sc

**Rio de Janeiro
Novembro de 2015**

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

L879 Losito, Raphael Mathias
Análise do comportamento de um vaso de pressão em condição
de teste hidrostático / Raphael Mathias Losito.—2015.
x, 45f. : il.color. , grafs. , tabs. ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação
Tecnológica Celso Suckow da Fonseca , 2015.

Bibliografia : f. 44-45

Orientador : Fernando Ribeiro da Silva

1. Engenharia mecânica. 2. Vasos de pressão. 3. Vasos de
pressão - Testes. 4. Deformações e tensões. I. Silva, Fernando
Ribeiro da (Orient.). II. Título.

CDD 621

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho à memória de Bengasi Losito, Damião Mathias, Zélia de Jesus Tavares Losito e Julio Cesar de Araujo Losito.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus pela oportunidade de superar todos os obstáculos que existiram no meu caminho até que eu pudesse chegar neste momento tão importante da minha jornada.

Agradeço ao meu pai Helio Losito por todo apoio e empenho para que, apesar de todas as dificuldades, eu pudesse concluir a minha graduação. Agradeço a minha mãe Sheila Maria Mathias pelo companheirismo de todas as noites em que ela esteve acordada comigo enquanto eu estudava ou realizava minhas tarefas acadêmicas. Agradeço também aos meus pais por acreditarem na minha capacidade em todos os momentos e não me deixarem nunca desistir dos meus objetivos. Agradeço por todos os anos de amor, carinho e amizade dedicados a mim, pois foram o verdadeiro combustível para todas as minhas conquistas.

Agradeço aos meus irmãos Anna Carolina Mathias Losito, Frederico de Araujo Losito, Ricardo de Araujo Losito e Julio Cesar de Araujo Losito (*in memoriam*) pelo companheirismo, pelos inúmeros conselhos e por estarem sempre torcendo pelo meu sucesso e sendo grandes entusiastas das minhas realizações.

Ao meu orientador, professor Fernando Ribeiro, pela grande ajuda, solicitude, e aconselhamento, principalmente nos momentos mais turbulentos e difíceis da elaboração deste trabalho.

Agradeço aos meus amigos e familiares por sempre me apoiarem e perdoarem as minhas ausências durante os momentos em que eu estive com o tempo tomado pelas tarefas acadêmicas e não pude dedicar toda a atenção que eles mereciam.

Aos grandes profissionais com quem tive o prazer de trabalhar, que me ensinaram lições que vão muito além do ofício de um engenheiro e se tornaram pessoas queridas e que sempre serão lembradas. Obrigado Roberto Nunes, Cledson Cruz, Oscar Junior, Carlos Mirres, Denis Gomes, José Jorge Monteiro, Sandra Macedo, Glauca Brito, Andrade e José Luiz Giangrande.

RESUMO

Vasos de pressão são equipamentos utilizados para manter um fluido armazenado sob determinada pressão e figuram entre aqueles mais largamente utilizados nas indústrias. A falha deste equipamento pode ser catastrófica, acarretando prejuízos e podendo causar perdas humanas. Por este alto grau de risco os vasos de pressão são projetados e fabricados de acordo com normas e boas práticas internacionalmente reconhecidas. Apesar de todo controle e grau de conservadorismo existente em um projeto de vaso de pressão, o mesmo pode apresentar defeitos desde sua fabricação, devendo então ser testado antes de entrar em operação e, periodicamente, durante sua vida útil. A prática mais comum para a realização destes ensaios é o teste hidrostático.

O presente trabalho realiza estudos no comportamento de um vaso de pressão típico de uma unidade industrial quando este é submetido aos parâmetros estabelecidos para a realização de um teste hidrostático. São expostos os fatores mais importantes na realização deste tipo de teste, é feito o dimensionamento do equipamento de acordo com a norma ASME Boiler & Pressure Vessel Code - Section VIII - Division 1: Rules for Construction of Pressure Vessels, e após o dimensionamento, é realizada uma análise numérica usando o método dos elementos finitos (MEF) através do software ANSYS® buscando comparar as diferentes solicitações do equipamento quando em condições de projeto, operação e teste hidrostático.

Palavras-chave: Teste hidrostático, Vasos de Pressão, NR-13.

ABSTRACT

Pressure vessels are equipment widely used in industry to keep a fluid stored under certain pressure. The failure of this equipment can be catastrophic, resulting in losses and may cause death. Knowing this high danger, pressure vessels are designed and manufactured according to internationally recognized standards and engineering best practices. Although all control and degree of conservatism in a pressure vessel design, it may have a manufacture imperfection. Because of that, the equipment should be tested before going into operation and periodically over its lifetime. The most common practice for these tests is the hydrostatic test. This paper conducts studies on the behavior of a typical pressure vessel of a plant when it is submitted to the parameters established for carrying out a hydrostatic test. First of all the most important factors in achieving this type of test are exposed. After that, is done the equipment sizing according with ASME Boiler & Pressure Vessel Code - Section VIII - Division 1: Rules for Construction of Pressure Vessels, and after sizing is performed a numerical analysis using the finite element method (FEM) through ANSYS® software trying to compare the different efforts acting on the equipment when in design conditions, operating and hydrostatic test.

Key-words: Hydrostatic Pressure Test, Pressure Vessel, NR-13.

SUMÁRIO

1. Introdução	1
1.1 Motivação.....	1
1.2 Justificativa	2
1.3 Objetivos	2
1.4 Metodologia e Trabalho Realizado	2
2. Vasos de Pressão	3
2.1 Definição.....	3
2.1.1 Forma Construtiva e Instalação.....	3
2.2 Tensões Atuantes	4
2.2.1 Tensões Primárias	4
2.2.2 Tensões Secundárias	4
2.2.3 Tensões Máximas Localizadas.....	5
2.3 Trabalhos Realizados	5
3. Critérios e Normas de Projeto	6
3.1 ASME Boiler & Pressure Vessel Code - Section VIII - Division 1: Rules for Construction of Pressure Vessels	6
3.1.1 Parâmetros de Projeto.....	7
3.1.1.1 Pressão e Temperatura de Projeto	7
3.1.1.2 Sobreesspura de Corrosão.....	8
3.1.1.3 Eficiência da Junta Soldada.....	8
3.1.1.4 Tensão Máxima Admissível.....	8
3.1.1.5 Espessura Mínima Requerida.....	8
3.1.1.6 Pressão Máxima de Trabalho Admissível	9
3.2 ASME Boiler & Pressure Vessel Code - Section VIII - Division 2: Alternative Rules.....	9
4. Teste Hidrostático	10

4.1 Aplicação do Teste Hidrostático	10
4.2 Execução do Teste Hidrostático	11
4.3 Temperatura de Teste Hidrostático	12
4.4 Pressão de Teste Hidrostático	13
5. Estudo de Caso	14
5.1 Reservatório de Ar Comprimido	14
5.2 Dados de Projeto	15
5.3 Modelo 3D	17
5.4 Tensões Atuantes no Reservatório	17
5.4.1 Cálculo da Tensão Atuante no Casco Cilíndrico.....	17
5.4.2 Cálculo da Tensão Atuante nos Tampos Elípticos.....	18
5.4.3 Cálculo da Tensão Atuante nos Bocais	18
6. Análise Numérica.....	23
6.1 Método dos Elementos Finitos.....	23
6.2 Análise por MEF.....	23
6.2.1 Malha.....	24
6.2.2 Carregamentos e Condições de Contorno	28
7. Resultados Obtidos.....	32
7.1 Solução das Análises.....	32
7.2 Comparação com a Norma.....	36
8. Conclusão.....	42
8.1 Trabalhos Futuros.....	42
9. Referências Bibliográficas	44

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1: Sequência de pressurização de teste hidrostático (adaptado de [11]).....	12
FIGURA 2: Esquema simplificado de uma unidade de ar comprimido (adaptado de [12]). ...	14
FIGURA 3: Reservatório de ar comprimido suportado por saia [13].	16
FIGURA 4: Modelo 3D.....	17
FIGURA 5: Direção das componentes de tensão (adaptado de [9]).....	21
FIGURA 6: Distribuição de tensões nos pontos internos do bocal.	22
FIGURA 7: Tendência de estabilização dos resultados para as diversas malhas testadas (Tensão Equivalente).....	25
FIGURA 8: Tendência de estabilização dos resultados para as diversas malhas testadas (Tensão Principal Máxima).	26
FIGURA 9: Malha gerada com detalhe para o refinamento na região de descontinuidade geométrica.	27
FIGURA 10: Elementos finitos hexaédrico e tetraédrico (adaptado de [18]).	27
FIGURA 11: Carregamento e condição de contorno aplicada em condição de operação.	28
FIGURA 12: Carregamento e condição de contorno aplicada em condição de projeto.....	29
FIGURA 13: Carregamento e condição de contorno aplicada em condição de teste hidrostático.	29
FIGURA 14: Pressão Hidrostática aplicada ao modelo.	30
FIGURA 15: Condição Térmica aplicada ao modelo.	31
FIGURA 16: Distribuição de tensões no vaso na condição de operação (Tensão Equivalente).	32
FIGURA 17: Distribuição de tensões na abertura do bocal na condição de operação (Tensão Equivalente).....	33
FIGURA 18: Distribuição de tensões no vaso na condição de projeto (Tensão Equivalente). ...	33
FIGURA 19: Distribuição de tensões na abertura do bocal na condição de projeto (Tensão Equivalente).....	34
FIGURA 20: Distribuição de tensões no vaso na condição de teste hidrostático (Tensão Equivalente).....	34
FIGURA 21: Distribuição de tensões na abertura do bocal na condição de teste hidrostático (Tensão Equivalente).....	35

FIGURA 22: Distribuição de tensões no vaso na condição de operação (Tensão Principal Máxima).	37
FIGURA 23: Distribuição de tensões na abertura do bocal na condição de operação (Tensão Principal Máxima).	37
FIGURA 24: Distribuição de tensões no vaso na condição de projeto (Tensão Principal Máxima).	38
FIGURA 25: Distribuição de tensões na abertura do bocal na condição de projeto (Tensão Principal Máxima).	38
FIGURA 26: Distribuição de tensões no vaso na condição de teste hidrostático (Tensão Principal Máxima).	39
FIGURA 27: Distribuição de tensões na abertura do bocal na condição de teste hidrostático (Tensão Principal Máxima).	39

LISTA DE TABELAS

TABELA 1: Valores calculados das Pressões Máximas de Trabalho Admissível.....	16
TABELA 2: Valores calculados para as tensões atuantes no casco cilíndrico sob diferentes condições.	18
TABELA 3: Valores calculados para as tensões atuantes nos tampos elípticos sob diferentes condições.	18
TABELA 4: Fator K para bocais instalados em corpos esféricos (adaptado de [9]).....	19
TABELA 5: Fator K para bocais instalados em cascos cilíndricos (adaptado de [9])......	20
TABELA 6: Tensões atuantes nos bocais instalados nos tampos.	20
TABELA 7: Tensões atuantes no plano longitudinal nos bocais instalados no casco cilíndrico.	21
TABELA 8: Tensões atuantes no plano transversal nos bocais instalados no casco cilíndrico.	21
TABELA 9: Teste de Convergência de Malha.....	24
TABELA 10: Tensões obtidas pelos métodos analítico e numérico para o casco cilíndrico...40	
TABELA 11: Tensões obtidas pelos métodos analítico e numérico para o tampo elíptico.41	
TABELA 12: Tensões obtidas pelos métodos analítico e numérico para o bocal crítico.41	

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASME - American Society of Mechanical Engineers
API – American Petroleum Institute
CAD – Computer –aided Design
CAE – Computer-aided Engineering
D – Diâmetro Interno
E – Eficiência da Junta Soldada
K – Fator de Concentração de Tensão em Junções de Bocais
MEF – Método dos Elementos Finitos
P – Pressão de Projeto
PMTA – Pressão Máxima de Trabalho Admissível
P_o – Pressão Máxima de Operação
P_{th} – Pressão de Teste Hidrostático
R – Raio Interno
S – Tensão Máxima Admissível
S_a – Tensão Atuante
S_u – Tensão de Ruptura
S_y – Tensão de Escoamento
t – Espessura Mínima Requerida
T – Temperatura de Projeto
t_c - Sobreesspessura de Corrosão
TH - Teste Hidrostático
ν - Coeficiente de Poisson
σ_{eq} – Tensão Equivalente de von-Mises
σ_{mp} – Tensão Máxima Principal
σ_t – Tensão Tangencial, Tensão Circunferencial
σ_n – Tensão Normal, Tensão Longitudinal
σ_r – Tensão Radial
σ – Intensidade de Tensões

Capítulo 1

1. Introdução

Na indústria, o processamento e estocagem de fluidos são muitas vezes feitos a pressões maiores ou menores que a atmosférica. Para possibilitar estas operações são empregados recipientes fechados e com resistência para suportar pressões internas e externas, bem como temperaturas que diferem da temperatura ambiente. Estes equipamentos são conhecidos como vasos de pressão. Pela severidade das condições de trabalho que podem ser impostas a um vaso de pressão, somando-se a possibilidade de armazenar fluidos nocivos e perigosos, estes são considerados equipamentos de alto risco e demandam estudo e cuidados quanto à segurança de seus projetos e garantia de integridade quando em operação. Existem diversas técnicas utilizadas para garantir uma operação estanque e com mínimo risco de falha catastrófica, entretanto, a mais amplamente difundida é o teste hidrostático (TH).

Os testes hidrostáticos são realizados através da pressurização de um fluido de teste até uma determinada pressão, baseada nas condições de projetos, com o objetivo de simular condições de alta severidade. Os parâmetros adotados em um TH visam garantir que não ocorrerão vazamentos ou falhas nas condições normais de operação (menos severas) e podem ainda identificar falhas de fabricação, como descontinuidades ou defeitos em solda.

Para ser realizado com sucesso, um teste hidrostático depende de vários fatores, dentre os quais se destacam a pressão de teste hidrostático (P_{th}) e a temperatura do fluido de teste. Quando estabelecidos de maneira equivocada, estes dois parâmetros podem trazer resultados negativos – e até catastróficos – para a execução do teste.

A partir da influência destes parâmetros principais para o TH de um vaso de pressão, este trabalho procura estudar o comportamento de um equipamento submetido a variações na aplicação de pressão interna e nas condições térmicas ao qual é submetido.

1.1 Motivação

Este trabalho é motivado pela oportunidade de estudar os efeitos da aplicação de condições tão severas, como as de teste hidrostático em um equipamento, e ainda de

observar se existem pontos negativos na escolha deste método para avaliar a integridade de um equipamento que entrará em operação ou que deverá ser avaliado quanto da sua continuação em atividade ou não.

1.2 Justificativa

As pressões aplicadas nos testes hidrostáticos estão acima das pressões consideradas no projeto do equipamento. Este fator pode levar as tensões desenvolvidas durante o teste a níveis muito próximos, ou até que ultrapassem a tensão máxima admissível do material.

A temperatura também exerce grande influência no sucesso da execução de um TH. Fluidos de teste em temperaturas abaixo do recomendado podem modificar propriedades mecânicas do material, contribuindo para o surgimento de uma condição de falha do equipamento.

Este trabalho é elaborado com o intuito entender melhor os efeitos de condições tão severas e importantes na avaliação da integridade e segurança de operação de um vaso de pressão.

1.3 Objetivos

Este trabalho tem como objetivo calcular os parâmetros principais para a realização do teste hidrostático de acordo com a norma ASME Seção VIII Divisão 1 [1] e estudar o comportamento do equipamento quando submetido a tais condições.

1.4 Metodologia e Trabalho Realizado

O presente trabalho tem como ponto de partida uma apresentação de conceitos importantes sobre vasos de pressão. Em seguida, é feito um estudo da norma ASME Boiler and Pressure Vessel Code Seção VIII Divisão 1 e, posteriormente, é realizada uma análise numérica, através de um modelo simplificado, utilizando-se o software ANSYS. Finalmente, realiza-se uma avaliação da criticidade dos resultados obtidos para as condições estudadas.

Capítulo 2

2. Vasos de Pressão

Este capítulo apresenta alguns dos conceitos básicos de vasos de pressão, desde sua posição de instalação até as principais tensões que atuam neste tipo de equipamento. Além disso, apresenta uma breve apresentação de trabalhos já realizados sobre o tema.

2.1 Definição

Vaso de pressão é um termo usado para designar genericamente recipientes estanques e não sujeitos à chama - de qualquer tipo, dimensões, formato ou finalidade - que contenham um fluido sob pressão interna ou externa, diferente da atmosférica (TELLES,1996)[2]. Uma importante aplicação dos reservatórios abrangidos por esta definição, são os equipamentos utilizados nas indústrias. O projeto de um vaso de pressão deve envolver uma série de cuidados especiais, exigindo conhecimento de normas, boas práticas de engenharia e de materiais adequados para cada tipo de aplicação. A falha deste tipo de equipamento pode ter consequências catastróficas, incluindo perdas humanas. Vasos de pressão são considerados equipamentos de alto grau de risco.

2.1.1 Forma Construtiva e Instalação

A parede de pressão de um vaso compõe-se basicamente de seu casco (ou cascos) e tampos de fechamento. O casco dos vasos de pressão tem sempre o formato de uma superfície de revolução, sendo as formas básicas a cilíndrica, a cônica e a esférica, podendo haver combinação dessas.

Quanto a posição de instalação os vasos podem ser verticais, horizontais ou inclinados, dependendo da sua função.

2.2 Tensões Atuantes

As principais tensões atuantes em um vaso de pressão podem ser classificadas como tensões primárias, tensões secundárias e tensões localizadas máximas ou tensões de pico. As tensões primárias são consideradas no cálculo por todas as normas de projeto, enquanto as outras duas classificações são levadas em consideração apenas por algumas normas.

2.2.1 Tensões Primárias

Tensões primárias são as tensões que se desenvolvem no equipamento para satisfazer as condições de equilíbrio estático em relação aos diversos esforços permanentes atuantes no vaso de pressão, como a pressão interna, externa e os esforços devidos à carga de vento; não incluindo, assim, tensões devidas a concentrações e descontinuidades. Este tipo de tensão pode ser normal – tração ou compressão -, ou de cisalhamento.

As tensões primárias normais podem ser ainda classificadas como de membrana ou de flexão. As tensões de membrana são tensões normais e constantes distribuídas na seção transversal da parede dos vasos de pressão. As tensões de flexão também são normais, entretanto, variam linearmente em relação ao eixo neutro da seção transversal da parede do equipamento.

A principal característica das tensões primárias é que elas não são autolimitantes, ou seja, não se reduzem em função da deformação. Sendo estas tensões sempre proporcionais aos esforços de que se originam, caso os esforços aumentem demasiadamente, a tensão também aumentará e poderá levar a deformações excessivas que causarão a ruptura do material.

2.2.2 Tensões Secundárias

São as tensões provenientes das restrições geométricas do vaso ou de estruturas a ele ligadas, incluindo as dilatações diferenciais. Estas tensões podem ser normais ou de cisalhamento e tem como principal característica o fato de serem autolimitantes. Pequenas deformações plásticas locais reduzem estas tensões que, geralmente, não provocam falhas nos equipamentos.

2.2.3 Tensões Máximas Localizadas

As tensões máximas localizadas são provenientes de concentrações de tensões que decorrem principalmente de descontinuidades geométricas na estrutura do equipamento e atuam em uma região limitada. Apesar de poderem atingir valores elevados, geralmente causam deformações desprezíveis em razão de atuarem em uma área muito pequena. Apesar disso, deve-se evitar valores muito extremos, pois estes podem ocasionar ruptura por fadiga ou fratura frágil no material.

2.3 Trabalhos Realizados

Por sua importância na indústria e pela possibilidade de operar sob carregamentos consideravelmente altos, os vasos de pressão são objetos constantes de estudos por parte dos engenheiros.

Em 2008, QADIR [3] utilizou o método dos elementos finitos para analisar as tensões nas regiões de junção de bocais a corpos cilíndricos e esféricos de vasos de pressão, com o objetivo de determinar o fator de concentração de tensões para estes casos.

No ano de 2012, FUGINI [4] estudou a influência da aplicação do teste hidrostático em um vaso de pressão com uma descontinuidade em seu casco. Neste estudo foi utilizada a norma API-579 [5] para verificar a criticidade do defeito existente e se haveria comprometimento de integridade estrutural quando realizado o TH, através de um Diagrama de Avaliação de Falha.

Em 2014, IECKER [6] também utilizou o MEF para comparar as tensões obtidas numericamente com as calculadas por norma, visando uma possível redução de espessura e a consequente redução de custos do projeto.

Este trabalho busca comparar as solicitações de tensão ao qual o equipamento novo é submetido no TH realizado após sua fabricação com as solicitações calculadas em projeto e às existentes em condição de operação. São realizados os cálculos pelo código de projeto, feitas simulações numéricas através do método dos elementos finitos e, de posse dos resultados, avalia-se o risco existente na realização do TH inicial e daqueles que serão realizados periodicamente durante a vida útil do vaso.

Capítulo 3

3. Critérios e Normas de Projeto

Existem diversos códigos ou normas, desenvolvidos por associações técnicas e sociedades de normalização de diferentes países, com a finalidade estabelecer requisitos mínimos de segurança para projeto e operação de vasos de pressão. A abrangência dos assuntos e o campo de aplicação destes códigos são variáveis, podendo diferir bastante em determinados casos. As normas podem abranger não só os critérios, fórmulas de cálculo e exigência de detalhamento de projetos, mas também exigências relativas à fabricação, montagem e inspeção de vasos de pressão, como é o caso do código americano ASME Section VIII, que será brevemente exposto nesse capítulo.

3.1 ASME Boiler & Pressure Vessel Code - Section VIII - Division 1: Rules for Construction of Pressure Vessels

A Divisão 1, da Seção VIII, do código ASME é a norma de maior aplicação no Brasil e uma das mais aplicadas em todo o mundo. Esta norma estabelece regras para o dimensionamento dos principais componentes submetidos à pressão interna ou externa. Além disso, a norma informa que outros carregamentos, como cargas de vento e sísmica, peso próprio, esforços localizados em suportes soldados no equipamento ou em bocais devem ser considerados, porém não estabelece metodologia para esta avaliação. Não há nenhuma exigência de análise matemática das tensões nos vasos nem também recomendações ou exigências quanto à análise de fadiga.

Este código é limitado para o dimensionamento de equipamentos que trabalham com pressão interna entre aproximadamente 1 kgf/cm² (103 kPa ou 15 psig) e 210 kgf/cm² (20685 kPa ou 3000 psig), e apresenta critérios e tabelas para obtenção de tensões admissíveis de tração e curvas para as tensões admissíveis de compressão na Seção II [7].

Para os componentes do vaso que obedeçam a alguma norma dimensional que forneça valores de pressões admissíveis, como, por exemplo, a ASME B.16.5 [8] para

flanges de aço forjado, a Divisão 1 aceita esses valores, não sendo portanto necessário aplicar os procedimentos de cálculo para essas peças.

Essa norma é composta por diversas fórmulas simples de cálculo, que resultam na espessura necessária de cascos e tampos, em função da pressão interna ou externa, baseadas na teoria da membrana. As tensões primárias de flexão são controladas, indiretamente, por fatores de correção em algumas fórmulas e por limitações na relação entre o diâmetro e a espessura do vaso.

3.1.1 Parâmetros de Projeto

Neste item serão apresentadas as definições dos principais parâmetros utilizados nos projetos de vasos de pressão regidos pela ASME Seção 8 Divisão 1.

3.1.1.1 Pressão e Temperatura de Projeto

De acordo com a norma de projeto utilizada, pressão de projeto (P) é a pressão correspondente às condições mais severas de pressão e temperatura coincidentes que possam ser previstas em serviço normal.

Segundo TELLES [2], a pressão de projeto usualmente adotada é o maior valor entre:

- Pressão máxima de operação acrescida de 5% quando o dispositivo de alívio de pressão (válvula de segurança) for operado por válvula piloto, ou acrescida de 10% nos demais casos.
- 1,5 kgf/cm², manométricos.

A temperatura de projeto (T) é geralmente fixada em valores entre 30°C e 50°C acima da máxima temperatura que efetivamente for calculada para a parede do vaso. A temperatura da parede do vaso usualmente adotada é a temperatura do próprio fluido [2].

3.1.1.2 Sobreesspessura de Corrosão

A sobreesspessura de corrosão (t_c) é uma espessura adicional acrescentada à parede do vaso para compensar a corrosão ao longo da vida útil do equipamento. A sobreesspessura é o produto da taxa de corrosão [comprimento/tempo] pelo tempo de vida útil [tempo] prevista do vaso de pressão.

3.1.1.3 Eficiência da Junta Soldada

A eficiência da junta soldada (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.

De acordo com o tipo de junta e o grau de inspeção da solda, a norma estipula valores entre 0,45 e 1,00 para a eficiência da junta soldada.

3.1.1.4 Tensão Máxima Admissível

A tensão máxima admissível (S) é a maior tensão permitida para o material utilizado na construção de um vaso de pressão coberto por esta norma. A tensão máxima admissível varia em função da temperatura de projeto do equipamento e é fornecida em tabelas na Seção II, Parte D da norma ASME.

A Divisão 1 é bastante conservativa e as tensões admissíveis são calculadas com elevados coeficientes de segurança, garantindo que as tensões atuantes tenham valores seguros, com espessuras de parede maiores.

3.1.1.5 Espessura Mínima Requerida

A espessura mínima requerida (t) é a mínima espessura que os componentes do vaso de pressão devem ter para resistir às tensões resultantes da pressão interna aplicada, bem como dos demais esforços. Este parâmetro não considera a sobreesspessura de corrosão.

3.1.1.6 Pressão Máxima de Trabalho Admissível

A pressão máxima de trabalho admissível, ou PMTA, é o maior valor admitido para a pressão de trabalho de um vaso de pressão. O valor da PMTA deve ser calculado para cada componente do equipamento, sendo o menor destes adotado como pressão máxima de trabalho admissível para todo o vaso.

3.2 ASME Boiler & Pressure Vessel Code - Section VIII - Division 2: Alternative Rules

Esta norma foi criada em 1969, como alternativa à Divisão 1, e inclui todos os vasos de pressão, sem limite de pressão máxima. Por este código é exigido que o vaso seja destinado a um serviço específico preestabelecido, e para isso o usuário ou seu agente credenciado deve preparar um documento formal indicando as condições de operação do vaso, incluindo situações transitórias ou anormais, necessidade ou não de análise de fadiga para serviços cíclicos, necessidade ou não de sobreespessura para corrosão e erosão ou de tratamentos térmicos.

A Divisão 2 [9] adota tensões admissíveis mais elevadas do que as da Divisão 1, resultando assim em menores espessuras e menor peso para o vaso. Em contrapartida, para assegurar um grau de segurança equivalente ou superior, são feitas diversas exigências adicionais de projeto, cálculo, materiais, fabricação e inspeção, que resultam em maior custo.

Capítulo 4

4. Teste Hidrostático

O teste hidrostático em vasos de pressão é realizado através do preenchimento do equipamento com um fluido, sobre o qual é exercida uma certa pressão. Estes testes têm por finalidade a detecção de possíveis defeitos, falhas ou vazamentos em soldas, roscas, partes mandriladas e em outras ligações no próprio vaso ou em seus acessórios externos e internos (TELLES, 1996) [2]. Neste capítulo será exposto o procedimento, precauções e os principais fatores que devem ser observados na realização de um TH.

4.1 Aplicação do Teste Hidrostático

Os testes hidrostáticos são comumente realizados após a fabricação do equipamento e após a execução de reparos ou procedimentos com realização de solda, por exigência das normas de projeto. No Brasil, bem como em outros países onde existe requisição legal, o TH serve também para verificação da integridade do equipamento e deve ser realizado periodicamente.

A norma que determina a realizações de testes hidrostáticos periódicos no país é a Norma Regulamentadora 13 do Ministério do Trabalho e Emprego, a NR-13 [10], que tem força de lei. Esta norma dita regras compulsórias a serem seguidas no projeto, operação, inspeção e manutenção de vasos de pressão e caldeiras.

Os THs periódicos, apesar de exigências legais no Brasil, não exercem função estrutural, visto que todas as deformações e alívios de tensões provenientes de descontinuidades geométricas já ocorreram no teste hidrostático inicial (de fábrica) (DONATO, 2007) [11].

4.2 Execução do Teste Hidrostático

A realização do TH de um vaso de pressão é um processo que envolve riscos e, portanto, deve acontecer com condições claramente definidas e depois de tomadas todas as medidas de segurança necessárias.

Os fatores de maior interesse quando na execução de um teste hidrostático são a temperatura e a pressão do fluido de teste.

O fluido de teste com maior utilização é a água. Além do fácil acesso nas unidades industriais, a água apresenta baixa compressibilidade, o que torna a pressurização mais rápida e o armazenamento de energia baixo, minimizando as consequências no caso de uma possível falha.

Segundo DONATO (2007), o esquema de pressurização e inspeção para o TH deve seguir a seguinte sequência:

1. Elevar a pressão até 50% da P_{th} e executar a inspeção inicial do equipamento.
2. Aumentar gradativamente a pressão, com uma taxa de elevação menor ou igual a 20% da P_{th} por minuto, até que seja atingido seu valor final.
3. Manter o equipamento sob a pressão de teste hidrostático por 30 minutos ou mais.
4. Reduzir a pressão até 77% da P_{th} usando uma taxa de redução similar à que foi usada para pressurização e executar a inspeção final.
5. Reduzir gradativamente a pressão até atingir a pressão atmosférica, mantendo-se a mesma taxa de descompressão.

Após o término do teste, o vaso de pressão deve ser drenado e seco. Durante a drenagem do equipamento é importante verificar a abertura e desobstrução dos bocais superiores para que não ocorra vácuo e, conseqüentemente, o colapso do vaso.

Em condições de teste hidrostático, a tensão máxima atuante nas partes pressurizadas de um vaso de pressão pode atingir 90% do limite de escoamento do material na temperatura ambiente (DONATO, 2007) [11].

A Figura 1 mostra um gráfico com a sequência de realização de um teste hidrostático.

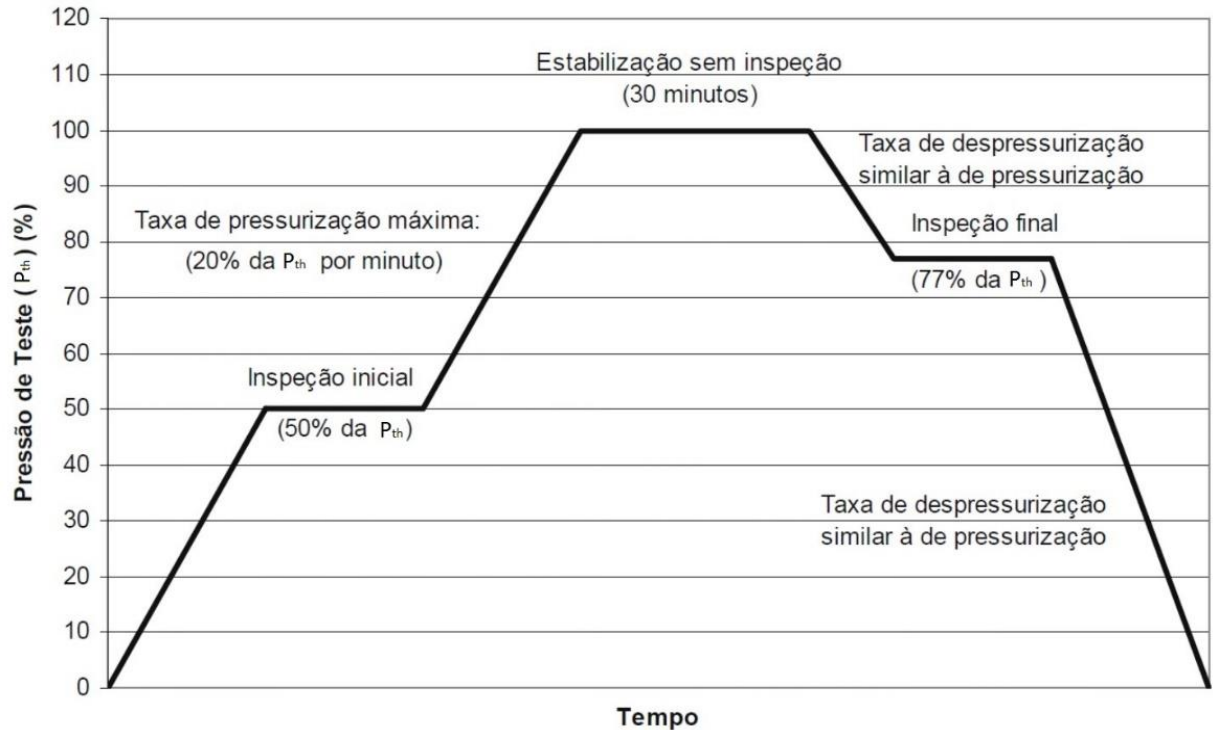


Figura 1: Sequência de pressurização de teste hidrostático (adaptado de [11]).

4.3 Temperatura de Teste Hidrostático

O código ASME estabelece que para espessuras de parede maiores que 2", a temperatura deve ser no mínimo 17°C (30°F) maior que a temperatura mínima de projeto ou 15°C, o que for maior. Para espessuras de parede menores que 2", a temperatura deve ser no mínimo 6°C acima da temperatura mínima de projeto ou 15°C, o que for maior.

A temperatura do fluido de teste é de extrema importância pois aços carbono, baixa liga e ferríticos podem ter sua tenacidade comprometida por causa da baixa temperatura e sofrerem fratura frágil durante o teste.

4.4 Pressão de Teste Hidrostático

A ASME Seção VIII define, que em qualquer ponto do equipamento, o valor mínimo para a pressão de teste hidrostático padrão é dado pela Equação 1 abaixo:

$$P_{th} = 1,3 \times PMTA \times \frac{S_f}{S_q} \quad (1)$$

Onde: S_f = Tensão admissível do material na temperatura de teste.

S_q = Tensão admissível do material na temperatura de projeto.

PMTA= Pressão Máxima de Trabalho Admissível.

É conveniente que a pressão de teste hidrostático seja a mais elevada possível, respeitando a segurança do componente mais crítico do vaso. Desta maneira, a P_{th} será sempre superior às pressões de operação, projeto e máxima de trabalho admissível (TELLES, 1996).

Capítulo 5

5. Estudo de Caso

Neste capítulo será apresentado um vaso de pressão típico, usado para serviço de utilidades em uma unidade industrial. Para a simplificação do estudo, o modelo sofreu pequenas modificações.

5.1 Reservatório de Ar Comprimido

O ar comprimido, juntamente com a água e o vapor, são os principais produtos fornecidos por uma unidade de Utilidades de uma planta industrial. Este produto é uma importante forma de energia, que em diversas atividades produtivas complementa ou substitui com vantagens a energia elétrica. Na indústria são amplamente utilizados para acionamento pneumático de elementos de controle.

Em uma unidade, após comprimido, é estocado em um reservatório para sua posterior aplicação. Este reservatório de ar comprimido é um vaso de pressão e será o objeto de estudo deste trabalho. A Figura 2 abaixo mostra o esquema simplificado de uma unidade de ar comprimido.

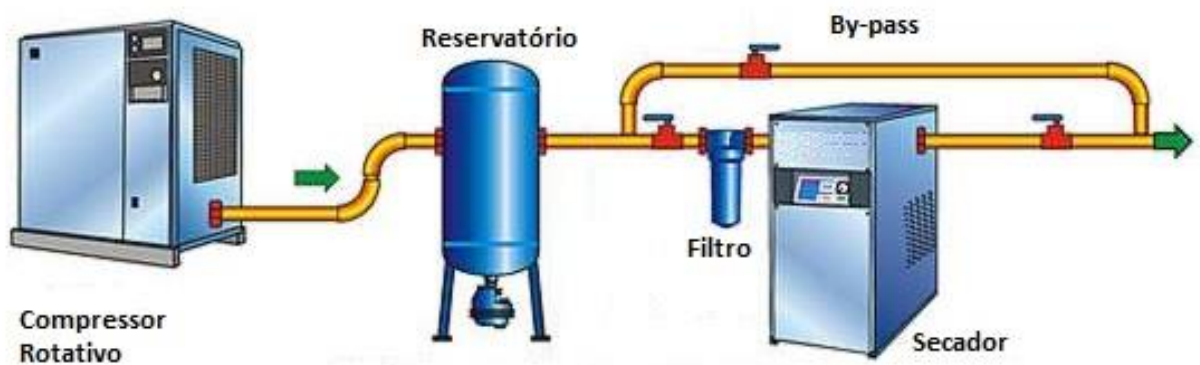


Figura 2: Esquema simplificado de uma unidade de ar comprimido (adaptado de [12]).

5.2 Dados de Projeto

O vaso estudado é fabricado em aço ASTM A283 Gr.C e suportado por saia. Um equipamento semelhante é mostrado na Figura 3. Os demais parâmetros relativos ao material e ao projeto são listados abaixo:

- Tensão de Escoamento (S_y): 205 MPa
- Tensão de Ruptura (S_u): 380 MPa
- Módulo de Elasticidade: 210 GPa
- Coeficiente de Poisson (ν): 0,30
- Pressão Máxima de Operação (P_o): 0,63 MPa
- Pressão de Projeto (P): 0,86 MPa
- Pressão de Teste Hidrostático (P_{th}): 1,76 MPa
- Temperatura de Projeto (T): 121°C
- Norma de Projeto: ASME VIII Div.1 / Ed. 2010
- Tensão Máxima Admissível (S): 108 MPa
- Casco: Cilíndrico
- Tampos: Elíptico 2:1
- Eficiência da Junta – Casco: 0,85
- Eficiência da Junta – Tampos: 1,00
- Sobreessura de Corrosão (C): 1,6 mm
- Espessura do Casco: 11,11 mm
- Espessura dos Tampos: 11,11 mm
- Diâmetro interno do Casco e dos Tampos (D): 1575 mm

Conhecendo as condições de projeto, aplica-se as Equações 2 e 3 ao casco e tampos, respectivamente, para a determinação da PMTA do equipamento, na condição novo e frio, ou seja, somando a espessura mínima requerida e a sobreessura de corrosão.

$$PMTA = \frac{SEt}{R + 0,6t} \quad (2)$$

$$PMTA = \frac{2SEt}{D + 0,2t} \quad (3)$$

Os valores calculados são apresentados na Tabela 1 abaixo, onde se verifica que a PMTA do equipamento é 1,28 MPa, limitada pelo casco:

Tabela 1: Valores calculados das Pressões Máximas de Trabalho Admissível.

Pressão Máxima de Trabalho Admissível	
Componente	Valor
Casco Cilíndrico	1,28 MPa
Tamos Elípticos	1,52 MPa

Conhecida a PMTA do equipamento, é possível calcular a mínima pressão para realização do teste hidrostático utilizando a Equação 1:

$$P_{th} = 1,3 \times PMTA \times \frac{S_f}{S_q}$$

$$P_{th} = 1,66 \text{ MPa}$$

O valor de P_{th} previsto no projeto está acima do calculado. Sendo assim, se este não colocar em risco a segurança do equipamento, poderá ser adotado.



Figura 3: Reservatório de ar comprimido suportado por saia [13].

5.3 Modelo 3D

O modelo 3D do reservatório de ar comprimido foi construído através do software Solidworks 2015, tendo como base o desenho de fabricação do vaso pressão. Visando à otimização dos recursos computacionais disponíveis, o modelo foi simplificado. A Figura 4 mostra o modelo 3D criado, com a indicação de seus bocais.

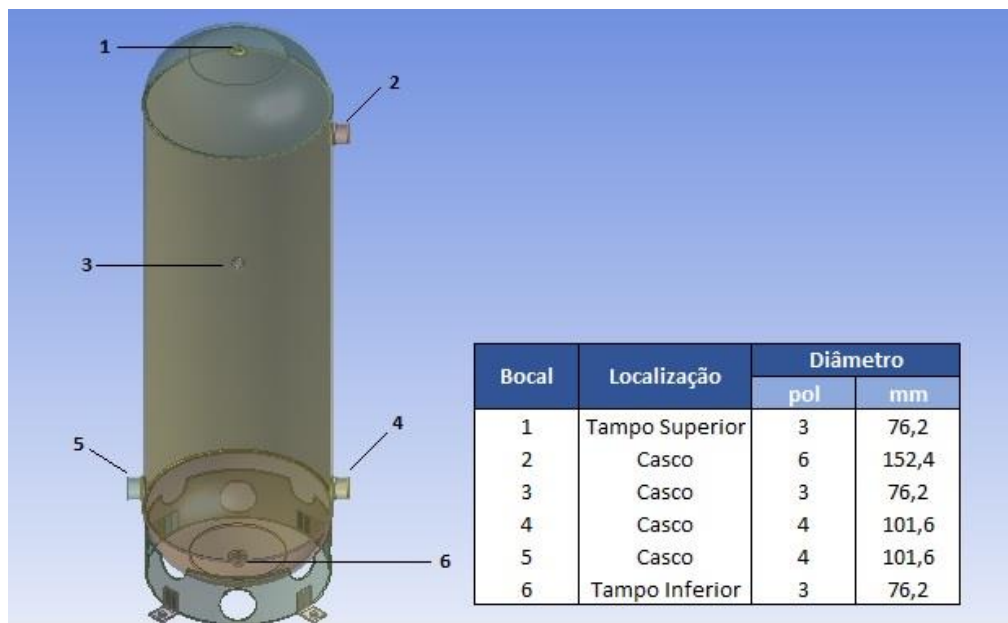


Figura 4: Modelo 3D.

5.4 Tensões Atuantes no Reservatório

As tensões atuantes nos componentes do reservatório serão calculadas para três casos: operação, projeto e teste hidrostático.

5.4.1 Cálculo da Tensão Atuante no Casco Cilíndrico

A tensão circunferencial atuante no costado do equipamento, considerando o vaso novo, é obtida pela Equação 4, de acordo com a norma de projeto [1].

$$S_a = \frac{1}{E} \times \frac{PR}{t} + 0,6P \quad (4)$$

Os resultados obtidos para cada situação estudada são mostrados na Tabela 2.

Tabela 2: Valores calculados para as tensões atuantes no casco cilíndrico sob diferentes condições.

Situação	Pressão Considerada	Tensão Atuante no Casco Cilíndrico
Operação	0,63 MPa	53 MPa
Projeto	0,86 MPa	72 MPa
Teste Hidrostático	1,76 MPa	147 MPa

5.4.2 Cálculo da Tensão Atuante nos Tampos Elípticos

A tensão máxima atuante nos tampos do equipamento, considerando o vaso novo, é obtida pela Equação 5, de acordo com a norma de projeto [1].

$$S_a = \frac{PD}{2Et} + \frac{0,1P}{E} \quad (5)$$

Os resultados obtidos para cada situação estudada são mostrados na Tabela 3, a seguir.

Tabela 3: Valores calculados para as tensões atuantes nos tampos elípticos sob diferentes condições.

Situação	Pressão Considerada	Tensão Atuante no Tampo Elíptico
Operação	0,63 MPa	45 MPa
Projeto	0,86 MPa	61 MPa
Teste Hidrostático	1,76 MPa	125 Mpa

5.4.3 Cálculo da Tensão Atuante nos Bocais

Todo bocal representa uma descontinuidade geométrica e, por isso, é um ponto de concentração de tensões. Segundo FALCÃO [14], os fatores de concentração de tensões em

junções de bocais (K) são fatores obtidos através de resultados de testes de fotoelasticidade ou análise com elementos finitos e podem ser encontrados em inúmeros artigos.

As Tabelas 4 e 5 a seguir apresentam valores do fator de concentração de tensões para bocais instalados em cascos esféricos ou partes esféricas de tampos e para bocais instalados em cascos cilíndricos, respectivamente.

Estes valores são obtidos através de diversas fórmulas baseadas em informações provenientes de um grande número de testes que abrangem diversas relações dimensionais e configurações. O método que gera estes resultados é denominado Índices de Tensões e seus resultados também podem ser obtidos por análises de tensões teóricas ou experimentais (ASME,2010).

Os fatores de concentração de tensão K apresentados nas tabelas são relações numéricas entre as componentes da tensão no plano da seção considerada (σ_t), normal ao plano da seção (σ_n) e normal ao limite da seção (σ_r). A distribuição destas componentes é mostrada na Figura 5.

Tabela 4: Fator K para bocais instalados em corpos esféricos (adaptado de [9]).

Tensões	Fator K	
	pontos internos	pontos externos
normais (σ_n)	2	2
tangenciais (σ_t)	-0,2	2
radiais (σ_r)	$-2 t / R$	0
intensidade (σ)	2,2	2

A Equação 6 define o cálculo da tensão atuante para bocais instalados em cascos ou partes esféricas:

$$S_a = \frac{KPR}{2t} \quad (6)$$

Tabela 5: Fator K para bocais instalados em cascos cilíndricos (adaptado de [9]).

Tensões	Fator K			
	Plano Longitudinal		Plano Transversal	
	Pontos Internos	Pontos Externos	Pontos Internos	Pontos Externos
circunferenciais (σ_n)	3,1	1,2	1	2,1
longitudinais (σ_t)	-0,2	1	-0,2	2,6
radiais (σ_r)	-t/R	0	-t/R	0
intensidade (σ)	3,3	1,2	1,2	2,6

A Equação 7 abaixo define o cálculo da tensão atuante nos bocais instalados no casco cilíndrico do equipamento:

$$S_a = \frac{KPR}{t} \quad (7)$$

Em ambos os casos, t é a espessura nominal do casco ou tempo sem considerar qualquer acréscimo de espessura devido a reforços (FALCÃO, 2002).

Para os bocais 1 e 6 ilustrados na Figura 4, a tensão atuante é calculada pela Equação 6. São considerados os três casos de carregamento de pressão interna para os bocais. Os resultados obtidos são expostos na Tabela 6.

Tabela 6: Tensões atuantes nos bocais instalados nos tampos.

Bocal	Situação	Pressão Interna (MPa)	K		Tensão Atuante (MPa)	
			Pontos Internos	Pontos Externos	Pontos Internos	Pontos Externos
1 e 6	Operação	0,63	2,2	2,0	49	45
	Projeto	0,86	2,2	2,0	67	61
	Teste Hidrostático	1,76	2,2	2,0	137	125

Para os bocais 2, 3, 4 e 5 mostrados na Figura 4, a tensão atuante é calculada pela Equação 7. São considerados os três casos de carregamento de pressão interna para os bocais. Os resultados obtidos para no plano longitudinal são mostrados na Tabela 7 e os obtidos para o plano transversal são mostrados na Tabela 8.

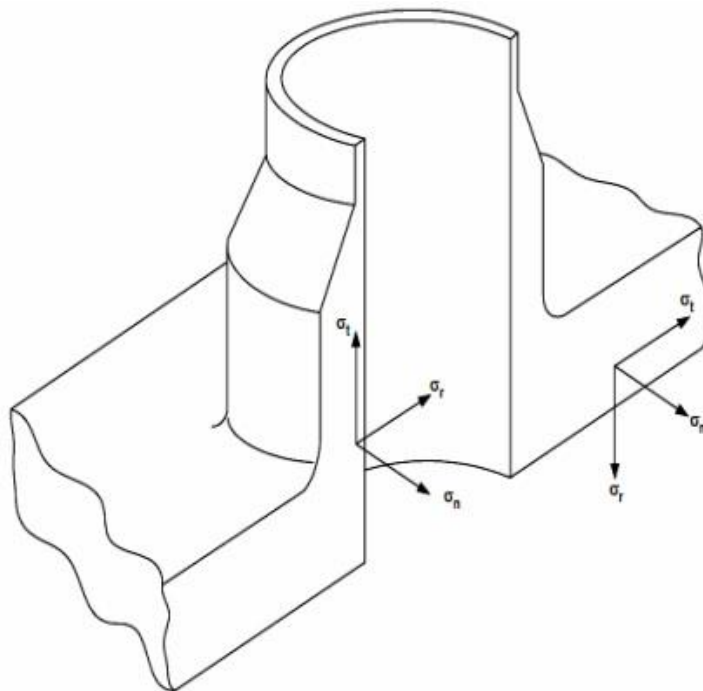
Tabela 7: Tensões atuantes no plano longitudinal nos bocais instalados no casco cilíndrico.

Plano Longitudinal						
Bocal	Situação	Pressão Interna (MPa)	K		Tensão Atuante (MPa)	
			Pontos Internos	Pontos Externos	Pontos Internos	Pontos Externos
2, 3, 4 e 5	Operação	0,63	3,3	1,2	147	54
	Projeto	0,86	3,3	1,2	201	73
	Teste Hidrostático	1,76	3,3	1,2	412	150

Tabela 8: Tensões atuantes no plano transversal nos bocais instalados no casco cilíndrico.

Plano Transversal						
Bocal	Situação	Pressão Interna (MPa)	K		Tensão Atuante (MPa)	
			Pontos Internos	Pontos Externos	Pontos Internos	Pontos Externos
2, 3, 4 e 5	Operação	0,63	1,2	2,6	54	116
	Projeto	0,86	1,2	2,6	73	158
	Teste Hidrostático	1,76	1,2	2,6	150	324

A Figura 6 mostra os pontos internos dos bocais, onde se encontram os valores máximos das tensões atuantes.

**Figura 5:** Direção das componentes de tensão (adaptado de [9]).

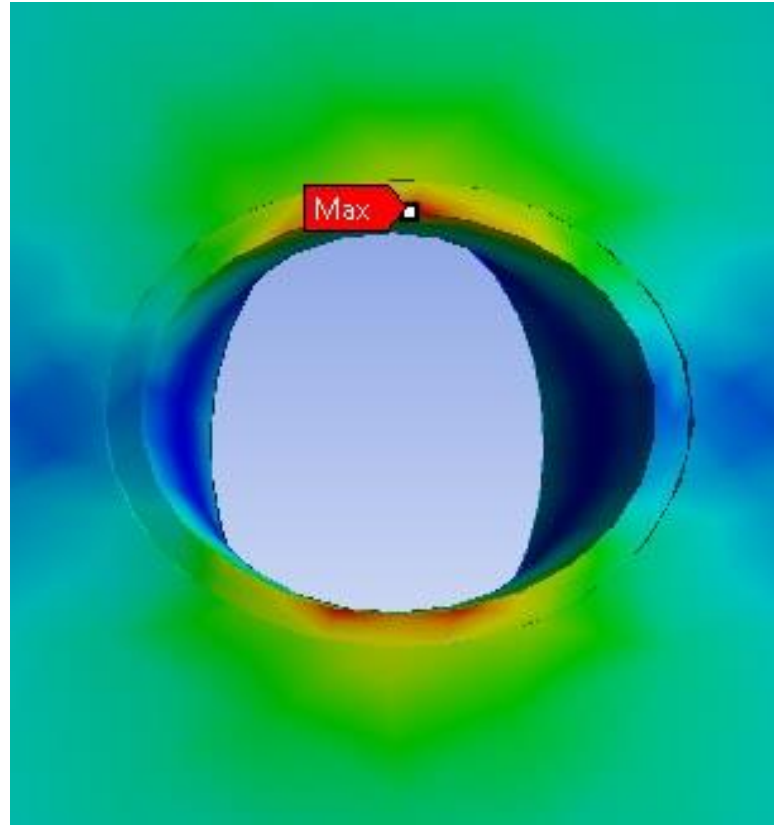


Figura 6: Distribuição de tensões nos pontos internos do bocal.

Capítulo 6

6. Análise Numérica

Foram realizadas simulações através do Método dos Elementos Finitos (MEF) com o objetivo de estudar o comportamento do equipamento quando este é submetido às condições de teste hidrostático. Para obtenção de parâmetros comparativos também foram feitas simulações com os carregamentos de operação e projeto do vaso de pressão.

6.1 Método dos Elementos Finitos

O Método dos Elementos Finitos é uma forma de resolução numérica de um sistema de equações diferenciais parciais com diversas aplicações, sendo uma delas a Mecânica Estrutural, baseado na discretização do domínio. O principal objetivo da aplicação do MEF é transformar um problema complexo em diversos problemas mais simples.

Uma das principais vantagens do MEF é poder ser aplicado em objetos com formas irregulares e compostos por diferentes materiais com condições de contorno variadas [15]. Pode ser aplicado a problemas estacionários e dependentes do tempo e com propriedades não-lineares de material [16].

Diversos softwares CAE utilizam o MEF para solucionar problemas de engenharia, apresentando resultados com boas tolerâncias para suas aplicações. Um dos softwares que utiliza o MEF é o ANSYS, que é utilizado para gerar os resultados do presente trabalho.

6.2 Análise por MEF

Para realização das análises aqui feitas, foi utilizado o software ANSYS Release 15.0, em seu modo interativo, Workbench. O estudo foi realizado através de modelo 3D desenvolvido e apresentado no Capítulo 6.

O modelo 3D criado foi exportado para o ANSYS Workbench Release 15.0, através da interface CAD que o programa possui.

Sendo o carregamento de pressão aplicado lentamente até atingir o seu valor máximo nas três situações estudadas, o tipo de análise escolhido para a realização das simulações foi o Static Structural (estrutural estático). O material foi considerado linear isotrópico, ou seja, com propriedades elásticas idênticas em todas as direções.

6.2.1 Malha

Um dos fatores de maior importância em uma simulação pelo MEF é a escolha da densidade da malha utilizada e a convergência dos parâmetros estudados.

Uma malha densa e refinada tende a gerar resultados mais precisos, porém pode requerer muito recurso computacional e demandar longos tempos de análise. Uma maneira de otimizar o tempo de análise, mantendo boa confiabilidade dos resultados, é o teste de convergência da malha.

Para a análise de convergência realizada neste trabalho, os parâmetros da malha, como relevância e refinamento nas proximidades de mudança de geometria, foram sendo modificados até a observação da estabilização dos resultados obtidos. Foram testadas oito malhas, com aumento gradativo do número de elementos e nós gerados, até a constatação da tendência de estabilização das tensões máximas obtidas atuando no bocal 2. A Tabela 9 apresenta os parâmetros das malhas testadas.

Tabela 9: Teste de Convergência de Malha.

Malha	Elementos	Nós	Tensões Máximas Obtidas (MPa)	
			Von Mises	Rankine
1	16415	52683	160,24	152,69
2	25215	74365	159,01	155,42
3	28577	80640	161,49	156,31
4	35782	103313	163,24	155,52
5	43074	136211	165,6	155,91
6	54528	140618	165,56	156,7
7	73862	162288	165,82	156,86
8	78097	190249	165,84	156,89

A Figura 7 abaixo apresenta um gráfico com a tendência dos resultados obtidos para a análise baseada na Tensão Equivalente (Von Mises)¹.

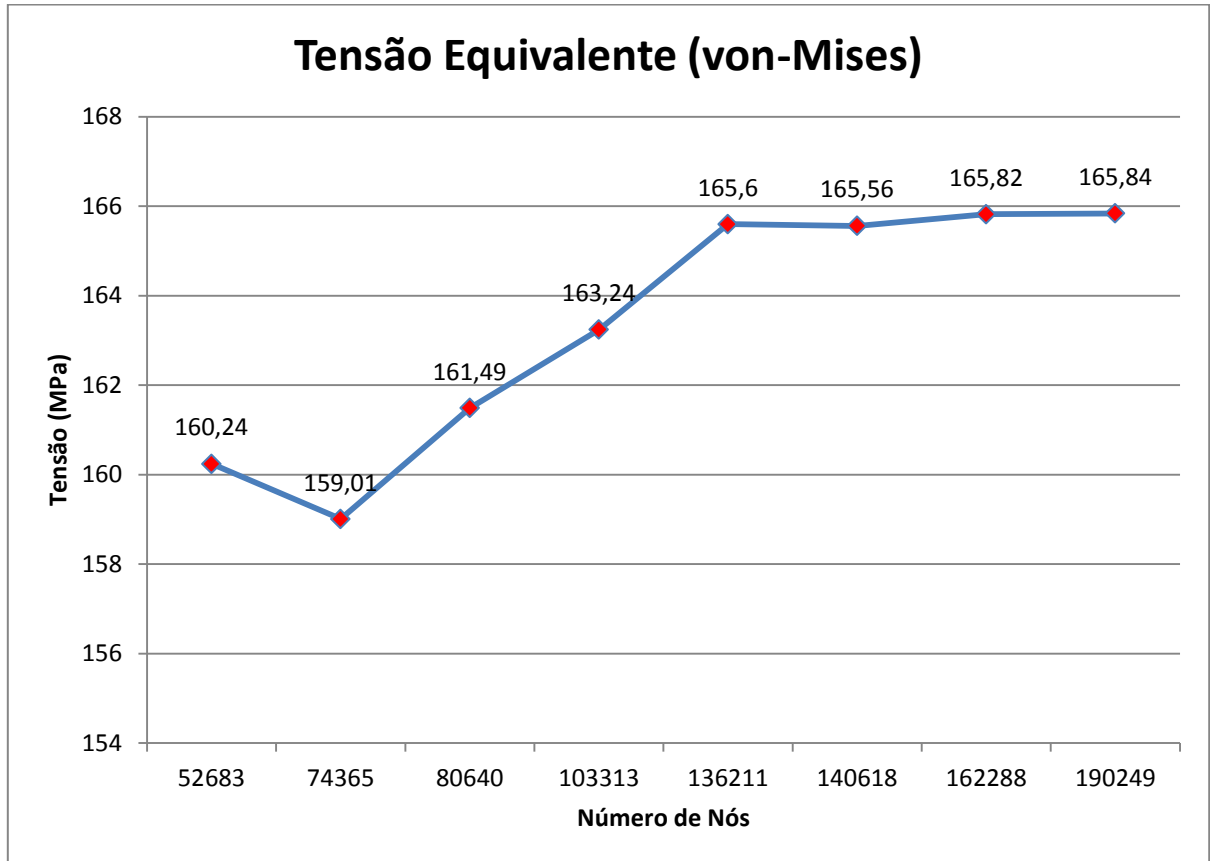


Figura 7: Tendência de estabilização dos resultados para as diversas malhas testadas (Tensão Equivalente).

A Figura 8, a seguir, apresenta um gráfico com a tendência dos resultados obtidos para a análise baseada na Tensão Principal Máxima (Rankine)².

¹ 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 [17].

² A teoria da tensão normal máxima, ou Critério de Rankine, estabelece que um material falha quando a tensão principal máxima atinge um valor limite igual ao limite de resistência que o material suporta quando submetido a tração simples [17].

Observada a estabilização dos resultados obtidos, a malha escolhida para o desenvolvimento das simulações é aquela que contém 78097 elementos e 190249 nós. Os elementos gerados são hexaédricos, como mostra a Figura 9.

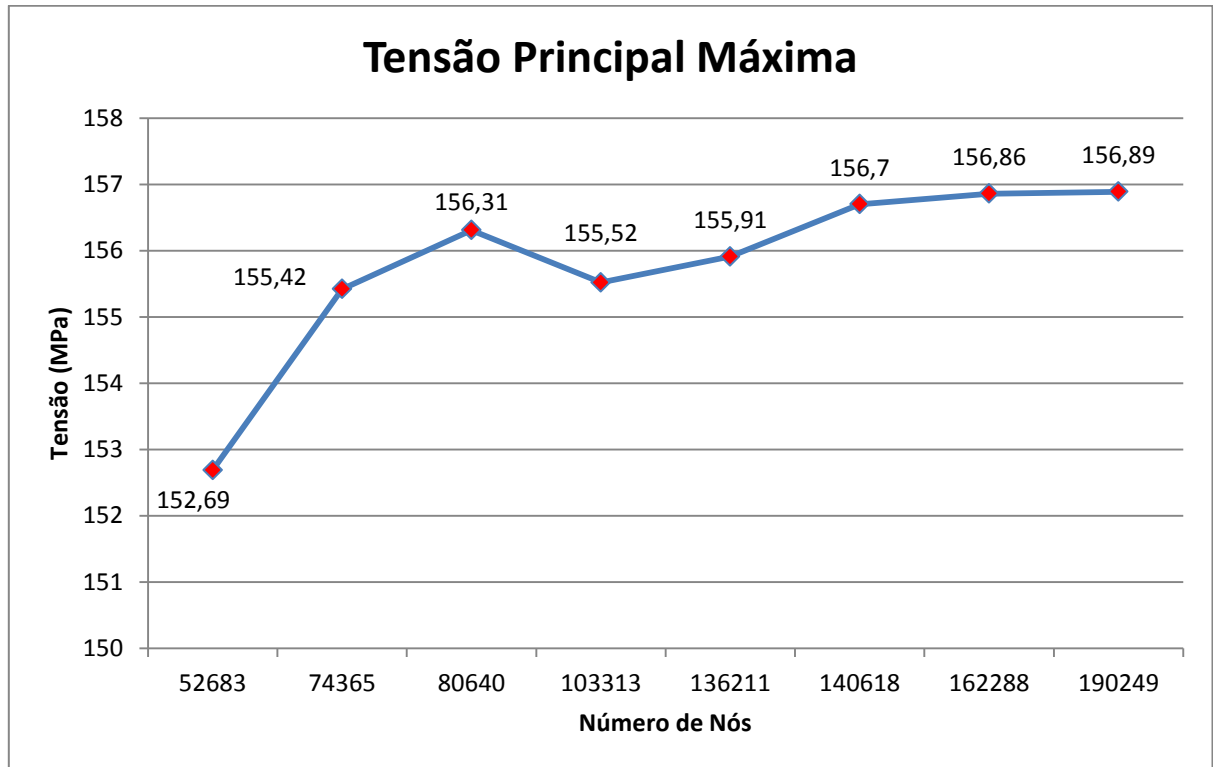


Figura 8: Tendência de estabilização dos resultados para as diversas malhas testadas (Tensão Principal Máxima).

Os elementos hexaédricos possuem três graus de liberdade, correspondentes às translações nos eixos X, Y e Z. Este tipo de elemento apresenta como características plasticidade, fluência, enrijecimento, deflexão e grandes capacidades de deformação (ANSYS, 2014)[18]. A Figura 10 mostra um exemplo destes tipos de elementos.

Os valores obtidos para as tensões nas malhas testadas atuam nos pontos internos do bocal 2, cuja localização é mostrada na Figura 4. O detalhe da distribuição destas tensões foi anteriormente mostrado na Figura 6.

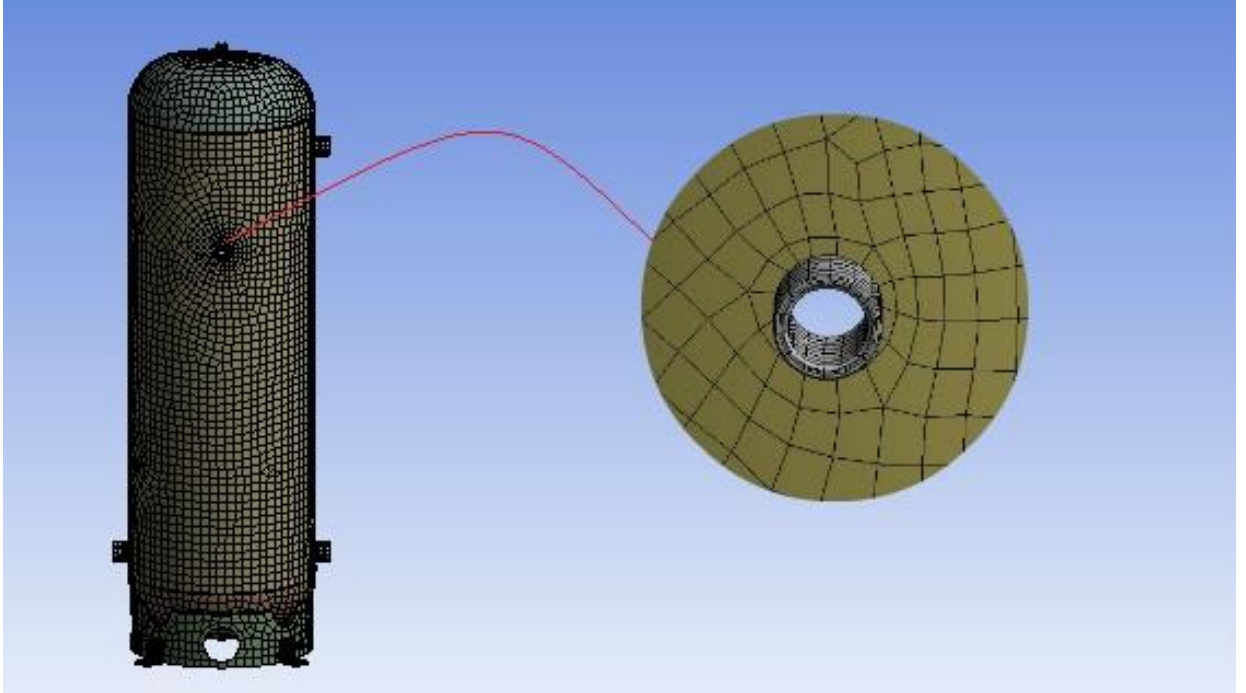


Figura 9: Malha gerada com detalhe para o refinamento na região de descontinuidade geométrica.

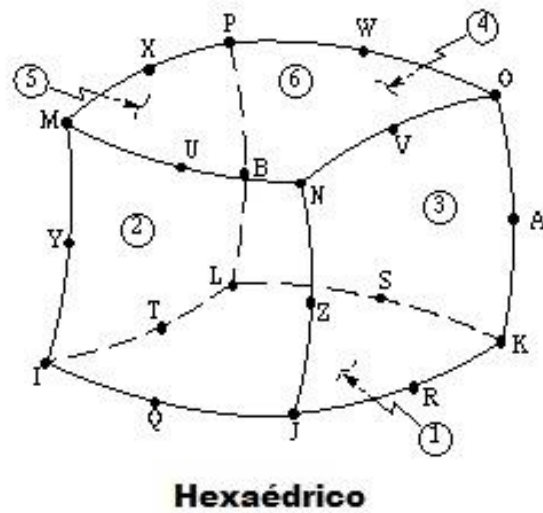


Figura 10: Elementos finitos hexaédrico e tetraédrico (adaptado de [18]).

6.2.2 Carregamentos e Condições de Contorno

Foram consideradas três condições nas análises: operação, projeto e teste hidrostático. Para as condições de operação e projeto, somente a pressão interna de cada caso foi considerada. Na condição de TH, além da P_{th} , foram considerados também a pressão hidrostática da água e aplicada uma condição térmica ao equipamento com a temperatura mínima do fluido, 15°C .

Para todos os casos, a condição de contorno de suporte fixo foi aplicada à saia do equipamento, visto que o vaso é fixado ao chão, com o uso de chumbadores, através da saia. Deste modo, o suporte do vaso fica com todos os seus graus de liberdade de rotação e translação restritos. O peso próprio foi desconsiderado em todas as análises devido à sua baixa ordem de grandeza diante dos resultados.

As Figuras 11 e 12 mostram as condições de contorno e os carregamentos aplicados ao reservatório de ar comprimido nas situações de operação e de projeto, respectivamente.



Figura 11: Carregamento e condição de contorno aplicada em condição de operação.

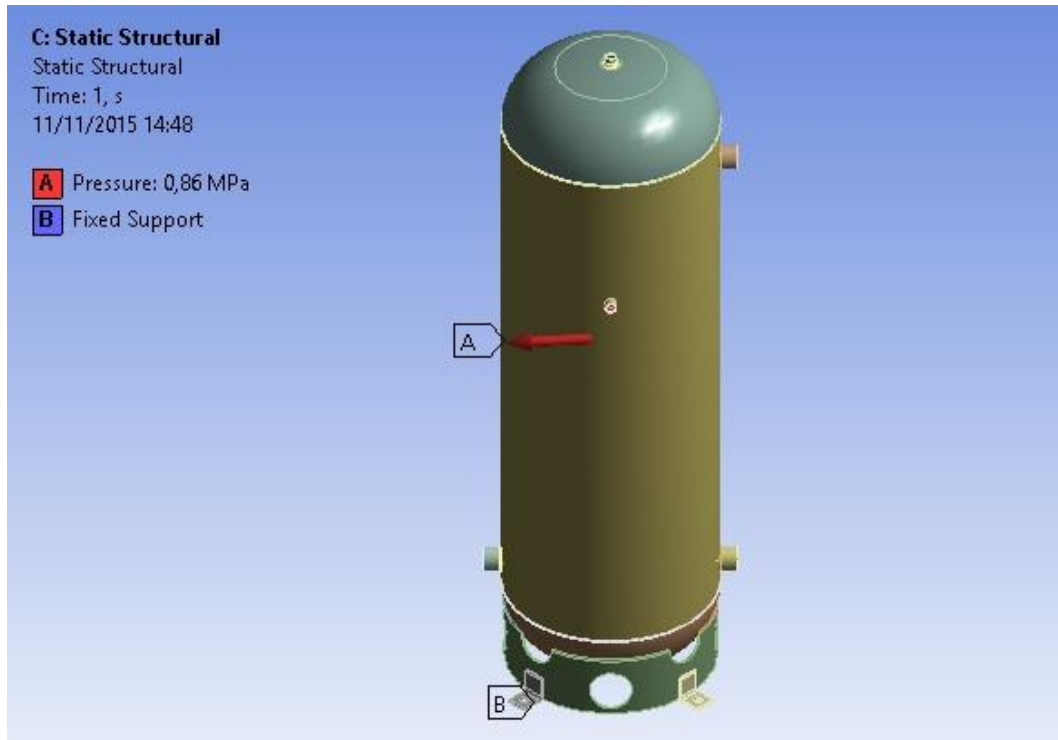


Figura 12: Carregamento e condição de contorno aplicada em condição de projeto.

A Figura 13 mostra os carregamentos e a condição de contorno aplicadas ao modelo, em condição de teste hidrostático.



Figura 13: Carregamento e condição de contorno aplicada em condição de teste hidrostático.

As Figuras 14 e 15 ilustram o carregamento devido à pressão hidrostática da água na realização do TH e a condição térmica imposta ao equipamento pela temperatura do fluido de teste, respectivamente.

A pressão hidrostática é aquela oriunda do peso da coluna de água, que varia com a altura do ponto do fluido considerado, com a aceleração da gravidade e com o peso específico da água.

Esta pressão será máxima no fundo do vaso, já que o ponto de referência da altura da coluna de líquido é a superfície deste.

Apesar de ser considerada neste trabalho, a pressão hidrostática tem ordem de grandeza desprezível diante da pressão aplicada ao fluido no teste hidrostático (P_{th}).

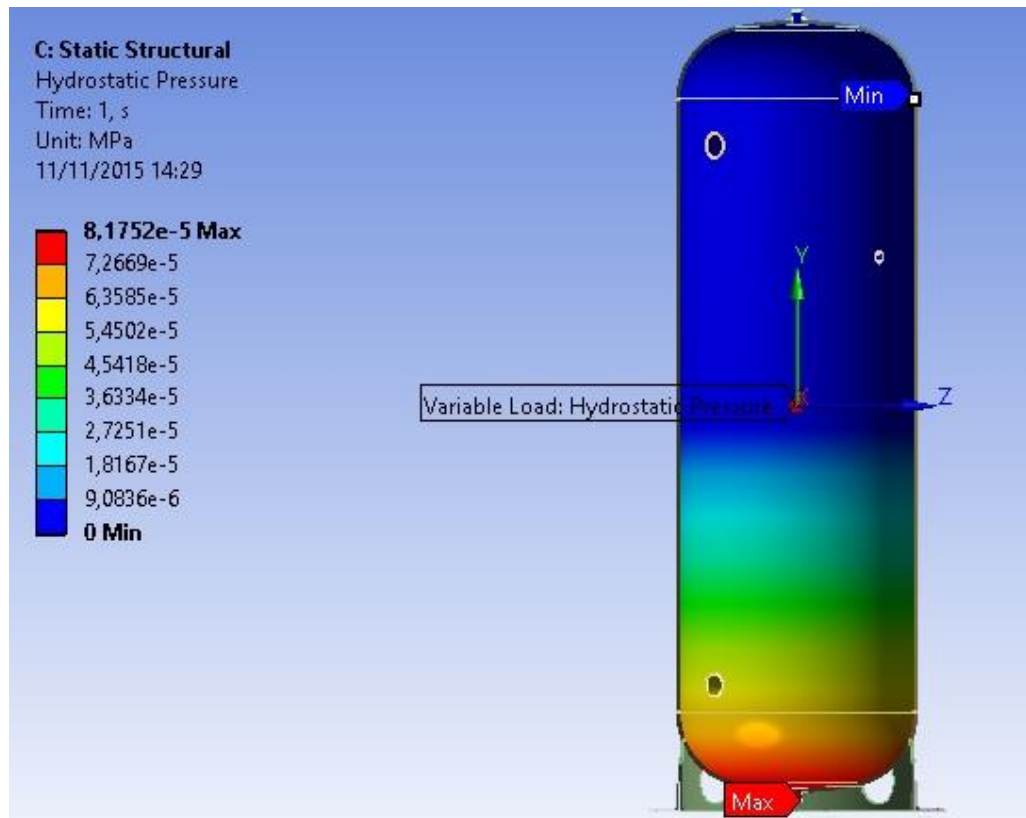


Figura 14: Pressão Hidrostática aplicada ao modelo.



Figura 15: Condição Térmica aplicada ao modelo.

Capítulo 7

7. Resultados Obtidos

Neste capítulo serão mostrados e discutidos os resultados das análises realizadas pelo Método dos Elementos Finitos.

7.1 Solução das Análises

Após modelagem 3D e numérica, as soluções para Tensão Equivalente (von-Mises) e para Tensão Principal Máxima foram solicitadas através do comando Solve do ANSYS Workbench Release 15.0.

Os resultados obtidos das análises feitas para Tensão Equivalente serão comparados entre si com o intuito de ilustrar o acréscimo de solicitação ao qual o modelo é submetido conforme variam as condições estudadas. Esta escolha é devida ao fato de o Critério da Máxima Energia de Distorção ser mais apropriado para materiais dúcteis [17].

A Figura 16 mostra o resultado da análise para Tensão Equivalente obtido na condição de operação.

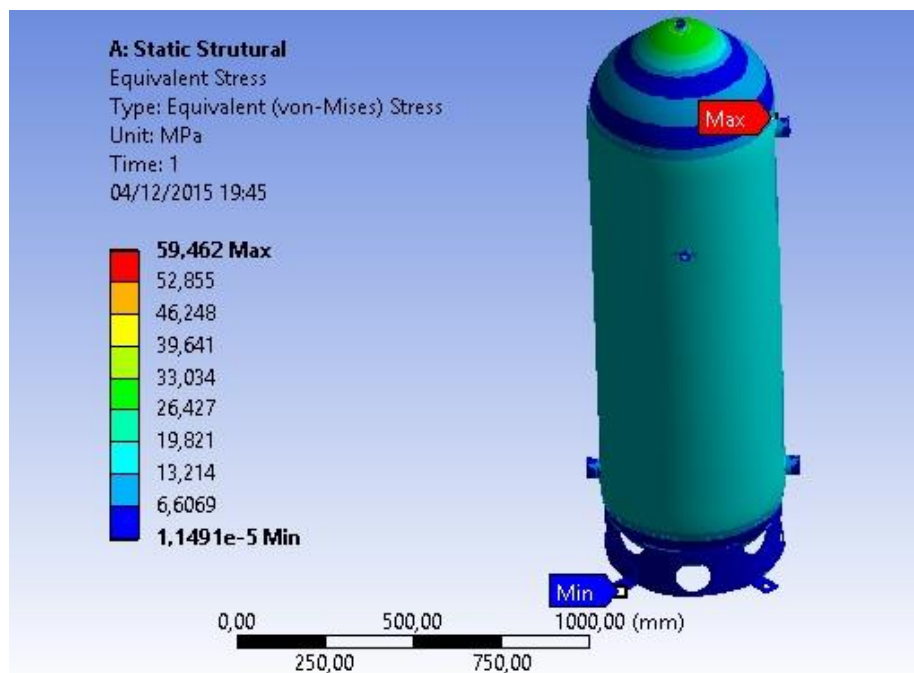


Figura 16: Distribuição de tensões no vaso na condição de operação (Tensão Equivalente).

Pode-se observar que o valor de tensão obtido nas regiões do casco cilíndrico afastadas de discontinuidades é de 26,427 MPa. A tensão no entorno do bocal instalado neste componente tem o valor de 33,034 MPa. O maior valor de tensão (59,462 MPa) é encontrado no bocal superior instalado no casco, mostrado em detalhe na Figura 17.

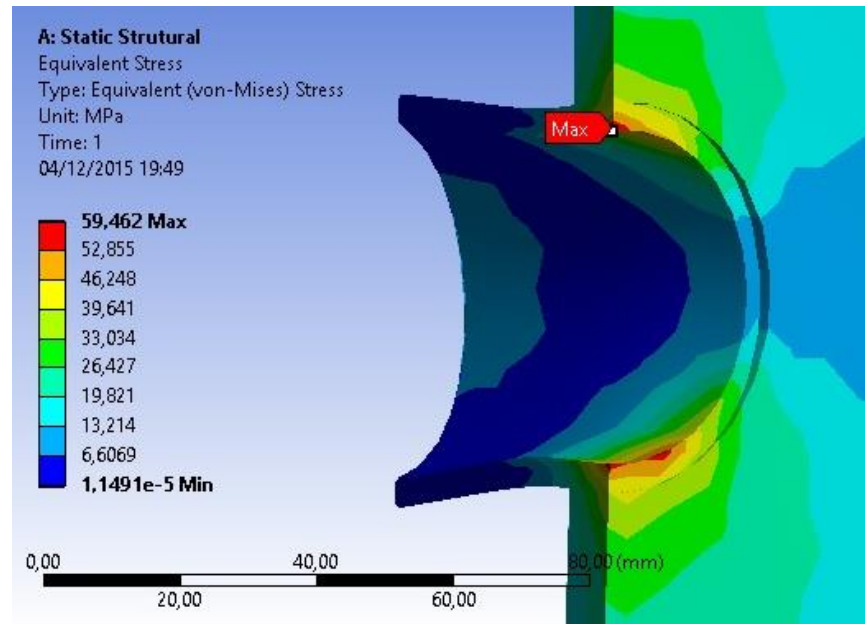


Figura 17: Distribuição de tensões na abertura do bocal na condição de operação (Tensão Equivalente).

A Figura 18 mostra o resultado da análise para Tensão Equivalente obtido na condição de projeto.

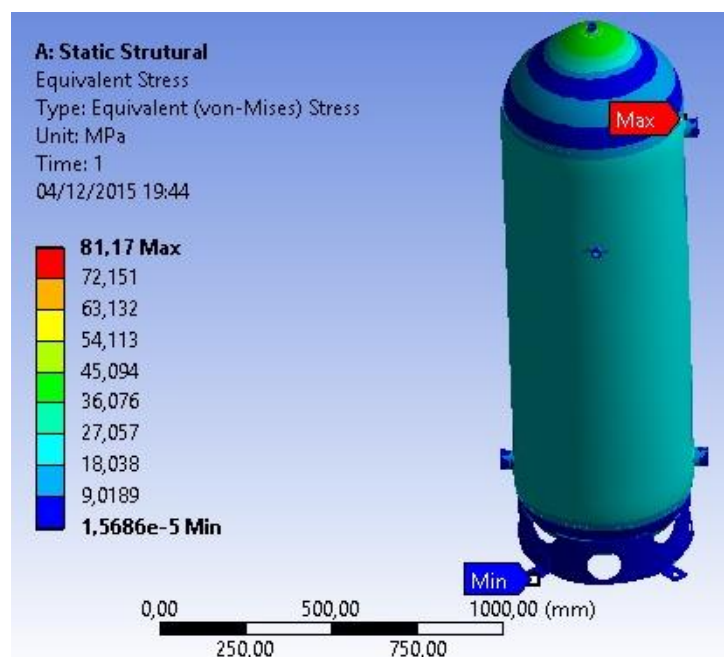


Figura 18: Distribuição de tensões no vaso na condição de projeto (Tensão Equivalente).

Observa-se que o valor de tensão obtido no casco cilíndrico, longe das aberturas de bocal, é 36,076 MPa. A tensão atuante no tampo apresenta valores mais altos no entorno do bocal instalado neste componente. Este valor é de 45,094 MPa. O maior valor de tensão no equipamento é 81,117 MPa, e é encontrado no bocal superior instalado no casco. Um corte feito no modelo mostra o detalhe na Figura 19.

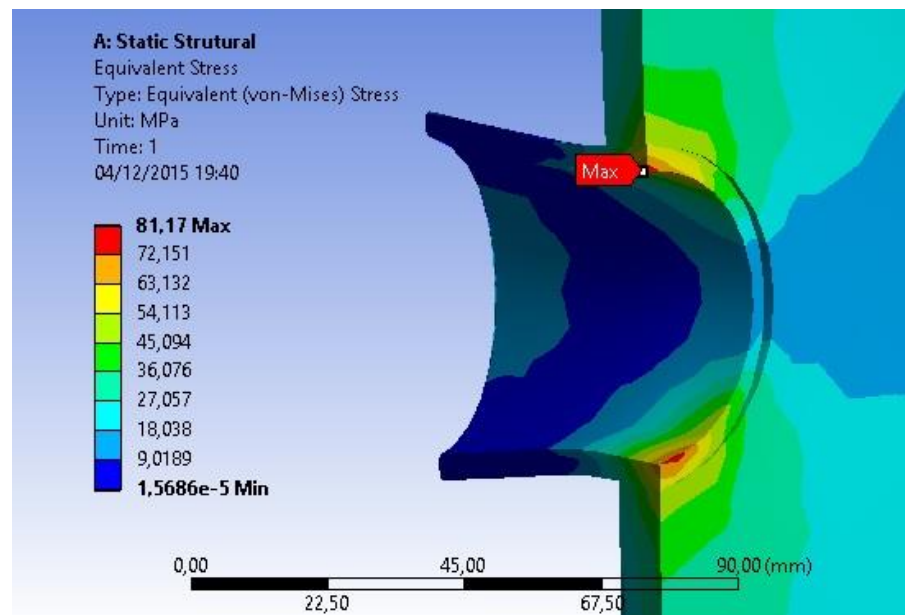


Figura 19: Distribuição de tensões na abertura do bocal na condição de projeto (Tensão Equivalente).

A Figura 20 mostra o resultado da análise para Tensão Equivalente obtido na condição de teste hidrostático.

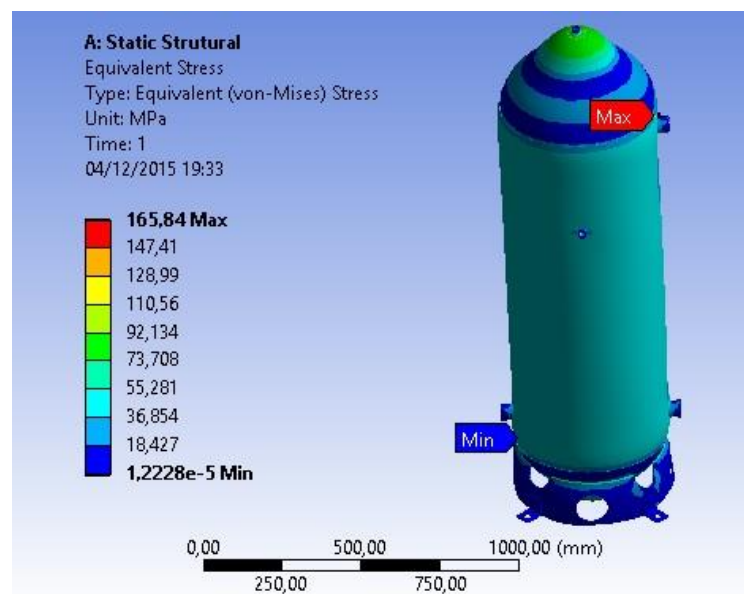


Figura 20: Distribuição de tensões no vaso na condição de teste hidrostático (Tensão Equivalente).

O valor de tensão obtido nas regiões afastadas de discontinuidades no casco cilíndrico é 73,708 MPa. A tensão no tampo elíptico atinge valores mais altos no domo superior, ao redor do bocal instalado neste componente e tem o valor de 92,134 MPa. A máxima tensão no equipamento está no bocal superior do casco cilíndrico e vale 165,84 MPa, como mostra a Figura 21.

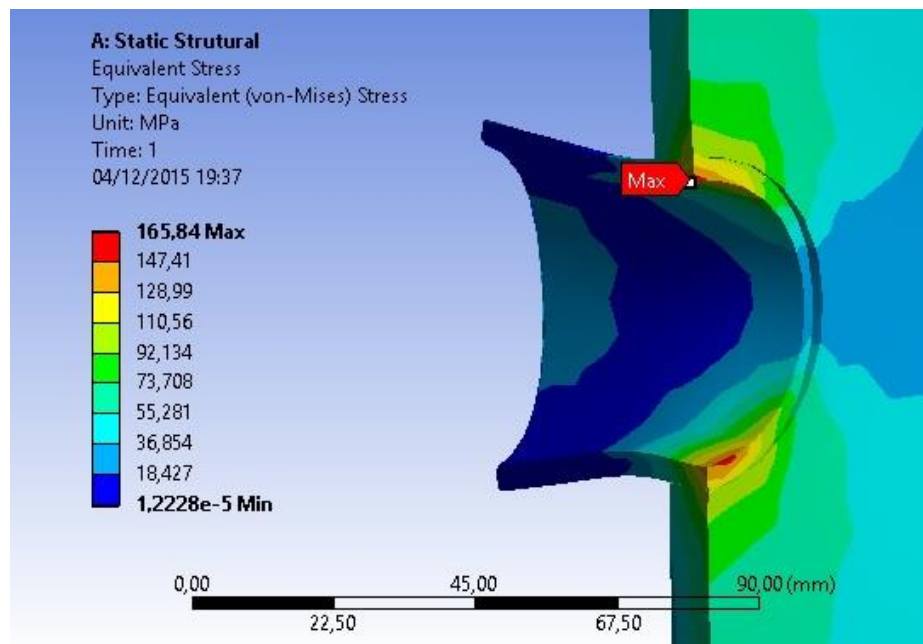


Figura 21: Distribuição de tensões na abertura do bocal na condição de teste hidrostático (Tensão Equivalente).

Os resultados obtidos para as três situações permitem analisar que as tensões atuantes no reservatório de ar comprimido ultrapassam em mais de 51% as tensões do vaso nas condições de projeto. Quando comparados com o vaso em operação, os resultados ultrapassam em 64% as tensões desenvolvidas.

Observa-se ainda que em condição de TH a tensão admissível do material é ultrapassada em diversas regiões do equipamento. Porém, para a realização de teste hidrostático esta situação pode ser admitida com segurança razoável pelo fato deste ser realizado sempre uma única vez, durante pouco tempo, com vaso novo (FALCÃO, 1996).

Apesar das altas tensões desenvolvidas pelos carregamentos impostos na condição de TH, a máxima tensão atuante no equipamento atinge 81,5% da tensão de escoamento do material. Segundo DONATO (2007) estas tensões poderiam atingir até 90% de S_y e, sendo assim, o resultado encontra-se dentro do esperado e a realização do teste é segura.

Vale ressaltar, porém, que existem pontos negativos em impor solicitações tão altas ao equipamento. Algumas pequenas falhas de fabricação, como trincas, podem começar a propagar sob as altas solicitações de um TH.

Além disso, a existência de obrigatoriedade de testes periódicos em alguns países, como no caso do Brasil, pode expor o equipamento a riscos ainda mais elevados, visto que durante sua vida útil este pode perder espessura, apresentar trincamentos, ter sua tenacidade reduzida, entre outros fatores que induzem mais riscos quando da aplicação de THs posteriores ao TH inicial ou de fabricação.

Outro fator de destaque é a temperatura da água utilizada no teste. Como existem tensões localizadas que atingem altos valores, é de extrema importância que a temperatura da água nunca esteja abaixo da mínima recomendada, para evitar a diminuição da tenacidade e possíveis distorções e falhas do equipamento testado.

7.2 Comparação com a Norma

Apesar de ser usado para materiais frágeis, o critério de falha adotado pela ASME Seção VIII Divisão 1 é a Teoria da Tensão Normal Máxima. O parágrafo UG-23 desta norma estabelece que a espessura de um vaso dimensionado por ela deve ser tal que, para qualquer combinação de carregamentos que induzam tensões primárias e são esperados de ocorrer simultaneamente durante operação normal do vaso, a tensão principal máxima de membrana induzida não exceda a tensão máxima admissível do material (ASME, 2010).

Desta maneira, os resultados das análises para Tensão Principal Máxima serão aqui comparados aos obtidos no Capítulo 6 através das equações fornecidas pelo código de projeto.

A Figura 22 ilustra o resultado da análise para a condição de operação.

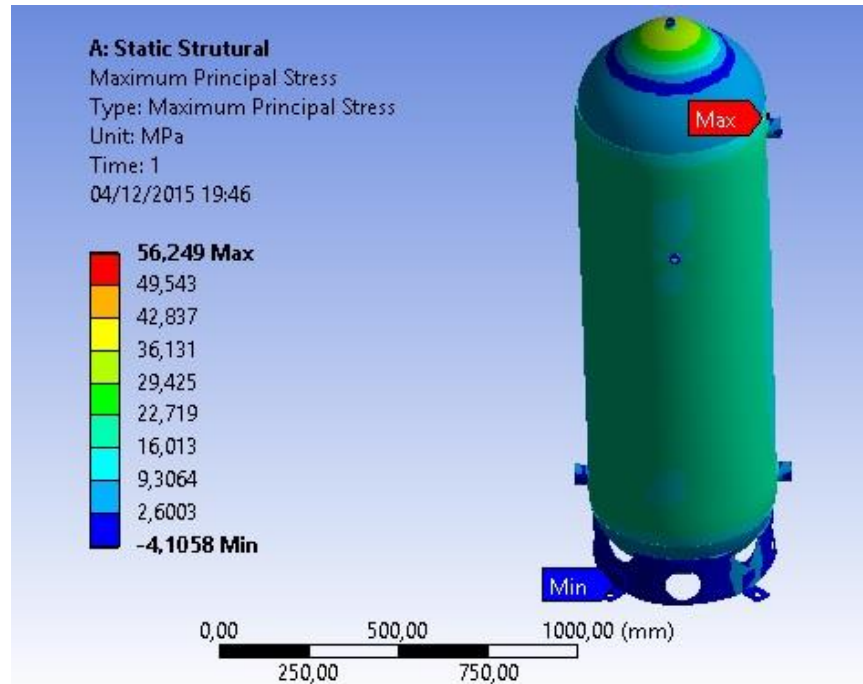


Figura 22: Distribuição de tensões no vaso na condição de operação (Tensão Principal Máxima).

Pode-se observar que o valor de tensão obtido nas regiões afastadas de aberturas do casco cilíndrico é de 22,719 MPa. A tensão atuante na periferia do bocal do tampo tem o valor de 42,873 MPa. O maior valor de tensão é 56,249 MPa, encontrado no bocal superior instalado no casco e mostrado em detalhe na Figura 23.

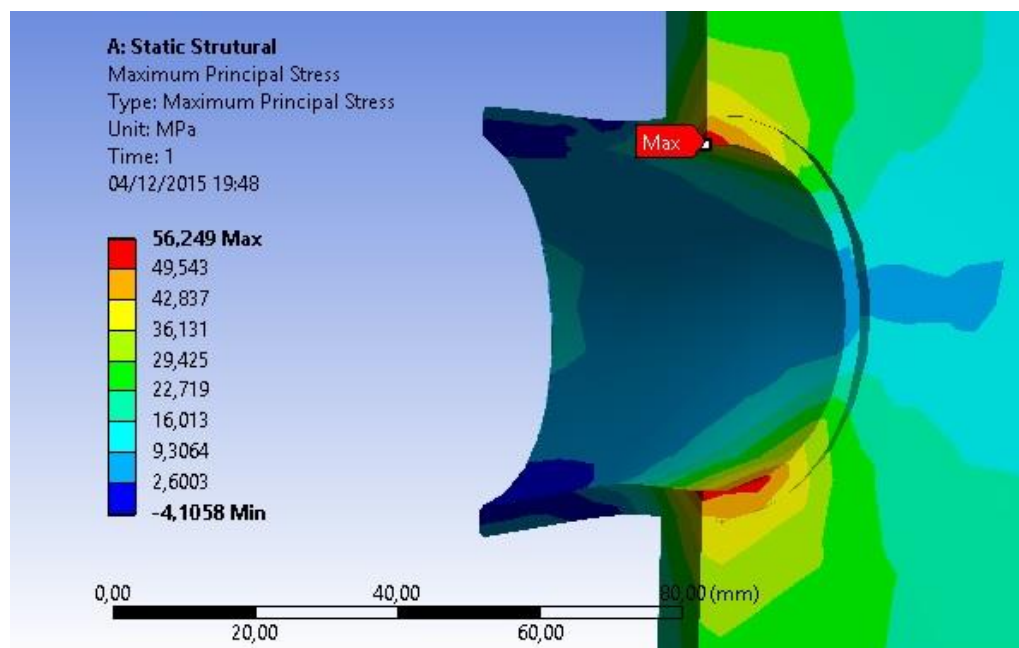


Figura 23: Distribuição de tensões na abertura do bocal na condição de operação (Tensão Principal Máxima).

A Figura 24 mostra o resultado da análise para Tensão Principal Máxima obtido na condição de projeto.

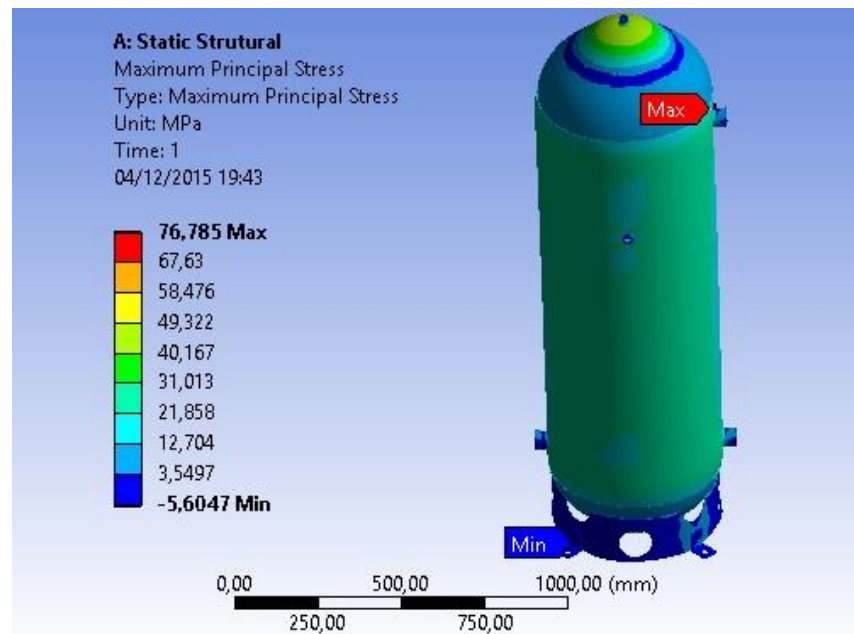


Figura 24: Distribuição de tensões no vaso na condição de projeto (Tensão Principal Máxima).

O valor de tensão obtido no casco cilíndrico é 31,013 MPa, considerando as regiões distantes de descontinuidades. A tensão atuante no tampo, ao redor do bocal, é 58,476 MPa. A maior tensão obtida no equipamento é 76,785 MPa e é encontrada no bocal superior instalado no casco. Um plano de corte criado no modelo possibilita um detalhe da região, mostrado na Figura 25.

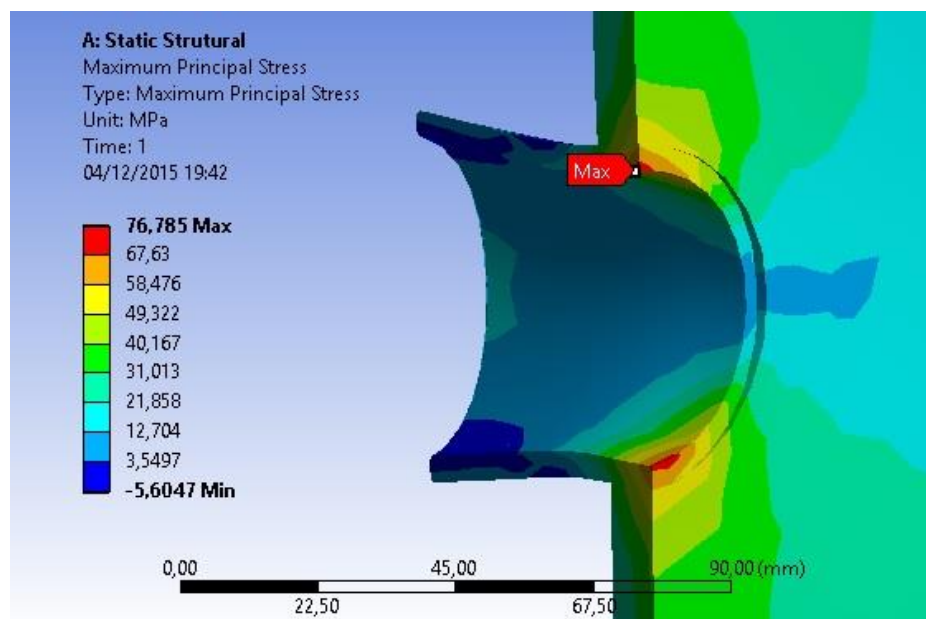


Figura 25: Distribuição de tensões na abertura do bocal na condição de projeto (Tensão Principal Máxima).

A Figura 26 mostra o resultado da análise para Tensão Principal Máxima obtido na condição de teste hidrostático.

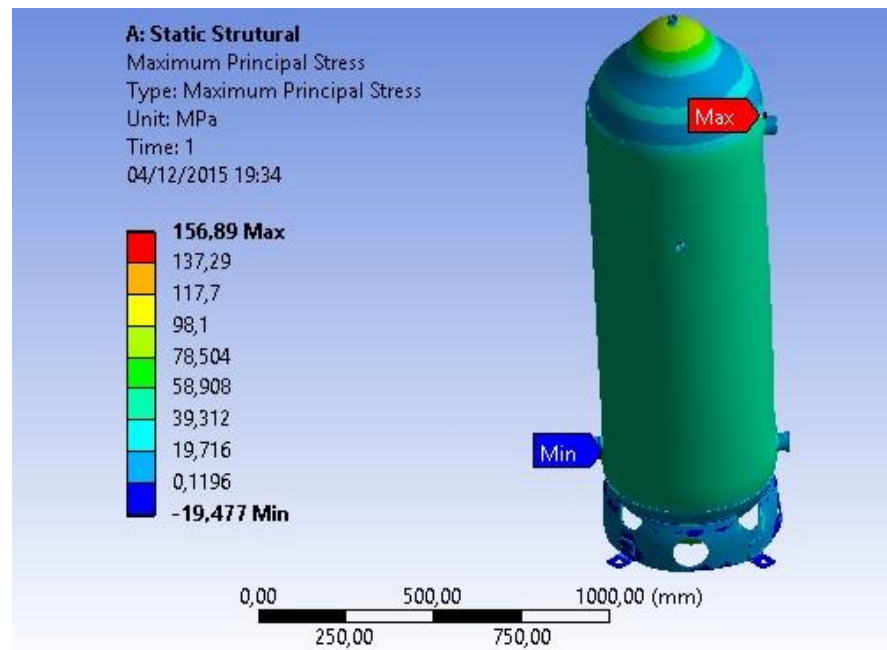


Figura 26: Distribuição de tensões no vaso na condição de teste hidrostático (Tensão Principal Máxima).

O valor de tensão obtido para as regiões afastadas de aberturas no casco cilíndrico é 58,908 MPa. A tensão atuante no entorno do bocal do topo tem o valor de 117,7 MPa. A máxima tensão no equipamento está no bocal superior do casco cilíndrico e vale 156,89 MPa, como mostrado na Figura 27.

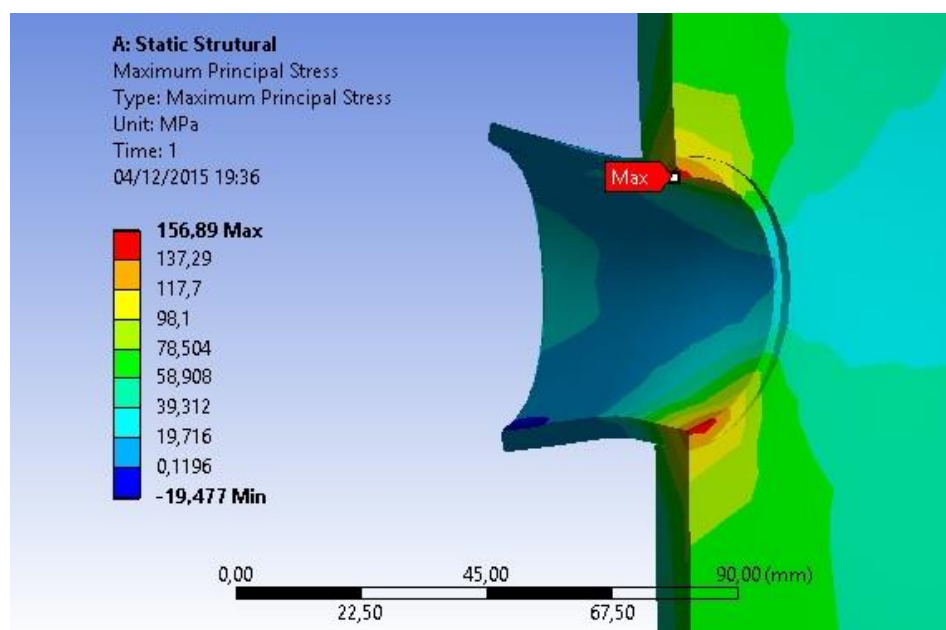


Figura 27: Distribuição de tensões na abertura do bocal na condição de teste hidrostático (Tensão Principal Máxima).

Comparando os resultados obtidos numericamente com os anteriormente calculados para as tensões atuantes no casco e nos tampos, mostrados na Tabela 2 e na Tabela 3, respectivamente, verifica-se que as tensões no casco cilíndrico obtidas por MEF são correspondentes a aproximadamente 40% do valor calculado pela norma. Já as tensões numericamente obtidas para o tampo correspondem a 90% do valor daquelas calculadas e expostas no Capítulo 6. A Tabela 10 agrupa os resultados obtidos pela norma e numericamente para as tensões no casco. Para uma melhor avaliação dos resultados, as tensões equivalentes de Von-Mises³ calculadas pelo método analítico também são mostradas. A Tabela 11 mostra os resultados obtidos para os tampos. A Tabela 12 apresenta os resultados máximos obtidos para os três casos, todos atuando nos pontos internos do bocal 2 (Figura 4).

Os resultados obtidos condizem com os esperados, visto que os cálculos pela norma são bastante conservativos. Em virtude da grande diferença encontrada nos resultados de tensões no casco cilíndrico obtidos pelos dois métodos, pode-se sugerir um estudo para a diminuição da espessura da parede do corpo cilíndrico do vaso.

As tensões nos bocais obtidas numericamente também são menores em todos os casos estudados, confirmando o caráter conservativo do fator de concentração de tensões (Fator K) utilizado pela norma.

Tabela 10: Tensões obtidas pelos métodos analítico e numérico para o casco cilíndrico.

	Tensões Atuantes				
	Norma		Analítico	Numérico	
	σ_t	σ_n	σ_{eq}	σ_{eq}	σ_{mp}
Operação	53 MPa	26 MPa	39 MPa	26,4 MPa	22,7 MPa
Projeto	72 MPa	36 MPa	53 MPa	36,0 MPa	31,0 MPa
Teste Hidrostático	147 MPa	73 MPa	108 MPa	73,7 MPa	58,9 MPa

³ A Tensão Equivalente de Von Mises pode ser calculada pela relação $\sigma_{eq} = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2} \right]^{0,5}$, onde σ_1 , σ_2 e σ_3 , são as tensões principais [14].

Tabela 11: Tensões obtidas pelos métodos analítico e numérico para o tampo elíptico.

	Tensões Atuantes		
	Norma	Numérico	
	σ_n	σ_{eq}	σ_{mp}
Operação	45 MPa	33,0 MPa	42,9 MPa
Projeto	61 MPa	45,1 MPa	58,5 MPa
Teste Hidrostático	125 MPa	92,1 MPa	117,7 MPa

Tabela 12: Tensões obtidas pelos métodos analítico e numérico para o bocal crítico.

	Tensões Atuantes		
	Norma	Numérico	
	σ_n	σ_{eq}	σ_{mp}
Operação	147 MPa	59,5 MPa	56,2 MPa
Projeto	201 MPa	81,1 MPa	76,8 MPa
Teste Hidrostático	412 MPa	165,8 MPa	156,9 MPa

Capítulo 8

8. Conclusão

O TH é uma ferramenta importante, capaz de detectar vazamentos e verificar a integridade de um vaso de pressão antes deste entrar em operação. A aplicação do TH possibilita impor solicitações muito severas ao equipamento, porém mantendo-o exposto – no máximo – a escoamentos e distorções localizadas, o que pelas condições e tempo de teste é considerado aceitável dentro dos padrões de segurança.

Ressalta-se, entretanto, que há grande possibilidade de falha – até mesmo catastrófica – do vaso caso os parâmetros de teste não sejam cuidadosamente respeitados. A pressão de teste hidrostático deve ser a maior possível, porém sempre deve respeitar a segurança do componente mais fraco do vaso. Atenção especial também deve ser dada à temperatura, pois testes realizados em temperaturas abaixo do recomendado podem ter como consequência a mudança de propriedades do material, podendo resultar em falha o material.

É necessário também conhecer as condições reais do vaso, principalmente nos THs periódicos, através de inspeções. Um material que contenha um defeito ou esteja sob ação de um mecanismo de dano representa grande perigo ao ser submetido às solicitações de um teste hidrostático. As elevadas pressões e o trabalho próximo do escoamento podem, por exemplo, causar a propagação de uma trinca pré-existente.

No caso de detecção de algum mecanismo que represente risco, um método alternativo de avaliação do equipamento deve ser adotado, sabendo que a falha de um equipamento de risco, como um vaso de pressão, pode representar prejuízo material e humano.

8.1 Trabalhos Futuros

Sugere-se aqui alguns temas para trabalhos futuros, decorrentes de situações encontradas durante este estudo:

- Análise dos Efeitos da Propagação de Falha em Teste Hidrostático por MEF

- Análise da Viabilidade de TH periódico em Vasos de Pressão com Perda de Espessura
- Estudo de Técnicas de Avaliação de Integridade Alternativas ao Teste Hidrostático

9. Referências Bibliográficas

- [1] ASME - American Society of Mechanical Engineers, **Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII Division 1**. New York, 2010.
- [2] TELLES, Pedro Carlos da Silva; **Vasos de Pressão**, 2ª ed. Rio de Janeiro, LTC, 1996.
- [3] QADIR, Manzoor; **Stress and Fatigue Analysis of Pressurised Vessel-Nozzle Intersections With And Without Local Wall Thinning**, University of Otawwa, Canada, 2008.
- [4] FURINI, Adriano; **Avaliação da Aplicabilidade do Teste Hidrostático em Vasos de Pressão Visando a Garantia da Integridade**, Universidade do Vale do Paraíba, São José dos Campos, 2012.
- [5] API 579, **API 579-1/ASME FFS-1 – Fitness For Service**, June, 2007.
- [6] IECKER, T. D.; **Análise de Tensões em Vasos de Pressão através do Método dos Elementos Finitos**, Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, Rio de Janeiro, 2014.
- [7] ASME - American Society of Mechanical Engineers, **Boiler and Pressure Vessel Code, Section II Part D**. New York, 2010.
- [8] ASME - American Society of Mechanical Engineers, **ASME B.16.5 – Pipe Flanges and Flanged Fittings**. New York, 2013.
- [9] ASME - American Society of Mechanical Engineers, **Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII Division 9**. New York, 2010.
- [10] NORMA. NR-13, **Norma Regulamentadora nº 13 – Caldeiras e Vasos de Pressão**, Brasil, 28 de abril de 2014, Ministério do Trabalho e Emprego, Governo Federal.

- [11] DONATO, G. V. P.; **Apostila de Vasos de Pressão**, Programa de Formação Universidade Petrobras, 2007.
- [12] **FARGON – Engenharia e Indústria**. [online] Disponível na Internet via WWW. URL: http://www.fargon.com.br/lay_out.htm/. Acesso em outubro de 2015.
- [13] **Compressor World – The Online Air Compressor Superstore**. [online] Disponível na Internet via WWW. URL: <http://www.compressorworld.com/1550-gallon-vertical-air-tank-rated-for-165-psi-with-skirt.html#sthash.EyeeT9kB.dpbs>. Acesso em outubro de 2015.
- [14] FALCÃO, C.; **Vasos de Pressão e Trocadores de Calor Casco e Tubos**, 2002.
- [15] MARTHA, L. F.; **Notas de Aula do Curso CIV 2118 – Método dos Elementos Finitos**, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro – PUC Rio, 1994.
- [16] SEGERLIND, L. J.; **Applied Finite Element Analysis**, 2^a ed, John Wiley & Sons, 1984.
- [17] HIBBELER, R. C.; **Resistência dos Materiais**, 7^a ed. São Paulo, Pearson, 2010.
- [18] ANSYS, Inc.; **ANSYS 15.0 Help**, 2014.