



UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA METALÚRGICA E DE MATERIAIS
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA METALÚRGICA

MILENA PEIXOTO RODRIGUES

DESEMPENHO E SEGURANÇA DE CILINDROS DE PRESSÃO TIPO 4 PARA
ARMAZENAMENTO DE HIDROGÊNIO: UMA ABORDAGEM DE
SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

FORTALEZA

2025

MILENA PEIXOTO RODRIGUES

DESEMPENHO E SEGURANÇA DE CILINDROS DE PRESSÃO TIPO 4 PARA
ARMAZENAMENTO DE HIDROGÊNIO: UMA ABORDAGEM DE SIMULAÇÃO
COMPUTACIONAL

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao Curso de Graduação em
Engenharia Metalúrgica do Centro de
Tecnologia da Universidade Federal do
Ceará, como requisito parcial à obtenção
do grau de bacharel em Engenharia
Metalúrgica.

Orientador: Prof. Dr. Enio Pontes de
Deus

FORTALEZA

2025

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Sistema de Bibliotecas
Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

R614d Rodrigues, Milena Peixoto.

Desempenho e segurança de cilindros de pressão Tipo 4 para armazenamento de hidrogênio : uma abordagem de simulação computacional / Milena Peixoto Rodrigues. – 2025.
84 f. : il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Curso de Engenharia Metalúrgica, Fortaleza, 2025.

Orientação: Prof. Dr. Enio Pontes de Deus.

1. Cilindro Tipo 4. 2. Armazenamento de hidrogênio. 3. Simulação computacional. 4. Análise de elementos finitos (MEF). 5. Segurança estrutural. I. Título.

CDD 669

MILENA PEIXOTO RODRIGUES

DESEMPENHO E SEGURANÇA DE CILINDROS DE PRESSÃO TIPO 4 PARA
ARMAZENAMENTO DE HIDROGÊNIO: UMA ABORDAGEM DE SIMULAÇÃO
COMPUTACIONAL

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao Curso de Graduação em
Engenharia Metalúrgica do Centro de
Tecnologia da Universidade Federal do
Ceará, como requisito parcial à obtenção
do grau de bacharel em Engenharia
Metalúrgica.

Aprovada em: 27 de junho de 2025

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. -Ing. -Ale. Enio Pontes de Deus (Orientador)
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Dr. Marcos Fábio Veríssimo Montezuma
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Dr. Gerson Melo de Almeida
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará (IFCE)

Dedico este trabalho aos meus pais e meu namorado, exemplos de força e determinação, de afeto e por todo apoio durante a minha jornada.

AGRADECIMENTOS

Ao professor Enio e ao Marcos, pela oportunidade de desenvolver esse grande projeto de simulação na área usando ANSYS, por me permitir participar do evento da FIEC, onde apresentei um artigo que foi o início para desenvolver meu TCC.

Às políticas sociais, que me proporcionaram estudar nessa grande universidade pública gratuita e de qualidade.

Ao meu namorado e amigo, João Paulo Braga Cavalcante, Sociólogo, que me apoiou em momentos difíceis de muito estresse e que sempre esteve rindo comigo em momentos de descontração, além de me incentivar bastante a continuar na área da engenharia e ampliar meu conhecimento para Matlab e simulação.

À minha mãe, Regina Mariana Lemos Peixoto, que sempre se dispôs a me ajudar com meus estudos, mesmo quando eu estava desanimando.

Ao meu pai, Luís Glauber Rodrigues, Professor e Doutor, lecionando na UFC, Engenharia de Petróleo, que sempre me incentivou a continuar o curso, me dando dicas de como estudar e como aproveitar oportunidades que pudessem surgir.

Ao meu irmão, Douglas, me fez gostar da área de programação, me levando a aprender (indiretamente) C e Python.

Ao Antônio, secretário do Departamento de Engenharia metalúrgica, que sempre procurou ajudar os estudantes a seguir a regulamentação e se dispôs a ajudar sempre que lhe coubesse.

Ao professor Klug, que sempre acreditou no meu potencial, e conferiu meu desenvolvimento como estudante e possível profissional na área.

À professora Janaína, que me apoiou em situações difíceis e me deu a oportunidade de trabalhar com o professor André, em projetos que pudesse utilizar o COMSOL, para assegurar análises mecânicas diretamente para empresas.

Ao professor Hamilton, que me permitiu fazer parte do Lacam.

Ao Flavinho, que me incentivou a manter o tema da simulação na área e procurou me ajudar a desenvolver algo correlacionado ao tema que eu queria.

Por fim, agradeço também aos meus colegas e amigos de turma e a todos os professores, pois eles me ajudaram a desenvolver meu lado para lidar com pessoas de todos os tipos ao longo do curso.

“Tudo o que temos de decidir é o que fazer com o tempo que nos é dado.” (Gandalf – Senhor dos Anéis)

RESUMO

No âmbito da segurança e desempenho de cilindros de pressão Tipo 4 para armazenamento de hidrogênio verde, analisou-se a resposta estrutural, térmica, modal e de fratura utilizando simulação computacional via ANSYS *Workbench*, com base nos critérios da norma ASME Seção X, Apêndice 8. Foi modelado um cilindro composto por *liner* de PEAD, compósito T700/Epóxi e bocal de Alumínio 6061 T6 (raio externo 150 mm, comprimento 650 mm), utilizando 1/8 de simetria. As análises incluíram: simulação estrutural estática sob 70 MPa de pressão interna; análise térmica estacionária com 85°C internos e 28°C externos; análise modal para identificação das frequências naturais; e análise de fratura com introdução de uma trinca semi-elíptica de 1 mm x 3 mm no compósito. Os resultados da análise estrutural indicaram tensão máxima principal de 1630 MPa antes da trinca (excedendo o limite admissível estimado de ~991 MPa) e 1,397E4 MPa na ponta da trinca, com deflexão máxima de ~14 mm. A análise térmica confirmou operação no limite de 85°C no *liner*. A análise modal identificou as 6 primeiras frequências naturais (entre ~1083 Hz e ~2570 Hz), com leves alterações devido à trinca. A análise de fratura resultou em Fatores de Intensidade de Tensão máximos de $KI \approx 142 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$, $KII \approx \pm 30 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ e $KIII \approx -46 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ (absoluto), indicando carregamento misto crítico na direção da profundidade. Dessa forma, verifica-se que a simulação computacional é ferramenta essencial para avaliar a segurança, identificando pontos críticos de tensão e temperatura próximos aos limites normativos e quantificando o impacto significativo de defeitos, indicando necessidade de otimização do projeto.

Palavras-chave: cilindro tipo 4; armazenamento de hidrogênio; simulação computacional; análise de elementos finitos (MEF); segurança estrutural

ABSTRACT

Within the scope of the safety and performance of Type 4 pressure vessels for green hydrogen storage, the structural, thermal, modal, and fracture response was analyzed using computational simulation via ANSYS Workbench, based on the criteria of the ASME Section X, Appendix 8 standard. A cylinder composed of an HDPE liner, T700/Epoxy composite, and an Aluminum 6061 T6 boss (outer radius 150 mm, length 650 mm) was modeled using 1/8th symmetry. The analyses included: static structural simulation under 70 MPa internal pressure; steady-state thermal analysis with 85°C internal and 28°C external temperatures; modal analysis for identifying natural frequencies; and fracture analysis involving the introduction of a 1 mm x 3 mm semi-elliptical crack in the composite. The structural analysis results indicated a maximum principal stress of 1630 MPa before the crack (exceeding the estimated allowable limit of ~991 MPa) and $1.397E4$ MPa at the crack tip, with a maximum deformation of ~14 mm. The thermal analysis confirmed operation at the 85°C limit in the liner. The modal analysis identified the first 6 natural frequencies (between ~1083 Hz and ~2570 Hz), with slight alterations due to the crack. The fracture analysis resulted in maximum Stress Intensity Factors of $KI \approx 142 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$, $KII \approx \pm 30 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$, and $KIII \approx -46 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ (absolute value), indicating critical mixed-mode loading in the depth direction. Therefore, computational simulation is demonstrated as an essential tool for assessing safety, identifying critical stress and temperature points near standard limits, and quantifying the significant impact of defects, highlighting the need for design optimization.

Keywords: type 4 cylinder; hydrogen storage; computational simulation; finite element analysis (FEA); structural safety

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1 – Tipos de vasos de pressão | 21 |
| Figura 2 – Barra de Ferramentas do SpaceClaim | 40 |
| Figura 3 – Sketch 1 selecionado e sua geometria | 40 |
| Figura 4 – Sketch 1 habilitado e sua geometria em destaque | 41 |
| Figura 5 – Geometria 3D com planos de corte | 41 |
| Figura 6 – ANSYS Workbench com Model selecionado | 42 |
| Figura 7 – Guia Outline | 42 |
| Figura 8 – Cilindro GNV tipo-4 para automóveis | 43 |
| Figura 9 - Medidas do compósito do domo | 45 |
| Figura 10 - Geometria ANSYS do cilindro de pressão tipo-4 | 45 |
| Figura 11 - Geometria ANSYS do cilindro de pressão tipo-4 com malha | 46 |
| Figura 12 - Análise estrutural no ANSYS <i>Workbench e Mechanical</i> | 47 |
| Figura 13 - Análise térmica no ANSYS <i>Workbench e Mechanical</i> | 48 |
| Figura 14 - Análise modal no ANSYS <i>Workbench e Mechanical</i> | 49 |
| Figura 15 - ANSYS Mechanical Coordenada localizada | 51 |
| Figura 16 - ANSYS Mechanical malha modificada | 51 |
| Figura 17 - ANSYS Mechanical adicionando a trinca | 52 |
| Figura 18 - ANSYS Mechanical simulando a trinca | 52 |
| Figura 19 - Malha com elementos na frente da trinca | 53 |
| Figura 20 - Análise de deflexão total (mm) antes de induzir a trinca | 55 |
| Figura 21 - Análise de deflexão total (mm) após induzir a trinca | 55 |
| Figura 22 - Dados da deflexão total | 56 |
| Figura 23 - Análise de tensão máxima principal (MPa) antes da trinca | 57 |
| Figura 24 - Análise de tensão máxima principal (MPa) após a trinca | 58 |
| Figura 25 - Dados da tensão máxima principal | 59 |
| Figura 26 - Temperatura do cilindro (°C) antes da trinca | 62 |
| Figura 27 - Temperatura do cilindro (°C) após a trinca | 62 |
| Figura 28 - Dados da temperatura | 63 |
| Figura 29 - Fluxo total de calor no cilindro (W/m ²) antes da trinca | 64 |

| | |
|--|----|
| Figura 30 - Fluxo total de calor no cilindro (W/m^2) após a trinca | 64 |
| Figura 31 - Dados do fluxo total de calor | 64 |
| Figura 32 - Frequência natural (<i>Flexão</i>)..... | 67 |
| Figura 33 - Frequência natural 2 (<i>Flexão em dois sentidos</i>) | 69 |
| Figura 34 - Frequência natural 3 (<i>1º modo de torção</i>) | 70 |
| Figura 35 - Frequência natural 4 (<i>3º modo de flexão</i>)..... | 71 |
| Figura 36 - Frequência natural 5 (<i>2º MODO DE TORÇÃO</i>)..... | 72 |
| Figura 37 - Frequência natural 6 (<i>1º modo axial</i>) | 73 |
| Figura 38 - Abertura da trinca (a) na deflexão (b) na tensão máxima principal..... | 77 |
| Figura 39 - Análise de fratura (a) K_I (b) K_{II} e (c) K_{III} | 78 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|---|----|
| Tabela 1 - Materiais usados e suas características | 38 |
| Tabela 2 - Tabela da Análise modal no ANSYS <i>Mechanical</i> | 50 |
| Tabela 3 - Tabelas ANSYS das Frequências (a) antes da trinca (b) após a trinca..... | 74 |

LISTA DE GRÁFICOS

| | |
|---|----|
| Gráfico 1 - Isotensóide e ponto de inflexão..... | 43 |
| Gráfico 2 - Medidas do bocal e do domo | 44 |
| Gráfico 3 - Gráfico da Análise modal no ANSYS <i>Mechanical</i> | 50 |
| Gráfico 4 - Gráficos ANSYS das Frequências (a) antes da trinca (b) após a trinca | 75 |
| Gráfico 5 - Variação de K (MPa \sqrt{m}) onde (a) K_I (b) K_{II} e (c) K_{III} | 80 |

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AE - Emissão Acústica

ASME - American Society of Mechanical Engineers

ASTM - American Society for Testing and Materials

BPVC - Boiler and Pressure Vessel Code

CDM - Mecânica do Dano Contínuo

2º MODO DE TORÇÃO - Component Mode Synthesis (Síntese de Modos de Componentes)

COPV - Composite Overwrapped Pressure Vessel

DDM - Mecânica do Dano Discreto FEA - Finite Element Analysis (Análise por Elementos Finitos)

FEM - Finite Element Method (Método dos Elementos Finitos)

F.O.S - Factor of Security (Fator de Segurança)

FRP - Fiber-Reinforced Plastic (Plástico Reforçado com Fibra)

GNV - Gás Natural Veicular

KI, KII, KIII - Tenacidade à Fratura (Modos I, II, III)

LAMEFF - Laboratório de Mecânica da Fratura e Fadiga

MAWP - Maximum Allowable Working Pressure (Pressão Máxima de Trabalho Permitida)

MEF - Método dos Elementos Finitos

MFLE - Mecânica da Fratura Linear Elástica

NDE - Non-Destructive Examination (Exame Não Destrutivo)

PAN - Poliacrilonitrila

PEAD - Polietileno de Alta Densidade

SIF - Stress Intensity Factor (Fator de Intensidade de Tensão)

TCC - Trabalho de Conclusão de Curso

UD - Unidirecional

SUMÁRIO

| | | |
|-------|--|----|
| 1 | INTRODUÇÃO | 16 |
| 2 | OBJETIVOS | 17 |
| 2.1 | Geral..... | 17 |
| 2.2 | Específicos | 17 |
| 3 | FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA | 19 |
| 3.1 | Gás Hidrogênio | 19 |
| 3.2 | Vasos de Pressão..... | 20 |
| 3.2.1 | <i>Tipos</i> | 20 |
| 3.2.2 | <i>Ocorrência de defeitos</i> | 22 |
| 3.3 | Norma ASME | 22 |
| 3.3.1 | <i>Projeto de Vaso de Pressão</i> | 25 |
| 3.3.2 | <i>Norma ASME seção X</i> | 28 |
| 3.4 | Importância e uso do MEF | 34 |
| 3.4.1 | <i>Como é pensada a modelagem e a simulação no ANSYS</i> | 34 |
| 3.4.2 | <i>Análises importantes</i> | 34 |
| 4 | METODOLOGIA..... | 38 |
| 4.1 | Materiais utilizados | 38 |
| 4.2 | Geometria | 39 |
| 4.2.1 | <i>Procedimentos Gerais</i> | 39 |
| 4.2.2 | <i>Dados do Vaso Tipo 4</i> | 43 |
| 4.3 | Simulação | 45 |
| 4.3.1 | <i>Análise estrutural</i> | 47 |
| 4.3.2 | <i>Análise térmica</i> | 48 |
| 4.3.3 | <i>Análise modal</i> | 49 |
| 4.3.4 | <i>Análise de fratura</i> | 50 |
| 5 | RESULTADOS E DISCUSSÃO | 54 |
| 5.1 | Resultados da Análise Estrutural | 54 |
| 5.1.1 | <i>Deflexão total</i> | 54 |
| 5.1.2 | <i>Tensão Máxima Principal</i> | 57 |
| 5.1.3 | <i>Validação da Análise Estrutural</i> | 60 |

| | | |
|--------------|--|-----------|
| 5.2 | Resultados da Análise Térmica..... | 61 |
| 5.2.1 | <i>Temperatura.....</i> | 61 |
| 5.2.2 | <i>Fluxo Total de Calor.....</i> | 63 |
| 5.2.3 | <i>Validação da Análise Térmica.....</i> | 65 |
| 5.3 | Verificando a Análise Modal..... | 67 |
| 5.3.1 | <i>Flexão (Flexão).....</i> | 67 |
| 5.3.2 | <i>Flexão em dois sentidos (Flexão em dois sentidos).....</i> | 68 |
| 5.3.3 | <i>1º modo de torção (1º modo de torção).....</i> | 70 |
| 5.3.4 | <i>3º modo de flexão (3º modo de flexão).....</i> | 71 |
| 5.3.5 | <i>Síntese de Modos de Componentes (2º MODO DE TORÇÃO).....</i> | 72 |
| 5.3.6 | <i>1º modo axial (1º modo axial).....</i> | 74 |
| 5.3.7 | <i>Tabelas e Gráficos.....</i> | 75 |
| 5.3.8 | <i>Validação da Análise Modal.....</i> | 76 |
| 5.4 | Verificando a Análise de Fratura | 77 |
| 5.4.1 | <i>Resultados</i> | 77 |
| 5.4.2 | <i>Validação da Análise de Fratura.....</i> | 81 |
| 6 | CONSIDERAÇÕES FINAIS..... | 85 |
| | REFERÊNCIAS..... | 87 |

1. INTRODUÇÃO

A busca pela descarbonização do setor de transportes e por alternativas aos combustíveis fósseis tradicionais impulsiona a adoção de novas tecnologias. Nesse cenário, o gás natural veicular (GNV) surge como uma importante solução de transição, aplicado internamente em veículos para substituir a gasolina, reduzindo a emissão de poluentes. Para viabilizar seu uso, o armazenamento seguro e eficiente é fundamental, e os cilindros de pressão tipo 4, compostos por um *liner* de polímero e um revestimento de compósito de fibra de carbono, destacam-se pela alta capacidade de armazenamento e baixo peso. Segundo Park, Jang e Kim (2021, p. 6), "a forma do *liner* e a espessura do compósito são otimizadas para garantir a segurança estrutural sob pressão de trabalho e o uso de compósitos de fibra de carbono permite uma alta resistência específica e uma eficiente dissipação de calor.

Dentre os diferentes tipos de cilindros de pressão, os tipos 1 e 4 apresentam características distintas. Cilindros do tipo 1, construídos inteiramente de metal, oferecem robustez, mas sofrem com a alta densidade e o peso elevado. Em contraste, os cilindros do tipo 4 destacam-se pela alta capacidade de armazenamento em relação ao peso.

A garantia da segurança e da integridade estrutural dos vasos de pressão tipo 4 é de suma importância. Nesse sentido, a norma ASME Seção X é utilizada como referência para garantir a segurança e a integridade dos vasos de pressão. Métodos computacionais avançados, como a simulação por elementos finitos utilizando o programa ANSYS Workbench, são empregados para realizar análises estruturais, térmicas, modais e de fratura, oferecendo uma compreensão abrangente do comportamento dos materiais e da geometria sob diferentes condições operacionais.

Este trabalho tem como objetivo modelar e simular cilindro de pressão Tipo 4 para armazenamento e uso de gás natural veicular (GNV), utilizando o software ANSYS Workbench e a norma ASME Seção X, a fim de otimizar seu desempenho estrutural e térmico, conferindo seu comportamento modal e de fratura, assegurando sua conformidade com as normas de segurança vigentes e sua viabilidade para aplicações práticas. Adicionalmente, busca-se validar os resultados obtidos por meio da norma ASME Seção X (2019), visando verificar a ordem de grandeza e a consistência dos resultados da simulação numérica.

2. OBJETIVOS

2.1. Geral

- Analisar o desempenho estrutural, térmico, modal antes e depois de sofrer uma trinca em um cilindro de pressão Tipo 4 para armazenamento de hidrogênio, utilizando simulação computacional e referências normativas, visando analisar o projeto e garantir a segurança e viabilidade desse dispositivo sob pressão interna do gás hidrogênio.

2.2. Específicos

i. Modelagem e Simulação Detalhada:

- Criar um modelo computacional 3D detalhado de um cilindro de pressão Tipo 4 utilizando o software ANSYS Workbench, considerando as propriedades dos materiais compósitos (fibra de carbono e resina epóxi), do *liner* (PEAD) e do bocal (liga de alumínio 6061 T6).
- Realizar simulações de análise estrutural estática para avaliar a deflexão e distribuição de tensões no cilindro sob pressão interna, antes e após indução de trinca.
- Efetuar simulações de análise térmica para determinar a distribuição de temperatura e o fluxo de calor no cilindro, antes e após indução de trinca.
- Conduzir análises modais para identificar as frequências naturais e os modos de vibração do cilindro, avaliando o risco de ressonância em condições operacionais, antes e após indução de trinca.
- Realizar análises de fratura para avaliar a propagação de trincas no cilindro, utilizando critérios de falha baseados na mecânica da fratura linear elástica (MFLE) e determinando os fatores de intensidade de tensão (SIFs).

ii. Validação e Análise Normativa:

- Validar os resultados das simulações por meio de cálculos analíticos simplificados e da norma ASME Seção X, Apêndice 8.

- Analisar os requisitos da norma ASME Seção X e do Apêndice 8 para vasos de pressão de plástico reforçado com fibras utilizados no armazenamento de hidrogênio, com foco nos critérios de segurança e desempenho.
- Verificar a conformidade do modelo simulado com os requisitos normativos, avaliando a espessura mínima do *liner*, a resistência do compósito, a pressão máxima de operação e a temperatura máxima de armazenamento.

iii. Otimização e Propostas de Melhoria:

- Identificar áreas de concentração de tensões e pontos críticos no projeto do cilindro.
- Propor otimizações no projeto, considerando a geometria, a espessura das camadas de compósito e as propriedades dos materiais, visando reduzir as tensões, aumentar a resistência à fratura e melhorar a eficiência térmica.
- Considerar análise do efeito de deflexão de camadas do compósito.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1. Gás Hidrogênio

O hidrogênio (H_2) é um elemento químico que, combinado com o oxigênio, forma água, a substância mais abundante na Terra. Em sua forma gasosa, é invisível, insípido e inodoro (Hoffmann, 2012). Devido à sua alta reatividade e capacidade de gerar energia sem poluir o ambiente, o hidrogênio tem sido considerado uma alternativa promissora aos combustíveis fósseis.

A crescente preocupação com as emissões de gases de efeito estufa, como o CO_2 , e seus impactos no clima global tem impulsionado a busca por fontes de energia mais sustentáveis. Nesse contexto, o hidrogênio surge como uma solução para substituir os combustíveis fósseis e reduzir as emissões de CO_2 (Hoffmann, 2012).

Atualmente, diversas indústrias buscam investir em tecnologias para produção e utilização de hidrogênio como combustível. Para ser utilizado, o hidrogênio precisa ser separado da água por métodos que demandam energia e, posteriormente, armazenado em tanques de alta pressão, fabricados com metais ou compósitos. O hidrogênio não é encontrado livremente na natureza como os combustíveis fósseis, necessitando ser convertido em hidrogênio gasoso puro (Hoffmann, 2012).

O armazenamento de hidrogênio em vasos de pressão metálicos apresenta desafios significativos devido ao fenômeno da fragilização por hidrogênio (Shewmon, 1985). O hidrogênio atômico pode dissolver-se em metais, especialmente em aços de alta resistência, resultando na redução da ductilidade, tenacidade e resistência à fadiga (Shewmon, 1985). Esse fenômeno pode levar à formação e propagação de trincas, comprometendo a integridade estrutural do vaso (Bernstein e Thompson, 1981).

Devido a esses desafios, pesquisas intensivas têm sido realizadas para desenvolver materiais alternativos e tecnologias de armazenamento que minimizem ou eliminem o risco de fragilização por hidrogênio. Os vasos de pressão tipo 4, com *liner* polimérico e reforço de fibra de carbono, surgem como uma alternativa promissora, pois o polímero atua como barreira à permeação do hidrogênio, e o compósito oferece alta resistência mecânica com baixo peso (Park, Jang e Kim, 2021). No entanto, a escolha dos materiais poliméricos e compósitos, bem como o projeto e a fabricação desses vasos, exigem conhecimentos específicos para garantir a segurança e a durabilidade (ASME, 2019).

3.2. Vasos de Pressão

No final do século XIX, com a intensificação da industrialização, surgiu a necessidade de se desenvolverem meios para armazenar elementos gasosos em vasos de pressão. Inicialmente, esses vasos feitos de metal eram utilizados para diversas aplicações, incluindo o armazenamento de dióxido de carbono para bebidas e hidrogênio para uso militar. Barthélémy, Weber e Barbier (2017, p. 7255) explicam

O desenvolvimento de vasos de pressão metálicos foi liderado por necessidades industriais no final do século 19, em particular para armazenar dióxido de carbono para bebidas. O armazenamento de hidrogênio a 12 MPa em vasos de ferro forjado é relatado por volta de 1880 para uso militar.

No entanto, os vasos de pressão de materiais compósitos surgiram como uma alternativa promissora. Barthélémy, Weber e Barbier (2017) destacam que os vasos de pressão de materiais compósitos tiveram sua introdução nos EUA, em meados da década de 1960, sendo utilizados para aplicações militares e espaciais. Esses vasos eram revestidos com alumínio ou com base (*liner*) de polímero revestida de fibra de vidro.

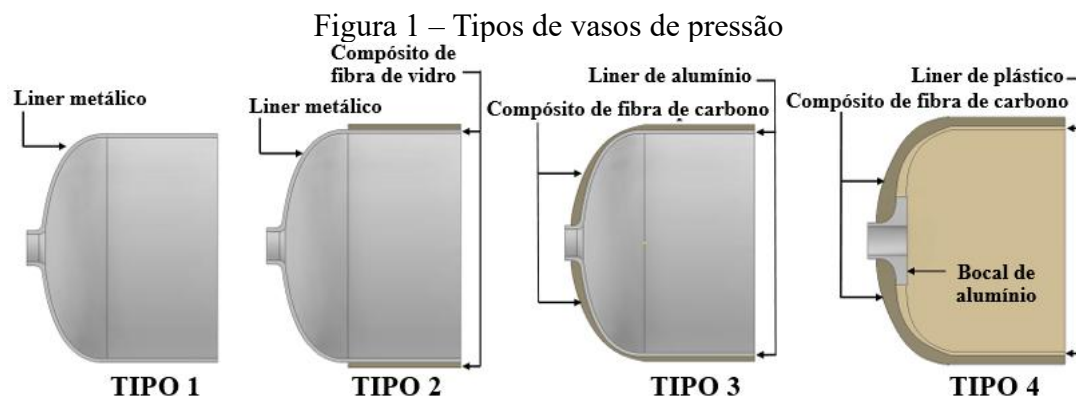
A variação da pressão nesses vasos à base de materiais totalmente compósitos, designados como *Composite Overwrapped Pressure Vessel* (COPV), apresenta variações de acordo com o material e o tipo de gás a ser armazenado. Barthélémy, Weber e Barbier (2017, p. 7255) ressaltam que

A pressão de trabalho mais comum varia de 25 MPa (gás natural comprimido) a 30 MPa (oxigênio e ar para aparelhos respiratórios). Mais recentemente (século 21), 35 MPa e 70 MPa COPV foram desenvolvidos e aprovados para aplicações de energia de hidrogênio (Barthélémy, Weber e Barbier, 2017, p. 7255).

Com o passar do tempo, regras foram estabelecidas, como as normas ISO e ASME, para determinar como devem ser construídas as geometrias e obtidas as pressões para cada tipo de vaso de pressão para armazenamento de gases industriais e gases combustíveis. A escolha de qual tipo de armazenagem será aplicada depende de sua aplicação final, o que requer compromisso entre desempenho técnico e competitividade de custos (Barthélémy, Weber e Barbier, 2017).

3.2.1. Tipos

Os vasos de pressão, apresentados na Figura 1, são divididos em quatro tipos, de acordo com seus materiais base e sua finalidade (Barthélémy, Weber e Barbier, 2017).



Fonte: Park, Jang e Kim (2021, com adaptações).

Segundo Park, Jang e Kim (2021, p. 1), o vaso tipo 1 define-se por sua estrutura completamente metálica, feita de aço ou liga de alumínio, o qual suporta toda a carga interna. Os do tipo 2 possuem *liner* metálico (aço ou alumínio), o qual é envolvido por fibras de compósito de fibras de vidro enroladas apenas na região circunferencial (no comprimento do cilindro), sendo a carga compartilhada entre o *liner* e o compósito. O COPV tipo 3, apresenta *liner* metálico (comumente de alumínio), o qual é completamente revestido pelo compósito que suporta as cargas estruturais. O último vaso e COPV, tipo 4, possui *liner* polimérico termoplástico, o qual é envolto por filamentos de compósito de fibras de carbono que carrega as cargas estruturais.

Barthélémy, Weber e Barbier (2017, p. 7255) acrescentam que o tipo 3 é aplicado quando a resistência mecânica do *liner* é superior a 5%; caso contrário, o vaso de pressão classifica-se como tipo 4.

Para todos os recipientes sob pressão, a concepção deve ter em conta o serviço, as pressões de ensaio, as tensões externas (como impactos mecânicos, químicos, de integração, etc.), a vida útil do ciclo, o tempo de vida e o coeficiente de segurança definidos tanto para condições estáticas como para condições dinâmicas. As escolhas dos materiais devem também ter em conta os modos de avaria e as condições de funcionamento (Barthélémy, Weber e Barbier, 2017, p. 7255-7256).

Com o avanço tecnológico e o desenvolvimento de novos materiais, espera-se que o uso de vasos de pressão continue a se expandir, promovendo soluções mais eficientes e seguras (Toudehdeghan e Hong, 2019).

3.2.2. Ocorrência de defeitos

Componentes de aço, especialmente nos vasos de pressão tipo 1, podem sofrer fragilização por hidrogênio quando são submetidos às pressões internas do gás. Esse fenômeno é descrito como uma deterioração rápida das propriedades mecânicas, como tenacidade e ductilidade, após um período de incubação (Shewmon, 1985). Aços de alta resistência são particularmente vulneráveis a esse processo, o qual é agravado por ciclos de pressurização repetidos, e para mitigar esse efeito, recomenda-se o uso de revestimentos protetores ou ligas metálicas menos suscetíveis à penetração de hidrogênio (Shewmon, 1985).

Nos cilindros tipo 4, os *liners* poliméricos necessitam de um hidrogênio gasoso com elevada pureza para que o desempenho seja garantido. Barthélémy, Weber e Barbier (2017, p. 7257) enfatizam essa necessidade, destacando que "os revestimentos poliméricos do cilindro tipo 4 necessitam que o hidrogênio gasoso apresente uma elevada pureza para apresentar garantias quanto ao desempenho e confiabilidade dos vasos de pressão." A água contida no polímero é a impureza mais prejudicial, podendo causar desgaseificação do material. Além disso, a permeabilidade da matriz polimérica pode favorecer deflexões no revestimento durante a despressurização do COPV, o que exige a escolha de materiais que suportem as variações de temperatura.

Compósitos de fibra de carbono apresentam elevada condutividade térmica ao longo do eixo das fibras, o que melhora a transferência de calor em relação a materiais como o Polietileno de Alta Densidade (PEAD). A orientação das fibras de carbono e a estrutura do compósito facilitam a dissipação de calor ao longo do plano das fibras (Li et al., 2021).

O invólucro de material compósito pode sofrer danos por cargas de pressão, impactos ambientais e mecânicos acidentais, como quebras de fibra, deflexão e rachaduras na matriz. Para COPV, o aumento da pressão não favorece a ruptura do vaso, diferentemente dos vasos metálicos (Barthélémy, Weber, Barbier, 2017).

3.3. Norma ASME

Neste tópico, seguem-se as diretrizes estabelecidas pela American Society of Mechanical Engineers (ASME) Boiler and Pressure Vessel Code (BPVC). Especificamente, foca-se na Seção X,

que normatiza os Vasos de Pressão em Plástico Reforçado com Fibra (Fiber-Reinforced Plastic Pressure Vessels).

A Seção X aplica-se à fabricação de vasos de pressão de plástico reforçado com fibras (FRP) destinados a serviço geral, conforme é detalhado na seção RG-100 da norma. Apresenta-se, a seguir, o trecho correspondente:

Section X establishes the requirements for the fabrication of fiber-reinforced thermosetting plastic pressure vessels for general service, sets limitations on the permissible service conditions, and defines the types of vessels to which these rules are not applicable (ASME, 2019, p. 1).

Destaca-se que a Seção X impõe limitações específicas às condições de serviço permitidas para esses vasos, incluindo restrições quanto à pressão, temperatura e fluidos que podem ser armazenados.

É crucial notar que o Apêndice 8 da Seção X, em 8-100 (ASME, 2019), estabelece requisitos adicionais e específicos para vasos de pressão Classe III que utilizam *liners* e são destinados ao armazenamento de fluidos de alta pressão em serviço estacionário. Esses requisitos suplementares abordam aspectos como projeto, materiais, fabricação, inspeção e testes, com os quais se garante a integridade e segurança desses vasos em condições de alta pressão.

Para a construção de vasos de pressão compósitos, exige-se o uso de materiais que atendam a especificações rigorosas. A norma detalha requisitos para a fibra de reforço, a resina utilizada na matriz do compósito e o material do *liner* (se aplicável), em RG-100 e 8-300, respectivamente (ASME, 2019). Explica-se em 8-300 que componentes metálicos usados na construção dos vasos Classe III devem seguir os requisitos da norma ASME Seção VIII Divisão 3 (ASME, 2019). Além disso, os laminados usados na fabricação do vaso Classe III devem estar de acordo com os requisitos listados em 8-300.2, o qual especifica que as fibras reforçadas com material (designados como laminados) devem ser usadas como camada externa circunferencial e longitudinal enrolada com filamento, de acordo com o Apêndice 8 da norma ASME Seção X (2019, p. 127).

Estes requisitos asseguram que os materiais possuam as propriedades mecânicas e químicas necessárias para resistir às condições de serviço especificadas.

Embora as primeiras concepções de vasos de pressão remontem a projetos como o de Leonardo da Vinci em 1495 (que idealizou recipientes de ar pressurizado), foi a busca por produzir vapor em caldeiras que impulsionou o desenvolvimento desses equipamentos durante a Revolução Industrial (Toudehdeghan e Hong, 2019).

Os vasos de pressão são projetados para atender a usos e exigências específicas. Toudehdehghan e Hong (2019, p. 1) sintetizam essa finalidade

Os vasos de pressão são projetados para transportar, armazenar e receber fluidos, gases e líquidos de processo sob o limite de temperatura e pressão exigidos. Eles são frequentemente submetidos a cargas de pressão interna/externa constantes ou 3º modo de flexões, com a diferença entre a pressão operacional e a pressão ambiente. Devido à diferença na pressão de operação, o estado do fluido presente no vaso sofrerá alterações.

A integridade desses recipientes é fundamental, pois rupturas podem acarretar sérios riscos. Toudehdehghan e Hong (2019, p. 1) alertam que "um vaso de pressão rompido pode ser perigoso, possivelmente levando a vazamentos de gás venenoso, incêndios ou explosões que podem causar perdas significativas de vidas humanas e propriedades". Diante desse cenário, a Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos (ASME) tomou a iniciativa de criar padrões e metodologias para o projeto de vasos de pressão, o que culminou na primeira edição do código em 1911 (lançada em 1914), conhecido como Código de Caldeira e Vaso de Pressão ASME (BPVC).

Ao longo do tempo, o código ASME evoluiu para doze seções, as quais abrangem uma vasta gama de subdivisões, partes, subseções e apêndices (Toudehdehghan e Hong, 2019, p. 1). Muitos países adotam o BPVC como seu código oficial ou desenvolveram normas próprias baseadas nele. A importância de estudos contínuos para reduzir os riscos associados a vasos de pressão é crucial para o desenvolvimento de projetos mais seguros e econômicos. Para tanto, é essencial compreender os parâmetros que afetam esses vasos, como variações de cargas, pressão e espessura, especialmente no contexto do armazenamento e transporte de hidrogênio.

Os avanços tecnológicos e o surgimento de novos materiais têm impulsionado a evolução das normas de engenharia aplicadas aos vasos de pressão. Métodos de união modernos, como a soldagem por fricção e a soldagem explosiva, aumentam a confiabilidade e a resistência estrutural. A forma geométrica dos vasos também é um fator determinante: embora vasos esféricos distribuam as tensões de maneira uniforme, sua fabricação é mais complexa e custosa. Por isso, vasos cilíndricos são preferidos na indústria, o que otimiza o uso do espaço (Toudehdehghan e Hong, 2019). Em alguns casos, extremidades arredondadas ou hemisféricas são adicionadas para aumentar a resistência e melhorar o desempenho estrutural.

Independentemente da geometria, todo vaso de pressão deve conter componentes essenciais para garantir sua operação segura e funcional:

- Casco (Shell): Componente primário, formado por placas soldadas, projetado para suportar a pressão interna. A espessura e o material do casco variam conforme os requisitos do projeto (Toudehdehghan e Hong, 2019).

- Cabeças de Fechamento (Closure Heads): Selam as extremidades do recipiente, podendo ser planas ou curvas. As cabeças elipsoidais, hemisféricas e torisféricas são comuns, as quais auxiliam na distribuição das tensões (Toudehdehghan e Hong, 2019).
- Aberturas (Openings): Orifícios estratégicos para inspeções, drenagem e instalação de instrumentos. Em recipientes maiores, podem ser ampliadas para permitir o acesso ao interior (Toudehdehghan e Hong, 2019).
- Bocais (Nozzles): Componentes cilíndricos que controlam a pressão interna ou permitem o fluxo de fluido, atuando como entradas ou saídas (Toudehdehghan e Hong, 2019).
- Suportes (Supports): Estruturas externas que sustentam o peso do recipiente, projetadas para suportar cargas estruturais (Toudehdehghan e Hong, 2019).

A seguir, serão apresentados os fatores essenciais a serem considerados no projeto de um vaso de pressão, conforme Toudehdehghan e Hong (2019, p. 7-9).

3.3.1. Projeto de Vaso de Pressão

A ASME estabelece que o projeto de vasos de pressão devem-se considerar as condições mais críticas às quais o recipiente pode ser submetido durante sua operação, incluindo o início, a operação normal, desvios e desligamento (Toudehdehghan e Hong, 2019). Além disso, fatores como cargas acidentais e condições específicas do serviço devem ser cuidadosamente avaliados. A seguir, detalham-se alguns desses fatores:

a) Pressão de Operação (*Operating Pressure*)

A pressão de operação é a pressão máxima interna ou externa que o vaso pode atingir durante sua vida útil. No projeto, é crucial que se prevejam variações decorrentes de mudanças na temperatura ambiente, oscilações operacionais, transformações no estado do fluido, pressão residual de bombas/compressores, pressão estática do líquido e condições pré-operacionais (Toudehdehghan e Hong, 2019).

b) Pressão de Projeto (*Design Pressure*)

A pressão de projeto é um parâmetro fundamental e representa a pressão máxima que o vaso deverá suportar em qualquer condição de operação. Conforme é especificado em RG-111, a pressão

de projeto deve ser suficiente para cobrir todas as possíveis variações de pressão interna e incluir as pressões diferenciais que possam ocorrer, conforme apresentado na citação a seguir.

The internal design pressure of vessels fabricated under this Section shall be limited as follows: (a) Class I vessels shall not exceed 150 psi (1 MPa) for bag-molded, centrifugally cast, and contact-molded vessels; 1,500 psi (10 MPa) for filament-wound vessels and 3,000 psi (20 MPa) for filament-wound vessels with polar boss openings. (b) Class II vessels shall not exceed the limits specified in RD-1120. (c) Class III vessels shall not exceed 15,000 psi (103.4 MPa) for filament-wound vessels with polar boss openings (ASME, 2019, p. 1).

Além disso, a norma exige-se que a pressão externa seja considerada, caso seja aplicável ao projeto, e que os métodos para sua determinação sejam consistentes com as diretrizes da Seção X. Essa Seção também exige que os vasos Classe III sigam um mínimo de pressão de 3000 psi (21 MPa), como descrito em 8-100.7 (ASME, 2019). Recomenda-se que a pressão de projeto seja 5% a 10% maior que a pressão máxima de trabalho permitida (MAWP). Para recipientes sujeitos a pressões internas e externas, uma margem adicional é recomendada para evitar acionamentos desnecessários da válvula de alívio (Turton et al., 2012 apud Toudehdehghan e Hong, 2019). Exige-se um teste hidrostático para confirmar a integridade estrutural antes da operação (Toudehdehghan e Hong, 2019). As pressões são calculadas pelas seguintes equações:

Pressão de Projeto = $1,1 \times$ Pressão de Operação

Pressão Hidrostática = $1,3 \times$ Pressão de Projeto.

c) Temperatura de Operação (*Operating Temperature*)

A temperatura de operação é o intervalo de temperaturas máximas e mínimas que o material do vaso enfrentará durante sua vida útil. A resistência do material é diretamente afetada por essas variações (Toudehdehghan e Hong, 2019).

d) Temperatura de Projeto (*Design Temperature*)

A temperatura de projeto é outro parâmetro crítico e influencia diretamente a resistência e durabilidade do material compósito. É crucial alinhar esse valor com a pressão de projeto para a segurança.

De acordo com RG-112, a temperatura de projeto deve ser determinada com base na temperatura máxima de uso da resina, conforme especificado pelo fabricante do material. Para vasos de pressão Classe III, a temperatura de projeto deve estar em conformidade com os requisitos especificados, e não deve exceder 185°F (85°C) ou a temperatura máxima de uso da resina, o que for menor.

Além disso, deve-se considerar a temperatura mínima de projeto, a qual é estabelecida pela Seção X estabelece como um limite inferior para garantir a integridade do material em baixas temperaturas (ASME, 2019).

A especificação da temperatura mínima também é importante e garante a operação segura em condições extremas. Materiais metálicos enfraquecem em altas temperaturas e tornam-se frágeis em baixas, o que exige margens de segurança. Sugere-se que a temperatura de projeto seja 25°C acima da máxima operacional (Turton et al., 2012 apud Toudehdehghan e Hong, 2019), com um acréscimo de 10°C e uma margem de 36,67°C abaixo da mínima operacional para condições extremas (Towler e Sinnott, 2013 apud Toudehdehghan e Hong, 2019).

e) Tensão Admissível (*Allowable Stress*)

Para um projeto seguro, são definidos os limites para as tensões admissíveis com base nas propriedades dos materiais e nas temperaturas de operação.

A Seção X da ASME (2019, p. 1) estabelece critérios detalhados para a determinação da tensão admissível (*allowable stress*) nos materiais compósitos utilizados na construção do vaso. Alternativamente, permite-se o uso de procedimentos de qualificação do projeto, os quais validam a integridade estrutural do vaso sob as condições de carga esperadas e substituem os critérios de tensão admissível.

Conforme a ASME, (2019, p. 129), a tensão admissível para polímeros fibra de carbono deve ser calculada com base em um fator de segurança (*Factor of Security* - F.O.S) de 44,4%.

Essa abordagem garante uma margem entre a tensão gerada pelas cargas e a tensão que causaria a falha do material (Toudehdehghan e Hong, 2019).

f) Margem de Corrosão (*Corrosion Allowance*)

Embora a margem de corrosão (*corrosion allowance*) tradicionalmente utilizada em vasos metálicos possa não ser diretamente aplicável a vasos de pressão FRP, deve-se garantir a compatibilidade química entre o fluido contido e os materiais do vaso (*liner*, compósito). O Apêndice 8 da Seção X, ver 8-100.8 (ASME, 2019) exige que a compatibilidade seja demonstrada e documentada por meio de testes apropriados, conforme apresentado na seguinte passagem da Norma ASME Seção X (2019, p. 126): “*If compatibility is not already demonstrated, testing shall be conducted to confirm compatibility. Confirmation of compatibility shall be reported in the remarks section of the Fabricator's Data Report.*”

g) Tipos de Bocais

O projeto do vaso devem-se especificar os tipos de bocais (*nozzles*) utilizados para conexão de tubulações, instrumentos e outros equipamentos. A Seção X estabelece requisitos para o projeto e a instalação desses bocais, incluindo dimensões, materiais e métodos de fixação, ver RG-100 (ASME, 2019). Deve-se assegurar a compatibilidade dos bocais com os materiais do vaso e com o fluido contido.

h) Limitações de Fluidos

Observa-se que os vasos de pressão fabricados sob a Seção X da ASME não podem ser utilizados para armazenar, manusear ou processar fluidos letais. Esta restrição é explicitamente declarada em RG-114 e deve ser estritamente observada para garantir a segurança do projeto (ASME, 2019).

A seguir, serão apresentados os pontos críticos da Seção X da norma ASME, que foram essenciais nas etapas subsequentes deste trabalho, em especial na análise do vaso de pressão Tipo 4. Esses aspectos consolidaram avanços na compreensão do vaso em estudo, e estabeleceram diretrizes para o projeto, como materiais, espessura mínima, pressão interna permitida, temperatura máxima de armazenamento, geometria, formato do domo e comprimento máximo do cilindro.

3.3.2. Norma ASME seção X

A ASME Seção X resulta do esforço contínuo da *American Society of Mechanical Engineers* (ASME) para padronizar normas de segurança em equipamentos sob pressão. Desde a criação do Comitê de Caldeiras e Vasos de Pressão em 1911, a ASME busca estabelecer regras claras para o projeto desses equipamentos. Em 2009, uma reestruturação resultou na formação de comitês especializados, como o Comitê de Vasos de Pressão de Plástico Reforçado com Fibra, que deu origem à Seção X. Essa seção passou a regulamentar o uso de vasos compósitos não metálicos, o que reflete a crescente necessidade de normatizar esses equipamentos para novas aplicações (AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, 2021).

Nesse contexto, o Apêndice 8 foi elaborado para atender demandas específicas da economia do hidrogênio, especialmente o armazenamento seguro de gases sob alta pressão. A criação desse

apêndice começou em 2002, com o *Hydrogen Steering Committee*, e se intensificou em 2004, com uma equipe dedicada ao desenvolvimento de normas para vasos de hidrogênio. A experiência acumulada com a Seção X, que já regulamentava recipientes compósitos usados para transporte e armazenamento de combustíveis, foi fundamental nesse processo (Newhouse et al., 2012).

Inicialmente, a proposta foi apresentada como um *Code Case*, mas o escopo original da Seção X abrangia apenas vasos projetados para pressões de até 21 MPa (3.000 psi). A necessidade de desenvolver recipientes capazes de suportar até 105 MPa (15.000 psi) levou à proposta de um apêndice mandatório. Newhouse et al. (2012, p. 2) descrevem que “o escopo combinado do apêndice e da revisão foi finalmente aprovado pela Seção X em novembro de 2009, sendo publicado na edição de 2010”.

Os vasos regulamentados pelo Apêndice 8 são classificados como Classe III e possuem um tempo de vida útil máximo de 20 anos. Esses vasos devem passar por processos rigorosos de qualificação técnica, incluindo testes de expansão, fadiga, emissão acústica, resistência à ruptura e permeabilidade, realizados durante a fabricação. Um dos requisitos de fabricação é o uso de emissores acústicos como ferramenta de controle para garantir a integridade estrutural dos vasos desde o início da operação (Newhouse et al., 2012).

O Apêndice 8 é, portanto, parte essencial da ASME Seção X, o qual estabelece normas robustas para vasos compósitos em aplicações estacionárias de alta pressão. Essa regulamentação visa garantir que os vasos projetados para suportar o futuro da economia do hidrogênio atendam aos mais elevados padrões de segurança e eficiência.

O Código ASME busca garantir a segurança de equipamentos como caldeiras, vasos de pressão e componentes nucleares. Ele fornece diretrizes claras, mas permite flexibilidade para que os fabricantes escolham como alcançar a conformidade. Além disso, a atualização constante das normas garante sua relevância em um cenário tecnológico em evolução (AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, 2021).

A ASME Seção X é dedicada ao projeto, fabricação e inspeção de vasos de pressão construídos com plásticos reforçados com fibras (FRP - *Fiber Reinforced Plastics*). A especificidade desses materiais implica uma abordagem diferenciada em relação aos vasos metálicos tradicionais, o que exige critérios específicos quanto ao comportamento mecânico, métodos de produção e inspeção.

Vasos de pressão metálicos apresentam características isotrópicas e ductilidade previsível, o que permite o uso de tensões admissíveis estabelecidas com base na resistência à tração e em testes de ductilidade. Em contraste, vasos de plástico reforçado com fibras são anisotrópicos, com propriedades físicas que variam de acordo com a orientação das fibras e a matriz de resina (ASME, 2021).

A Seção X enfatiza o posicionamento e a orientação das fibras e da matriz para garantir a resistência e o desempenho.

A ASME também especifica que esses vasos não podem ser fabricados com um único material básico com especificação própria da *American Society for Testing and Materials* (ASTM), o que exige uma combinação de fibras e resinas unidas com um catalisador (ASME, 2021).

A norma organiza os projetos em três classes principais, cada uma com um processo de qualificação distinto. A ASME Seção X (2021, p. xliii) define:

A adequação de projetos específicos será qualificada por meio de um dos seguintes métodos: (a) Classe I Design — qualificação do projeto de um vaso por meio do teste de pressão de um protótipo; (b) Classe II Design — aplicação de regras obrigatórias de projeto e testes não destrutivos; (c) Classe III Design — qualificação do projeto com teste de protótipo e aceitação adicional por métodos não destrutivos.

A Seção X da norma ASME define os requisitos para o projeto, fabricação e inspeção de vasos de pressão de plástico reforçado com fibras (FRP). Uma característica fundamental da Seção X é a divisão dos vasos em três classes de projeto, cada uma com requisitos específicos, conforme delineado em RG-100 (ASME, 2019). Essas classes são definidas de acordo com a ASME Seção X (2021, p. xliii):

a) Classe I: caracteriza-se pela qualificação do projeto por meio de testes de pressão em um protótipo. Nesta classe, um vaso protótipo é submetido a testes rigorosos para validar o projeto e garantir sua integridade estrutural.

Os limites de pressão para vasos de pressão Classe I variam dependendo do método de fabricação utilizado, conforme especificado em RG-111:

- Moldagem em saco, contato ou fundição centrífuga: pressão máxima de 150 psi (1 MPa).
- Enrolamento filamentar: pressão máxima de 1.500 psi (10 MPa).
- Enrolamento filamentar com aberturas de boss polar: pressão máxima de 3.000 psi (20 MPa).

b) Classe II: caracteriza-se pela aplicação de regras obrigatórias de projeto e testes não destrutivos (Artigos RD-11 e RT-6). Os limites máximos de pressão devem estar em conformidade com a especificação RD-1120.

c) Classe III: caracteriza-se por projetos de protótipos com fator de segurança ampliado. A pressão mínima de qualificação por meio de teste hidrostático deve ser 2,25 vezes a pressão de pro-

jeto para vasos de fibra de carbono e 3,5 vezes para vasos de fibra de vidro. Vasos híbridos também são abordados. A pressão deve estar entre 21 MPa e 103 MPa (ASME, 2019; ASME, 2021; Rawls et al., 2010; Newhouse et al., 2012).

Além da divisão em classes, a ASME Seção X exige ensaios hidrostáticos rigorosos para garantir a integridade estrutural e a vedação. A norma define que componentes metálicos adicionais devem cumprir os requisitos da Seção VIII da ASME BPVC (ASME, 2021).

A norma fornece uma lista abrangente dos padrões ASTM e ASME aplicáveis aos testes e componentes. Esses testes incluem resistência à tração, compressão, cisalhamento e rigidez de plásticos reforçados, além de controle de qualidade e inspeção não destrutiva (ASME, 2021).

A ASME Seção X (2019, p. 133) estabelece a certificação obrigatória dos profissionais que conduzem testes não destrutivos (normas SNT-TC-1A), permite assegurar que o projeto, fabricação e inspeção sejam conduzidos com altos padrões de segurança e eficiência (ASME, 2021).

O projeto abordado neste documento refere-se a vasos de pressão Classe III, que atendem às exigências para a contenção de hidrogênio com polímeros envoltos em compósito de fibra de carbono. As propriedades dos materiais, o comportamento sob esforços repetitivos e os limites de temperatura exigidos pela ASME Seção X para esses vasos são apresentadas a seguir:

a) Características de Baixo Módulo de Elasticidade

A norma descreve que os laminados plásticos reforçados por fibras apresentam um módulo de elasticidade de até 6.900 MPa, significativamente inferior ao dos metais ferrosos (até 210.000 MPa). Um menor módulo de elasticidade exige mais cuidado na análise para minimizar o risco de flambagem e garantir a estabilidade estrutural. Por isso, o uso de tampas esféricas é sugerido para materiais isotrópicos, e de tampas elípticas para materiais anisotrópicos (ASME, 2021).

b) Fadiga e Requisitos de Ciclagem

Os compósitos apresentam bom desempenho em fadiga sob baixas tensões. No entanto, seu menor módulo de elasticidade resulta em maior deflexão sob a mesma unidade de tensão que metais (ASME, 2021). Os vasos de Classe III devem ser testados com ciclos de pressão variando de 10% a 100% da pressão de projeto ao longo de "N" ciclos (ASME, 2021), sem vazamentos ou rupturas.

c) Resistência Estrutural

Para melhorar a resistência estrutural e a distribuição de tensões, a técnica de enrolamento filamentar é amplamente empregada, na qual "o laminado contendo filamentos contínuos multidirecionais é enrolado circunferencial e longitudinalmente (padrão helicoidal) de maneira sistemática, sob tensão controlada, ao longo da carcaça cilíndrica e das tampas do revestimento" (Rawls et al., 2010, p. 3). Esse processo permite uma orientação precisa das fibras e um alto volume de fração de fibra, o que resulta em vasos leves, com alta integridade estrutural, ideais para suportar ciclos de pressão repetidos (Rawls et al., 2010).

d) Regras Específicas para Vasos de Armazenamento de Hidrogênio

Os vasos de hidrogênio são classificados como Classe III e seguem os requisitos do Apêndice 8 da Seção X. Eles suportam pressões de 20,7 MPa a 103 MPa, com diâmetro máximo de 2,54 m. Rawls et al. (2010, p. 2) e ASME (2019, p. 126) informam que esses vasos devem apresentar vida útil máxima de 20 anos. Os "requisitos de projeto, fabricação e inspeção foram especificados, incluindo a realização de ensaios de emissão acústica durante a fabricação" (Rawls et al., 2010, p.2). Para vasos de fibra de carbono, a pressão mínima de qualificação deve ser 2,25 vezes a pressão de projeto, onde a tensão máxima admissível é aproximadamente $1 / 2,25 \approx 0,444$ (44,4%) para os vasos Tipo 4, Classe III, deixando o fator de segurança implícito nos cálculos de projeto (ASME, 2019).

e) Efeitos de Deflexão, Ruptura Sob Tensão e Temperatura

Os materiais compósitos não apresentam deflexão lenta (*creep*) ou falha por baixa tensão de ruptura, mas "perdem resistência final à medida que a temperatura aumenta e tornam-se mais frágeis com a queda da temperatura" (ASME, 2021, p. xlv). A baixa condutividade térmica e as propriedades ablativas tornam esses materiais ideais para ambientes de altas temperaturas ou sujeitos a incêndios.

f) Temperaturas Máxima e Mínima de Operação e Projeto

A norma fixa a temperatura mínima de projeto para todas as classes em -54°C (ASME, 2019). Para a Classe III, a temperatura máxima não "deve ser 35°F (19°C) abaixo da temperatura máxima de uso da resina, conforme documentado nas Especificações de Fabricação, mas nunca deve exceder 185°F (85°C)" (ASME, 2021, p. xlv).

Em sequência, serão apresentados os critérios específicos do Apêndice 8 da norma ASME Seção X de 2019, considerando o escopo, os materiais e o design do projeto do vaso de pressão Classe III, com foco nos componentes principais para o desenvolvimento do vaso Tipo IV.

g) Escopo

O vaso de pressão Tipo IV deve ser construído com um laminado de filamentos contínuos multidirecionais de fibra de carbono e resina (epóxi), aplicados circunferencial e longitudinalmente sob tensão controlada em torno do cilindro e dos domos para suportar as tensões axiais e proteger as extremidades. Em seguida, o material passa pelo processo de cura (ASME, 2019; Neves et al., 2023). A norma também exige aberturas nas duas extremidades para os bocais, os quais devem atender aos critérios da regulamentação RG-404.2. Para o Tipo IV, o limite superior para o diâmetro externo é de 2,5 m, e sua pressão de ruptura não deve exceder 10% da pressão de ruptura nominal (ASME, 2019). A vida útil dependerá da especificação do projeto, estando limitada a 20 anos a partir da fabricação. A pressão interna pode estar entre 21 MPa e 103 MPa. O hidrogênio é um dos fluidos permitidos, sendo necessária a compatibilidade com o revestimento, o compósito e os bocais. Caso contrário, um teste deve ser conduzido (ASME, 2019).

h) Materiais

Componentes metálicos devem atender aos requisitos da ASME Seção VIII, Divisão 3. Os laminados (plásticos reforçados com fibras) devem seguir à Seção 8-300.2. Este estudo considera fibras de carbono aplicadas circunferencial e longitudinalmente, baseadas em PAN (poliacrilonitrila) e com garantia de resistência mínima. As resinas podem ser epóxi, poliéster ou vinílicas, com promotores e agentes de cura. As propriedades naturais da resina não devem ser alteradas com corantes ou aditivos. *Liners* não metálicos não compartilham carga, deixando o compósito como único material de suporte (ASME, 2019).

De acordo com o Apêndice 8, os vasos de pressão Classe III precisam garantir segurança e confiabilidade ao operar sob condições severas de pressão interna, temperatura e diferentes tipos de carregamento. Para atender a essas exigências, é essencial que se realizem análises utilizando o método dos elementos finitos (MEF ou FEM – *Finite Element Method*). Essa abordagem permite validar se o comportamento estrutural dos vasos de compósito (especificamente, fibra de carbono e resina epóxi) atende aos limites de tensão, resistência e durabilidade exigidos pela norma.

A ênfase da próxima seção estará na revisão da literatura acerca do comportamento estrutural, térmico, modal e de fratura do vaso de pressão Tipo IV.

3.4. Importância e uso do MEF

O MEF é uma ferramenta fundamental para a análise o desempenho de cilindros de pressão, em especial os do Tipo 4, que empregam materiais compósitos. Utilizando o *software* ANSYS Workbench, o MEF possibilita a discretização do domínio em elementos finitos interconectados, o que permite a aproximação das soluções para equações diferenciais que descrevem o comportamento físico do sistema (Azevedo, 2016). A precisão dos resultados depende da qualidade da malha, das propriedades dos materiais e das condições de contorno aplicadas.

3.4.1. Como é pensada a modelagem e a simulação no ANSYS

A modelagem e a simulação no ANSYS Workbench baseia-se na discretização do domínio (o cilindro) em um número finito de elementos interconectados por nós. No MEF, as equações diferenciais que governam o comportamento físico do sistema (estrutural, térmico, etc.) são resolvidas em cada elemento, e a solução global é aproximada por meio de interpolação. A precisão da solução depende do tamanho e da forma dos elementos, bem como das condições de contorno e das propriedades dos materiais.

3.4.2. Análises importantes

Para cilindros Tipo 4, as seguintes análises são particularmente importantes.

a) Teoria da Análise Estrutural

A análise estrutural estática visa determinar a distribuição de tensões, deflexões e deslocamentos no cilindro sob a ação de cargas constantes, como a pressão interna do hidrogênio (Ugural e Fenster, 2011). Por meio desta análise, verifica-se se o cilindro suporta as cargas sem exceder os limites de resistência dos materiais, garantindo-se, assim, a integridade estrutural. Ela baseia-se nas equações da elasticidade linear, que relacionam tensões e deflexões através das propriedades dos materiais (módulo de Young, coeficiente de Poisson). Essas equações são resolvidas pelo ANSYS para cada elemento da malha, considerando as condições de contorno aplicadas (apoios, restrições, etc.) (Ugural e Fenster, 2011).

b) Teoria da Análise Térmica

A análise térmica busca determinar a distribuição de temperatura e o fluxo de calor no cilindro durante o enchimento e esvaziamento ou sob diferentes condições ambientais (Incropera et al., 1996). Por meio dessa análise, avalia-se a dissipação de calor do cilindro, evitando o superaquecimento e garantindo a segurança do armazenamento de hidrogênio. Ela baseia-se na lei de Fourier, que relaciona o fluxo de calor com o gradiente de temperatura e a condutividade térmica dos materiais. A equação do calor é resolvida pelo ANSYS para cada elemento da malha, levando-se em conta as condições de contorno térmicas (temperaturas fixas, convecção, radiação, etc.) (Incropera et al., 1996).

A interdependência entre temperatura e fluxo de calor constitui um aspecto importante, pois a temperatura é uma propriedade que descreve o estado térmico de um corpo, enquanto o fluxo de calor é o processo de energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperatura. A distribuição de temperatura estabelece o potencial para o fluxo de calor, e a magnitude do fluxo é determinada tanto pelo gradiente de temperatura quanto pelas propriedades térmicas dos materiais (principalmente a condutividade térmica). As alterações nos valores de temperatura e fluxo de calor após a introdução da trinca refletem como essa descontinuidade no material pode influenciar a transferência de calor dentro do sistema.

c) Teoria da Análise Modal

A análise modal é uma técnica utilizada para identificar as frequências naturais e modos de vibração de uma estrutura, como um cilindro de pressão Tipo 4 (Azevedo, 2016; Bathe, 2014). Segundo Azevedo (2016, p. 102), por meio desta análise, garante-se que o cilindro não entre em ressonância com as frequências operacionais, evitando falhas estruturais. Os modos de vibração são determinados através do método dos elementos finitos (MEF), que subdivide a geometria em uma

malha de elementos e calcula os deslocamentos e tensões em cada nó da malha para diferentes frequências naturais de vibração. Esta análise é crucial para evitar que a estrutura ressoe em frequências operacionais, o que poderia causar falhas graves. As condições de contorno influenciam diretamente os modos de vibração obtidos, e a identificação das frequências naturais é essencial para garantir a segurança da estrutura (Azevedo, 2016).

d) Teoria da Análise de Fratura

A análise de fratura tem como objetivo avaliar a possibilidade de propagação de trincas pre-existentes no cilindro de pressão compósito sob as condições de carregamento operacionais. Segundo Azevedo (2016, p. 34), materiais compósitos como os de fibra de carbono com epóxi, utilizados em cilindros tipo-4, podem exibir comportamento frágil ou quasi-frágil, necessitando de critérios de falha adequados para assegurar o desempenho sem falhas. A metodologia principal empregada neste estudo é a mecânica da fratura linear elástica (MFLE). Na presença de defeitos, os Fatores de Intensidade de Tensão (SIFs) são essenciais para descrever o comportamento de uma trinca no material, o que auxilia na previsão de falhas (ANSYS, 2004). Esta abordagem caracteriza a severidade do campo de tensões na vizinhança da ponta de uma trinca através dos SIFs. Existem três modos fundamentais de carregamento na ponta de uma trinca, cada um associado a um SIF:

Modo I (Abertura): Caracterizado por K_I , representa tensões que tendem a separar as faces da trinca perpendicularmente ao plano da trinca, e descreve a distribuição da tensão ao longo da frente da trinca sob essa condição (Azevedo, 2016; ANSYS, 2004).

Modo II (Cisalhamento no Plano): Caracterizado por K_{II} , representa tensões de cisalhamento que tendem a deslizar as faces da trinca uma sobre a outra, no próprio plano da trinca (ANSYS, 2004).

Modo III (Rasgamento): Caracterizado por K_{III} , representa tensões de cisalhamento que tendem a deslizar as faces da trinca uma sobre a outra, perpendicularmente à frente da trinca (movimento de rasgamento ou torção) (ANSYS, 2004).

Para materiais compósitos laminados, a falha por deflexão (separação entre camadas) é um cenário comum, facilitado pela relativa baixa resistência da interface comparada à resistência das lâminas (Barbero, 2008).

Ressalta-se que, em compósitos, a propagação de trincas, especialmente deflexões, frequentemente ocorre sob condições de modo misto. A trinca é constrangida a seguir a interface ou o plano interlaminar fraco, e o carregamento externo aplicado raramente resulta em um estado de tensão puramente de Modo I, II ou III na ponta da trinca (Barbero, 2008). Portanto, o cálculo e a análise de

todos os três SIFs (KI, KII e KIII) são geralmente necessários para descrever adequadamente o estado de carregamento local na frente da trinca e avaliar corretamente o risco de propagação.

Os SIFs (K) estão relacionados à Taxa de Liberação de Energia (ERR ou G), um parâmetro energético (Barbero, 2008). A propagação da trinca ocorre quando a combinação das "forças motrizes" (representadas pela combinação de KI, KII, KIII ou pelas componentes de G) excede a resistência intrínseca do material à fratura, conhecida como tenacidade à fratura (K_{Ic} ou G_c), que é uma propriedade do material (ANSYS, 2004). Especificamente para o Modo I puro, o equipamento falhará se o valor de KI superar o valor crítico da tenacidade à fratura, K_{Ic} (ANSYS, 2004). Contudo, para a condição de modo misto prevalecente em compósitos, isso requer a aplicação de um critério de fratura combinado, que relaciona os valores calculados de KI, KII e KIII com as tenacidades à fratura intrínsecas do material para cada modo (K_{Ic} , K_{IIc} , K_{IIIc}) (Barbero, 2008). Embora existam abordagens alternativas como a Mecânica do Dano Contínuo (CDM) (Barbero, 2023) ou Discreto (DDM) (Barbero, 2023), a MFLE com SIFs para modo misto é uma ferramenta padrão para este tipo de avaliação.

4. METODOLOGIA

4.1. Materiais utilizados

As simulações foram realizadas considerando cilindro de pressão tipo 4 para armazenagem de gás hidrogênio. O vaso foi modelado com uma estrutura cilíndrica oca, o qual teve suas extremidades conectadas a domos, nos quais se localizaram os bocais, por onde o gás hidrogênio deve ser inserido.

O vaso de pressão tipo 4 foi composto pelo *liner* (material base PEAD, com espessura fina), o qual foi envolvido por camadas de compósito (fibras de carbono e resina epóxi). O bocal foi feito de liga de Alumínio 6061 T6¹. As propriedades mecânicas do PEAD e da liga de alumínio foram pré-definidas no ANSYS e algumas têm suas propriedades apresentadas na Tabelas 1. Para o material compósito, realizaram-se modificações de suas propriedades e, com isso, alterou-se o compósito já existente no ANSYS.

Para o material composto, foram utilizadas algumas das propriedades mecânicas do compósito T700/Epóxi no material de fibras de carbono com resina epóxi UD (230GPa) Prepreg encontrado no ANSYS, conforme Hassan (2018, p. 110). Adicionalmente, quanto às propriedades térmicas da fibra de carbono T700 (forma bruta), considerou-se para o eixo X uma faixa em torno de 100 a 150 W/m°C, sendo seu valor médio de 120 W/m°C. Para os eixos Y e Z, os valores variam entre 5 e 10 W/m°C, sendo de baixa condutividade térmica indicada pelo valor de difusividade térmica de 0,27 mm²/s (LI, 2021).

Na Tabela 1, pode-se observar também algumas das propriedades importantes do material compósito aplicado ao vaso de pressão tipo 4, sendo considerado o eixo X como o eixo na direção longitudinal do cilindro.

Tabela 1 - Materiais usados e suas características

| Características/Material | Liga Al 6061 T6 | PEAD | T700/Epóxi |
|--------------------------------|----------------------|----------------------|--------------------------------|
| Densidade (kg/m ³) | 2713 | 958,5 | 1570 |
| Coefficiente de Expansão | 2,278E ⁻⁵ | 1,450E ⁻⁴ | -4,700E ⁻⁷ (Eixo X) |

1. . LUXFER Cylinders. G-Stor Go Type 4. Disponível em: <https://www.luxfercylinders.com/product/g-stor-go-type-4>. Acesso em: 12 mai. 2024.

| | | | |
|--|---------------------|---------------------|---|
| Térmica (C ⁻¹) | | | 3E ⁻⁵ (Eixos Y e Z) |
| Condutividade Térmica [W/(m*C)] | 155,3 | 0,481 | 120 (Eixo X) 5 (Eixos Y e Z) |
| Módulo de Young (MPa) | 6,904E ⁴ | 1,080E ³ | 132 (Eixo X) 10,3 (Eixos Y e Z) |
| Razão de Poisson | 0,330 | 0,418 | 0,38 (Eixo X) 0,25 (Eixos Y e Z) |
| Módulo de Cisalhamento (MPa) | 2,595E ⁴ | 3,807E ² | 3,91 (Eixo X) 6,5 (Eixos Y e Z) |
| Limite de Escoamento (MPa) | 2,592E ² | 28,39 | 2,231E ³ |
| Limite de Resistência à Tração (MPa) | 3,131E ² | 28,39 | 2,231E ³ (Eixo X) 29 (Eixos Y e Z) |
| Limite de Resistência à Compressão (MPa) | -- | -- | -1,082E ³ (Eixo X) -1E ² (Eixos Y e Z) |
| Limite de Resistência à Cisalhamento (MPa) | -- | -- | 32 (Eixo YZ) 60 (Eixos XY e XZ) |

Fonte: Elaborada pela autora.

4.2. Geometria

4.2.1. Procedimentos Gerais

Esses procedimentos gerais demonstraram o modo de como criar uma geometria usando o ANSYS para vasos de pressão em geral.

Abrindo o Workbench do ANSYS Student e habilitando o sistema de análise Estrutural Estática, os materiais necessários foram aplicados e modificados. Após esse procedimento, foi escolhido o SpaceClaim para modelar a Geometria desejada.

Antes de iniciar a modelagem, escolheu-se adequadamente a posição inicial do eixo cartesiano, na qual o projeto melhor se adequa, podendo ser X-Y, X-Z ou Y-Z. No caso desses vasos de pressão, foi escolhida inicialmente a posição Y-Z, para desenvolver o formato 2D da geometria, onde X ficou como o eixo longitudinal do projeto.

Em alguns casos, foi necessário se atentar ao espaçamento para diferenciar duas ou mais partes do objeto, as quais demonstram-se compostas por materiais diferentes, como foi feito para a

construção da geometria do vaso de pressão tipo IV. Inicialmente, desenvolveu-se a geometria em 2D com suas respectivas medidas, onde foram separadas as partes do *liner*, do bocal e do material compósito, sendo que para cada um desses componentes foram criados novos Sketch, sendo habilitado um sketch por vez a depender de qual componente geométrico estivesse sendo desenvolvido, e para evitar conflito de faces entre cada parte, utilizou-se “Offset” () no SpaceClaim de 0,0001 mm de um sketch para o outro, necessitando ocultar um dos sketch após essa aplicação.

A seguir, pode observar a barra de ferramentas do SpaceClaim (Figura 2), da qual, algumas dessas ferramentas foram citadas no texto para uma melhor compreensão da construção da geometria.

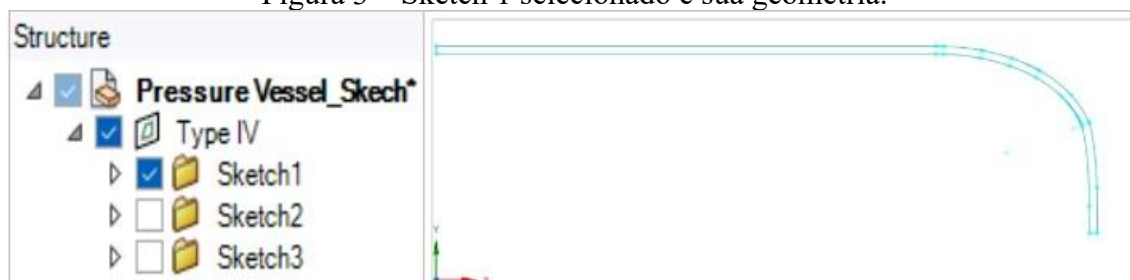
Figura 2 – Barra de Ferramentas do SpaceClaim.



Fonte: Elaborada pela autora.

Para o procedimento de construção da geometria em 3D, conferiu-se cada componente separado e se estavam formando uma face ao selecionar “Pull” no SpaceClaim, caso não formasse faces, significaria que algum nó do sketch estaria em desacordo, sendo necessário desenvolver uma conexão única entre os extremos de algumas das curvas projetadas. Após conferir se estava tudo de acordo com as formações de faces esperadas, utilizou-se o “Pull” para formar primeiro a geometria 3D do Sketch 1 (*liner*), enquanto mantém os outros Sketch sem a marca de seleção, como pode ver na Figura 3.

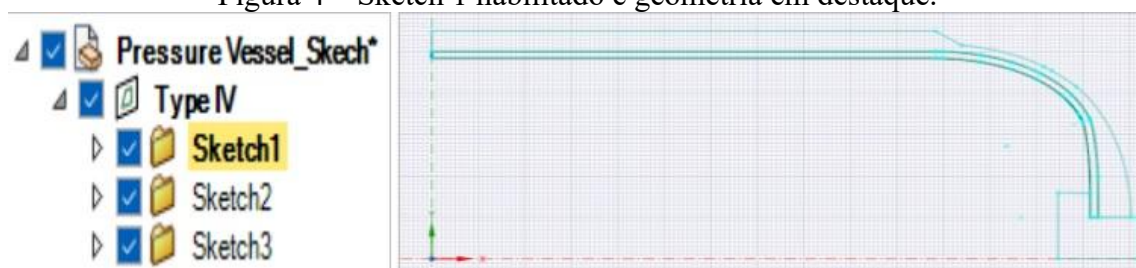
Figura 3 – Sketch 1 selecionado e sua geometria.



Fonte: Elaborada pela autora.

A Figura 4 possibilita observar toda a geometria criada para os três componentes do cilindro tipo IV, onde o Sketch 1 foi habilitado para edição de sua geometria, apresentando as curvas com tonalidade mais escura para esse sketch, podendo observar também as geometrias dos sketch 2 (bocal) e sketch 3 (material compósito).

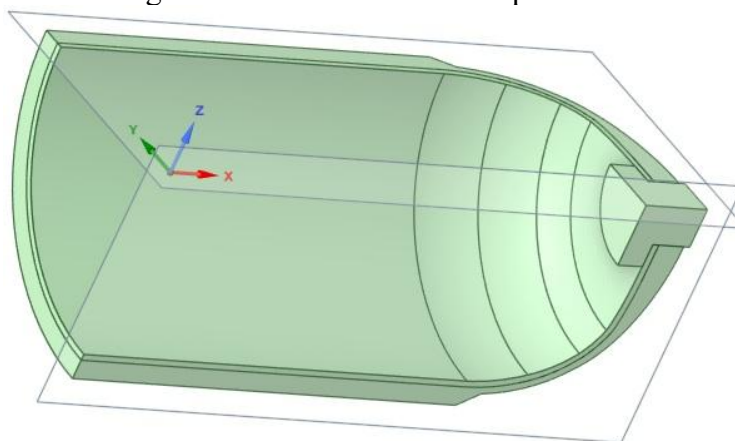
Figura 4 – Sketch 1 habilitado e geometria em destaque.



Fonte: elaborada pela autora.

Após aplicar “Pull” no desenho, obteve-se uma geometria 3D simétrica, a qual pôde ser repartida em quatro seções a fim de facilitar a simulação. Nesse caso, foram criados planos nos eixos centrais em Y e Z, e na Barra de ferramentas do SpaceClaim. Em “Design” aplicou-se “Split” para realizar os devidos cortes. Nota-se na Figura 5, a geometria 3D já cortada e seus devidos planos de corte.

Figura 5 – Geometria 3D com planos de corte



Fonte: Elaborada pela autora.

Com a geometria concluída, no ANSYS Workbench, seguiu-se a sequência para o “Model”, marcado em azul na Figura 6, no qual, ao clicar com o botão direito, escolheu-se e aplicou-se “Refresh” para que a geometria fosse enviada ao projeto da simulação, permitindo, em seguida, abrir o “Model” e acessar o ANSYS Mechanical, onde ocorreu todos os procedimentos necessários para a simulação.

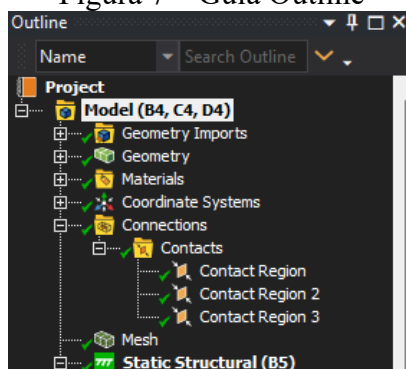
Figura 6 – ANSYS Workbench com Model selecionado



Fonte: Elaborada pela autora.

Ao acessar o ANSYS Mechanical, foi exibida a guia lateral chamada de “Outline” (Figura 7), na qual aplicou-se os materiais utilizados, dependendo de quais foram escolhidos em “Engineering Data”, pois influenciou em quais materiais vão aparecer no Mechanical. Além disso, nessa guia, no caso de componentes separados, para garantir que todas as partes da peça estivessem se encostando, apareceu um subtópico denominado “Connections”, no qual notou-se que cada componente é considerado como em contato com o outro componente. Por isso, necessitou-se de uma geometria com pequeno espaçamento entre cada parte da peça.

Figura 7 – Guia Outline

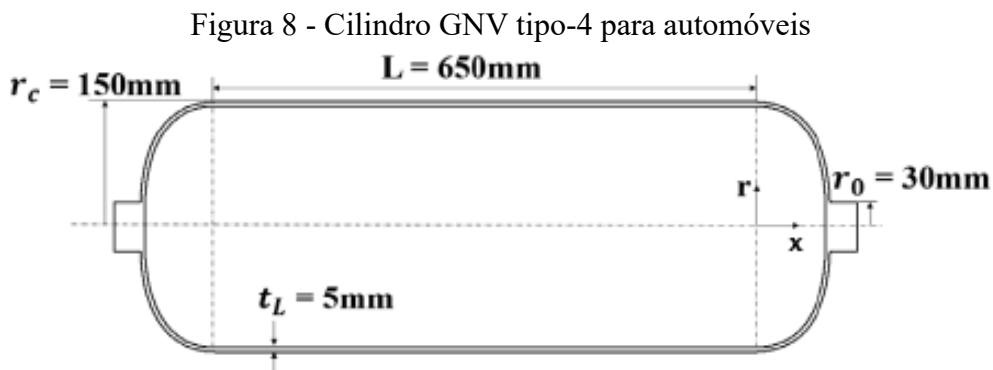


Fonte: Elaborada pela autora.

A seguir, foi explicado como ocorreu o desenvolvimento das partes específicas da geometria do vaso de pressão tipo 4.

4.2.2. Dados do Vaso Tipo 4

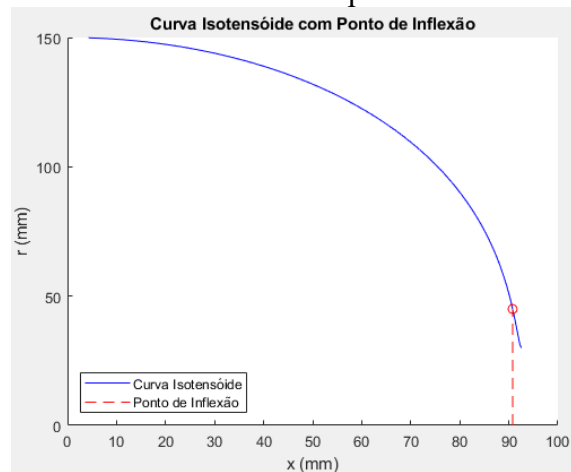
O *liner* teve suas medidas retiradas de um cilindro GNV para gás hidrogênio, com o raio externo $r_c = 150$ mm, do bocal $r_0 = 30$ mm, o comprimento do cilindro $L = 650$ mm e a espessura $t_L = 5$ mm, como pode ser observada na Figura 8 (PARK, JANG, KIM 2021). Os domos tiveram sua forma obtida em cálculos no Matlab R2021b que geraram uma curva isotensóide, a qual apresentou um ponto de inflexão onde a curvatura foi substituída por uma seção circular (PARK, JANG, KIM, 2021).



Fonte: adaptado de Park, Jang, Kim (2021, p. 5)

O Gráfico 1 demonstra a curva isotensóide, com a abcissa representando a variação no eixo x e a ordenada indicando a variação do raio ($r_c > r > r_0$).

Gráfico 1 - Isotensóide e ponto de inflexão

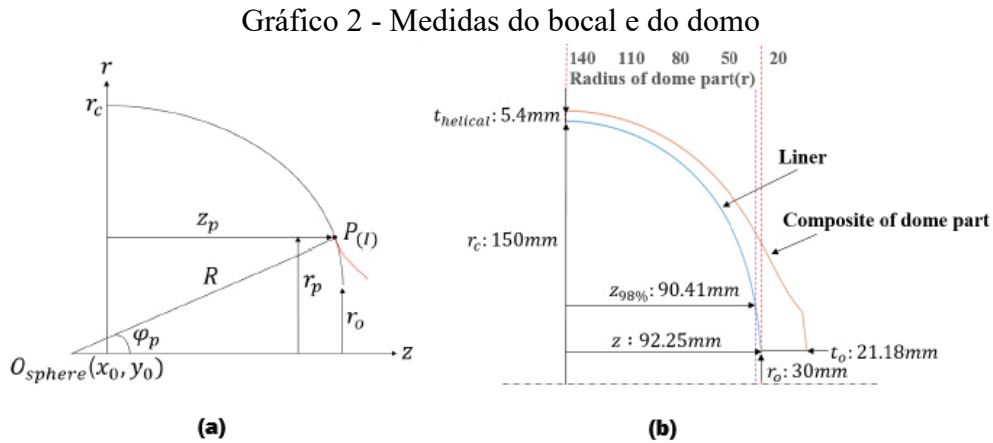


Fonte: Elaborada pela autora.

As equações usadas foram:

$$\zeta = \int_{\rho}^1 \frac{\rho^3 d\rho}{\sqrt{\frac{\rho^2 - \rho_0^2}{1 - \rho_0^2} - \rho^6}} \quad (1)$$

Onde, $\rho = r/r_c$ e varia de r_0/r_c até 1 e ζ é a coordenada axial normalizada pela altura total do domo. Assim, foram calculados os correspondentes valores de ζ para traçar a forma da isotensóide (PARK, JANG, KIM, 2021).



Fonte: adaptada de Park, Jang, Kim (2021, p. 4-5)

A curvatura do domo foi elaborada de acordo com as medidas apresentadas no Gráfico 2a para o eixo z do gráfico. Após o ponto de inflexão, a curva isotensóide teve que ser substituída por uma curva esférica na faixa entre $z_{98\%}$ e z do Gráfico 2b. De acordo com Park, Jang, Kim (2021, p. 4). O raio para a curva esférica foi ajustado de acordo com as seguintes equações:

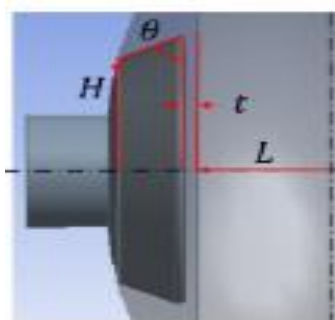
$$R = \frac{r_p}{\sin\varphi_p} = \frac{1}{r_p^2} \sqrt{\frac{r_p^2 - r_0^2}{1 - r_0^2}} \quad (2)$$

$$R^2 = (r_p - z_0)^2 + (y_p - x_0)^2 \quad (3)$$

Com essas duas equações, possibilitou-se obter o raio R, o ângulo φ_p e o ponto x_0 , com o ponto z_0 definido como zero, pois localizou-se no eixo y.

O compósito do domo teve sua geometria conforme a distância t_0 do Gráfico 2b, começando com uma espessura de 14,7 mm ao longo de L, e 5,4 mm no domo, iniciando no raio r_c e finalizando com t_0 (PARK, JANG, KIM, 2021).

Figura 9 - Medidas do compósito do domo



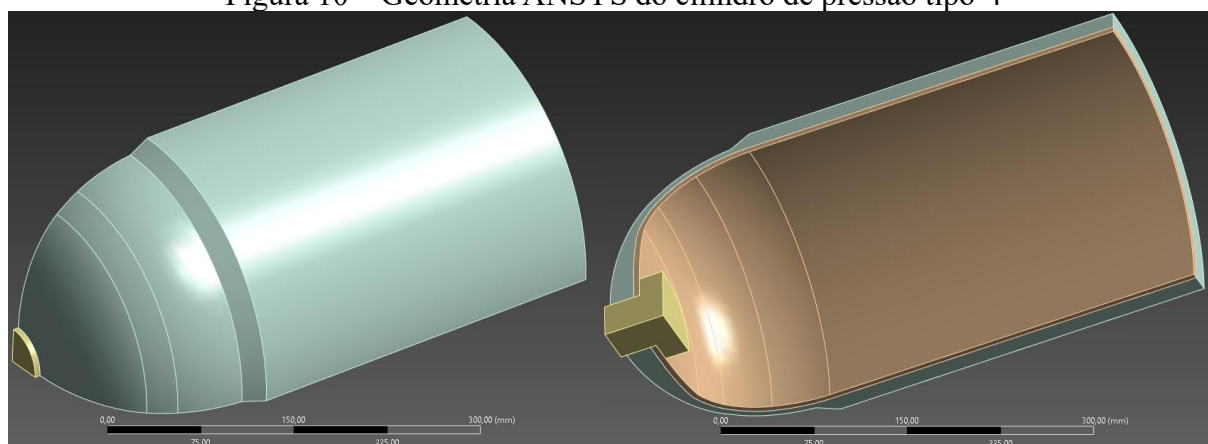
Fonte: Park, Jang, Kim (2021, p. 7)

Para a geometria do bocal, os parâmetros da Figura 9 foram determinados de modo a otimizar a geometria, sendo $L = 72 \text{ mm}$, $t = 7 \text{ mm}$, $H = 47,5 \text{ mm}$ e $\theta = 89^\circ$ (PARK, JANG, KIM, 2021).

4.3. Simulação

Utilizando o programa ANSYS 2024 R1, foi criado um modelo CAD 3D do cilindro de pressão Tipo 4 (Figura 10), o qual apresenta-se em 1/8 de toda sua extensão e diâmetro, pois isso facilita a simulação. O compósito determina-se pela cor verde, o *liner* pela cor marrom e o bocal pela cor amarela (Figura 10). Esse vaso de pressão foi desenvolvido seguindo os conformes explicados na construção da geometria na seção 3.2.

Figura 10 – Geometria ANSYS do cilindro de pressão tipo-4



Fonte: Elaborada pela autora.

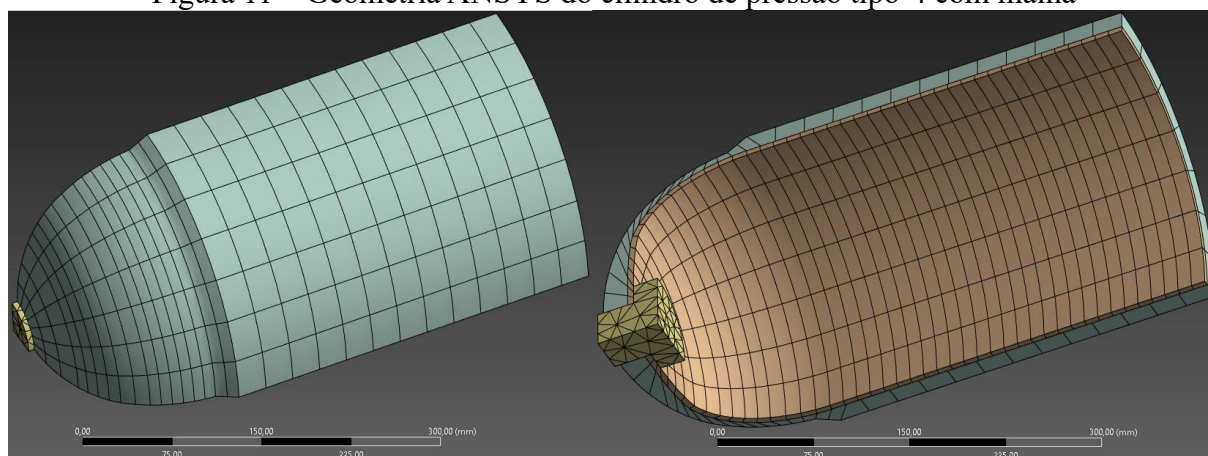
Na Figura 7, possibilitou verificar que existe uma guia denominada “*Geometry*”, onde permitiu determinar e associar o material ao seu componente respectivo, no caso do bocal ser feito da

liga de alumínio 6061 T6, o *liner* ser composto pelo polímero PEAD e o compósito ser de fibra de carbono T700 com resina epóxi.

Na guia “*Materials*” (Figura 7), são apresentados os materiais que foram usados para o referido projeto. Em “*Coordinate Systems*” observa-se o sistema de coordenadas global e posteriormente foi apresentado o sistema de coordenadas criado pelo usuário para desenvolver a trinca no compósito.

Por último, nota-se a guia “*Mesh*” (Figura 7), a qual indicou a percepção de como a malha do projeto distribuía-se (Figura 11).

Figura 11 – Geometria ANSYS do cilindro de pressão tipo-4 com malha



Fonte: Elaborada pela autora.

Conseguiu-se obter a malha clicando com o botão direito em *Mesh* e clicando em *Update*, cujo símbolo é um raio ou apenas selecionando *Mesh* na barra de ferramentas do ANSYS *Mechanical* e clicando em *Update* na guia *Mesh*.

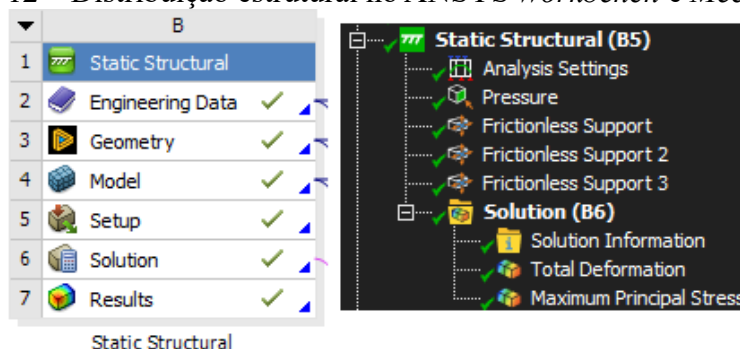
Após feitos esses procedimentos iniciais de construção da geometria até a obtenção da malha, foram desenvolvidas análises para determinar se as condições do vaso de pressão seriam adequadas ou não para uso posterior.

4.3.1. Análise estrutural

Para análise estrutural, as propriedades dos materiais foram definidas conforme a literatura e a Tabela 1. Em seguida, foram aplicadas condições de contorno de acordo com a norma ASME seção X e aplicados carregamentos para simular o comportamento do cilindro em diferentes condi-

ções operacionais. De acordo com a Figura 12a, após usar o ANSYS *Workbench*, foi selecionado o item “*Static Structural*” para dar início à simulação da análise estrutural estática do modelo do vaso de pressão tipo 4, onde os materiais e a geometria foram atribuídos para gerar o modelo em “*Model*” e poder abrir o projeto no ANSYS *Mechanical*, no qual pôde-se realizar a simulação, apresentando solução e resultados.

Figura 12 – Distribuição estrutural no ANSYS *Workbench* e *Mechanical*



(a)

(b)

Fonte: Elaborada pela autora.

Na Figura 12b, com o uso do ANSYS *Mechanical*, de início aparece apenas as guias “*Static Structural*” e “*Analysis Settings*”, na qual não precisou modificar nenhum valor em específico. Quando clicou-se com o botão direito na guia “*Static Structural*”, escolheu-se “Inserir” e selecionou-se os itens de “Pressão” (*Pressure*), com condição de contorno de 70MPa como pressão interna, e aplicou-se três “*Frictionless Support*”, com condição de contorno dos eixos x, y e z, sendo um componente (bocal, *liner* ou compósito) para cada um dos *Frictionless Support*, o que indicou que a análise iria repetir-se para a completa geometria do vaso de pressão em cada eixo.

A guia da solução (*Solution*) já apareceu acompanhada de “Informações da Solução” (Figura 12b), quando a Análise Estrutural foi criada. Assim, ao clicar com o botão direito na guia da solução, permitiu-se escolher entre vários tipos de soluções que deseja simular. Dentre essas soluções, foram escolhidas a “Deflexão Total” (*Total Deformation*) e a “Tensão Máxima Principal” (*Maximum Principal Stress*), as quais podem ser acompanhadas na seção 4 de resultados e discussão, em específico para os resultados da análise estrutural (seção 5.1).

4.3.2. Análise térmica

Na análise térmica, foram avaliadas as condições do vaso quando já preenchido com o gás, e como a temperatura varia ao longo dos eixos do vaso.

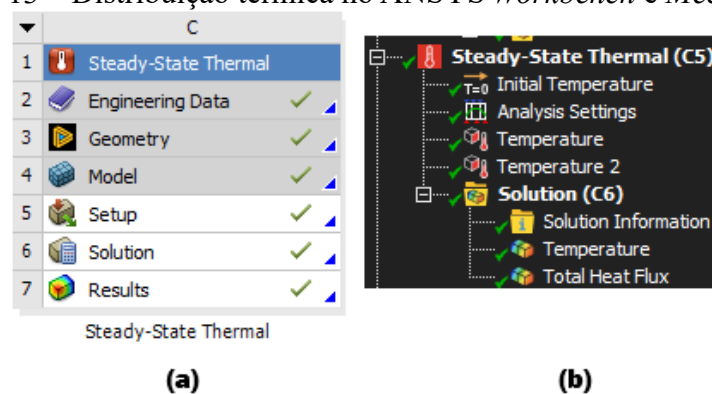
A partir da Análise Estrutural, possibilitou-se estender para os valores da Análise Térmica os itens “Dados de Engenharia”, “Geometria” e “Modelo”, pelo ANSYS *Workbench*, mostrados na Figura 13^a. A parte de “*Setup*”, “*Solução*” e “*Resultados*”, apresentaram-se através do ANSYS *Mechanical*, como vemos na Figura 13b, na qual a “*Temperatura Inicial*” e “*Analysis Settings*” não sofreram alterações.

A temperatura interna (*Temperature*) e externa (*Temperature 2*), ambas foram adicionadas ao clicar com o botão direito em “*Steady-State Thermal*”, selecionando “*inserir*” e depois escolhendo “*Temperatura*”, a qual foi escolhida duas vezes para determinar como ficaria a variação de temperatura partindo da área interna e chegando até a área externa.

A temperatura externa do vaso, determinou-se como sendo de 28°C (média de Fortaleza), e a interna máxima de 85°C, considerando resinas resistentes ao calor, em torno de 150°C para temperaturas máximas de uso da resina², cujo valor teve subtração de 19°C, obtendo o valor de 131°C, o qual excede 85°C, indicando que a temperatura máxima de projeto é de 85°C, conforme ASME (ASME, 2019; RAWLS, 2010).

O valor de 85°C foi a temperatura usada como condição de contorno interno e a temperatura ambiente de Fortaleza, teve uso como a condição de contorno externo.

Figura 13 – Distribuição térmica no ANSYS *Workbench* e *Mechanical*



Fonte: Elaborada pela autora.

2. 2M RESINAS. Resina epóxi para alta temperatura: qual a temperatura máxima que a resina epóxi suporta? [S. I.], [202-?]. Disponível em: [\[https://www.2mresinas.com.br/produtos/resina-epoxi/resina-epoxi-para-alta-temperatura#:~:text=Qual%20a%20temperatura%20m%C3%A1xima%20que,refor%C3%A7os%20cer%C3%A2micos%20ou%20cargas%20especiais.\].](https://www.2mresinas.com.br/produtos/resina-epoxi/resina-epoxi-para-alta-temperatura#:~:text=Qual%20a%20temperatura%20m%C3%A1xima%20que,refor%C3%A7os%20cer%C3%A2micos%20ou%20cargas%20especiais.) Acesso em: 01 abr. 2025.

Em “Solução” (Figura 13b), clicou-se com o botão direito e, em “Inserir”, foram escolhidas as soluções de “Temperatura” e de “Fluxo Total de Calor”, depois aplicou-se “*Solve*” para realizar a simulação e obter os resultados.

As simulações resultaram em distribuição de temperatura e fluxo de calor, como apresenta-se em Resultados e Discussão sobre análise térmica (seção 5.2).

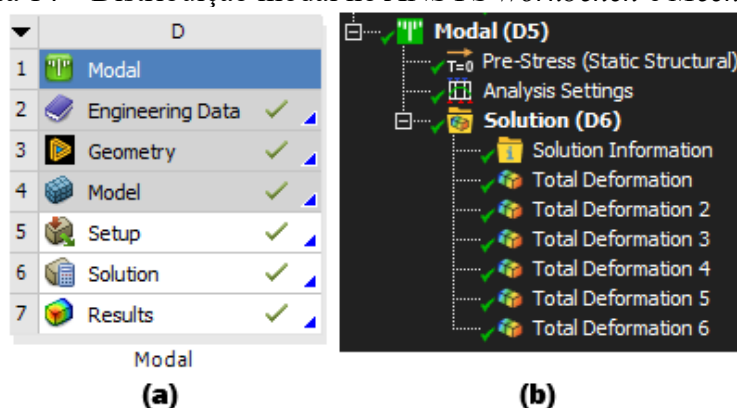
4.3.3. Análise modal

A análise modal foi desenvolvida para identificar as frequências naturais do cilindro e seus modos de vibração.

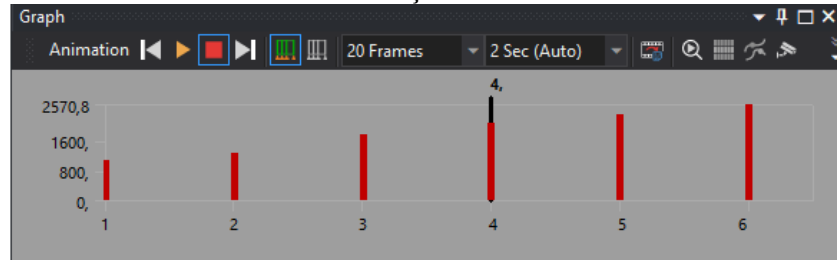
A partir da Análise Estrutural, possibilitou-se estender para os valores da Análise Modal os itens “Dados de Engenharia”, “Geometria” e “Modelo”, pelo ANSYS *Workbench*, mostrados na Figura 14a. A parte de “*Setup*”, “*Solução*” e “*Resultados*”, foram obtidos através do ANSYS *Mechanical*, como observa-se na Figura 14b, na qual a “Pré-Tensão (Estática Estrutural)” e “*Analysis Settings*” não sofreram alterações.

As análises das 6 deflexões totais (Figura 14b), foram obtidas primeiro em um gráfico (Gráfico 3) e em uma tabela (Tabela 2), os quais indicam a frequência para cada um dos 6 resultados. Selecionou-se na tabela esses valores e, depois, ao ser clicado com o botão direito do *mouse*, escolheu-se a opção “Criar resultados”, então aguardou-se os resultados gerados pela simulação.

Figura 14 – Distribuição modal no ANSYS *Workbench* e *Mechanical*



Fonte: Elaborada pela autora.

Gráfico 3 – Gráfico da distribuição modal no ANSYS *Mechanical*

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 2 - Tabela da distribuição modal no ANSYS *Mechanical*

| Tabular Data | | |
|--------------|------|----------------|
| | Mode | Frequency [Hz] |
| 1 | 1, | 1082,7 |
| 2 | 2, | 1278,3 |
| 3 | 3, | 1767,5 |
| 4 | 4, | 2061,4 |
| 5 | 5, | 2283,5 |
| 6 | 6, | 2570,8 |

Fonte: Elaborada pela autora.

Em sequência, mostra-se os resultados da Análise Modal (seção 5.3), onde cada uma das imagens (Figuras 34-39), apresentam deflexões que podem ocorrer em determinados casos. Alguns desses casos podem ser mais críticos do que outros a depender do uso final do projeto.

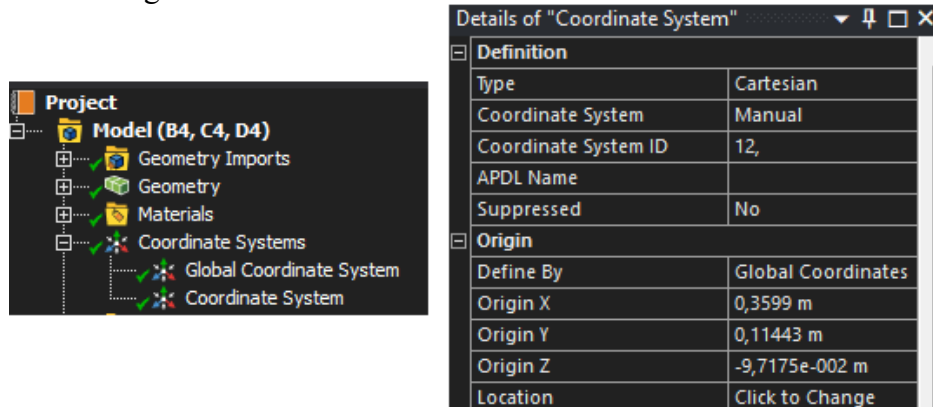
4.3.4. Análise de fratura

Para análise de fratura, primeiro adicionou-se uma coordenada localizada usando o ANSYS *Mechanical* (Figura 15). A *Global Coordinate System* é a coordenada global que já existe no sistema, já a *Coordinate System* é a coordenada que foi criada para usar como a localização da trinca na peça. Em *Details of "Coordinate System"*, manteve-se o sistema cartesiano, sendo aplicada a localização da trinca na parte de *Origin > Location > Click Change*, onde permitiu escolher a geometria de superfície (botão "Face"), selecionando a superfície externa onde apresentou-se em vermelho no vaso de pressão durante a tensão máxima principal (ver Figura 23).

Após a adição da coordenada, foi feita uma modificação na malha do material compósito, como mostra a Figura 16. Escolheu-se *Mesh > Method*, aparecendo *Patch Conforming Method* no Guia *Outline*, no qual, ao clicar, apareceram os detalhes (*Details of "Patch Conforming Method"*). Em *Scope > Geometry*, escolheu-se o corpo referente ao material compósito, e em *Definition > Me-*

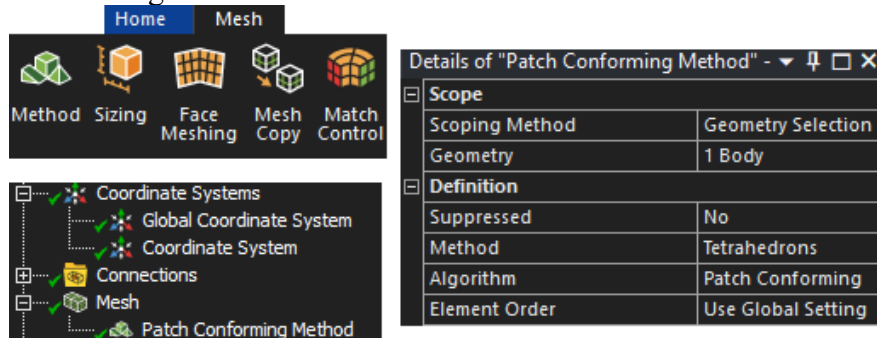
thod, selecionou-se *Tetrahedrons*, gerando tetraedros na malha antiga do compósito após realizar o solve em *Mesh*, apresentando uma malha mais recente, o que facilitou a aplicação da trinca nos passos seguintes.

Figura 15 – ANSYS Mechanical Coordenada localizada



Fonte: Elaborada pela autora.

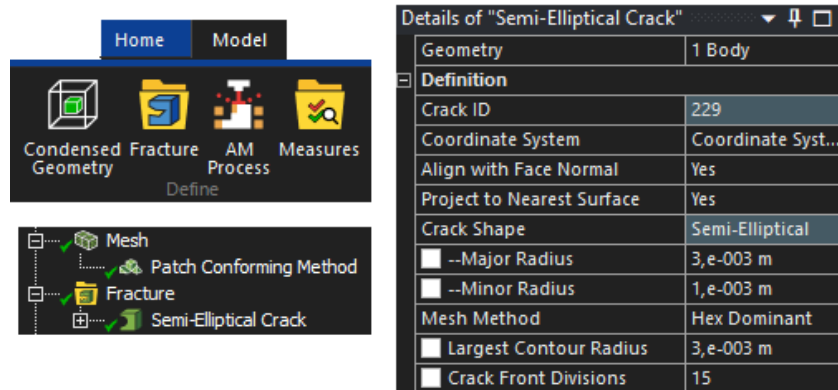
Figura 16 – ANSYS Mechanical malha modificada



Fonte: Elaborada pela autora.

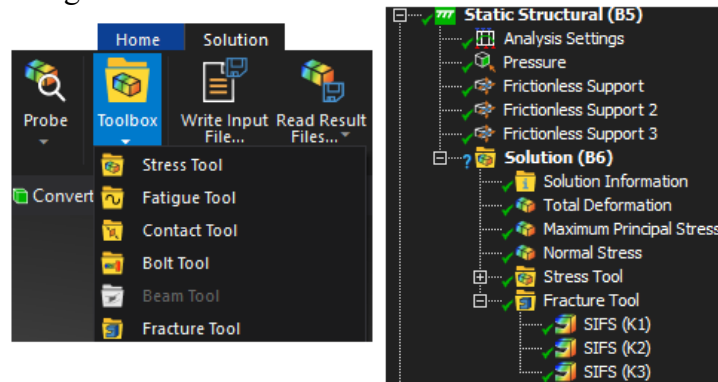
O procedimento para desenvolver a trinca, iniciou-se com a seleção do modelo geométrico (referenciado como *Model* nas Figuras 17 e 19). Em seguida, ativou-se a funcionalidade de análise de fratura através da ferramenta "*Fracture*", acessível pela barra de ferramentas, conforme indicado na Figura 17. Como resultado, um objeto denominado "*Fracture*" foi incorporado à estrutura do projeto ("*Guia Outline*"), subseqüentemente ao componente de Malha ("*Mesh*"). A Figura 17 detalha a inserção deste objeto na estrutura. A especificação do tipo de trinca realizou-se através do menu de contexto (botão direito do mouse) sobre o objeto "*Fracture*", onde escolheu-se a opção "*Semi-Elliptical Crack*" (Trinca Semi-Eliptica).

Figura 17 – ANSYS Mechanical adicionando a trinca



Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 18 – ANSYS Mechanical simulando a trinca



Fonte: Elaborada pela autora.

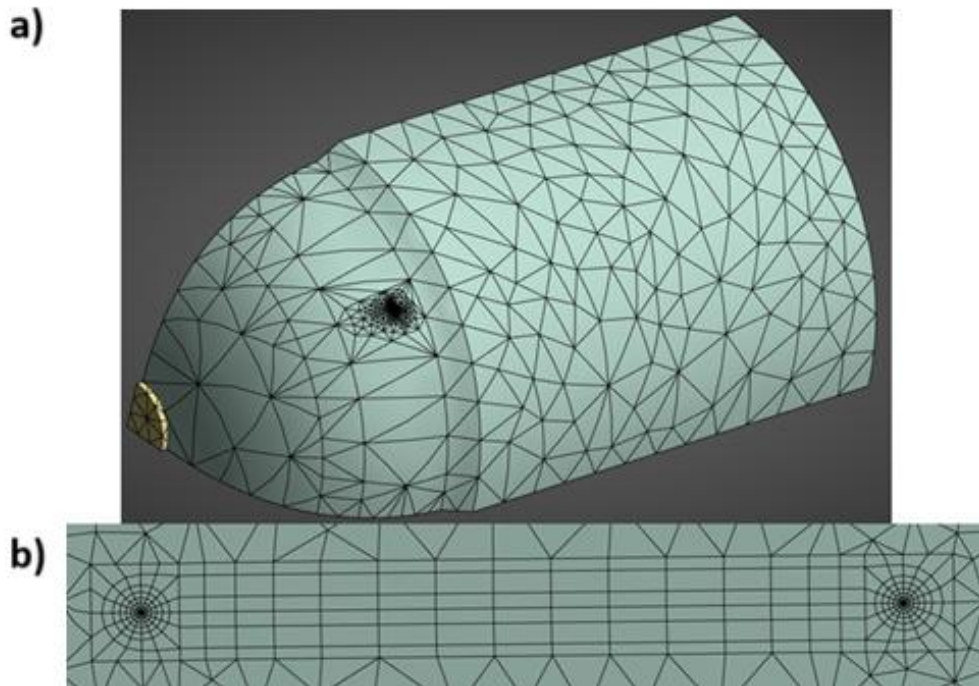
Em *Details of "Semi-Elliptical Crack"* (Figura 17), definiu-se em *Geometry* o corpo referente ao compósito, no qual estaria localizada a trinca. Em *Definition* > *--Major Radius*, digitou-se o tamanho de 3 mm, enquanto que em *--Minor Radius*, o tamanho escolhido foi de 1 mm. Além disso, também foi necessário escolher o tamanho do contorno, em *Details* > *Largest Contour Radius*, sendo aplicado um tamanho de 3 mm.

Ao escolher a solução da análise estática estrutural, na barra de ferramentas da solução, selecionou-se *Toolbox* > *Fracture Tool*, fazendo com que aparecesse automaticamente *Fracture Tool* > *SIFS (KI)*, na guia *Outline* (Figura 18). Por fim, aplicou-se o *Solve* para serem obtidos os resultados finais da simulação em todas as análises e na fratura. Após isso, também foi feito o mesmo para *SIFS (KII)* e *SIFS (KIII)*.

A Figura 19 apresenta como ficou a malha do compósito após aplicar os tetraedros (Figura 19a) e como ficou a trinca e seu contorno (Figura 19b).

A explicação do comportamento dessa trinca pode ser verificado na sessão de resultados para a análise de fratura (seção 5.4).

Figura 19 – Malha com elementos na frente da trinca



Fonte: Elaborada pela autora.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Após todo o desenvolvimento da metodologia usando ANSYS *Workbench* e ANSYS *Mechanical*, foram analisados os resultados para cada seção desenvolvida anteriormente, iniciando pelos resultados da Análise Estática Estrutural, seguido das análises térmica, modal e de fratura. Os resultados são explicados de modo a ter uma compreensão de como deve ser avaliada cada situação dentro de cada análise, além de demonstrar como devem ser validados os resultados seguindo a norma ASME Seção X.

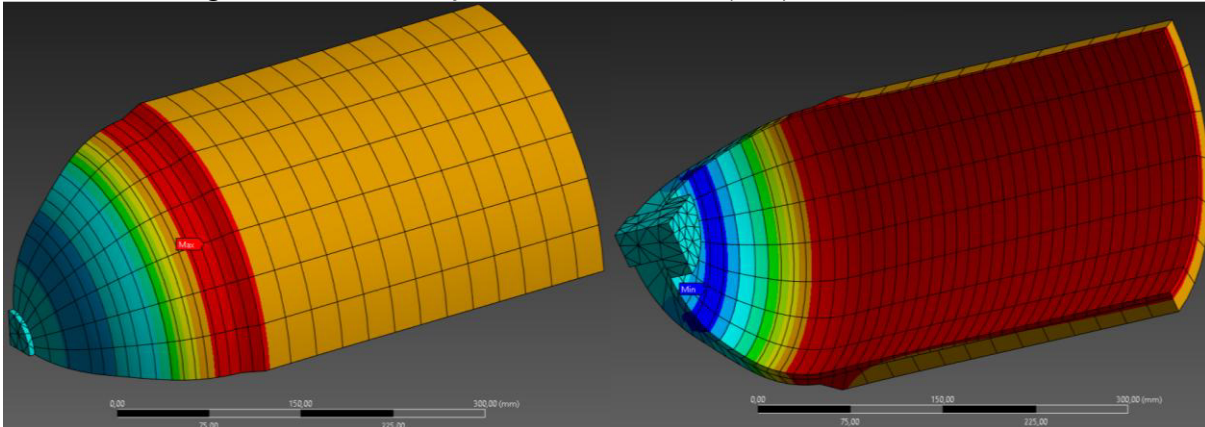
Resultados da Análise Estrutural

Deflexão total

A Figura 20 ilustra a resposta do vaso em sua condição íntegra. Observa-se uma concentração de deformação nas regiões centrais do corpo cilíndrico, indicada pelas áreas em vermelho. Este padrão é consistente com a teoria de vasos de pressão, onde a sollicitação mecânica devido à pressão interna (tensão de argola ou hoop stress) causa uma expansão radial mais pronunciada nessa área. Em contrapartida, os domos e o bocal, representados pelas cores azul e verde, exibem deformações menores. Isso se deve tanto à maior rigidez geométrica dos domos, projetados para distribuir as tensões de forma mais eficiente, quanto à natureza anisotrópica do compósito, cuja rigidez longitudinal (direção X) restringe a deformação nas extremidades.

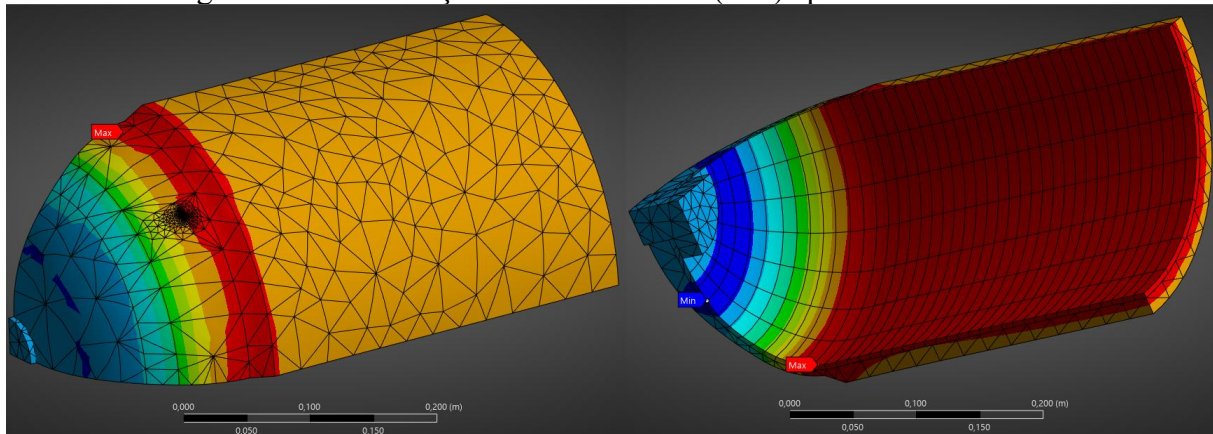
A Figura 21, por sua vez, demonstra o campo de deformação na presença de uma trinca semi-elíptica. Visualmente, o padrão de distribuição global da deformação permanece similar ao da Figura 20: a deformação máxima ainda se localiza na região central do cilindro. Isso indica que a resposta global do vaso continua sendo predominantemente governada por sua geometria e pelas condições de carregamento.

Figura 20 – Distribuição de deflexão total (mm) antes de induzir a trinca



Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 21 – Distribuição de deflexão total (mm) após induzir a trinca



Fonte: Elaborada pela autora.

As Figuras 22 e 23 apresentam os resultados da análise de elementos finitos da deflexão total no vaso de pressão, tanto antes quanto após a introdução da trinca. A análise visual revela uma concentração de deflexão nas regiões centrais do vaso em ambas as figuras, indicada pelas áreas em vermelho, em específico, no PEAD e entre o domo e o corpo cilíndrico no compósito. Essa distribuição é caracteristicamente não uniforme, com as extremidades exibindo deflexões menores, representadas pelas cores azul e verde.

Para entender essa distribuição de deflexões, é fundamental considerar a relação entre tensão e deflexão. Em materiais elásticos lineares e isotrópicos, essa relação é descrita pela Lei de Hooke, onde a tensão é diretamente proporcional à deflexão. No entanto, os compósitos de fibra de carbono utilizados no vaso de pressão tipo 4 exibem um comportamento mais complexo. Eles são anisotrópicos, o que significa que suas propriedades mecânicas, incluindo a relação entre tensão e deflexão, variam com a direção (Barbero, 2008).

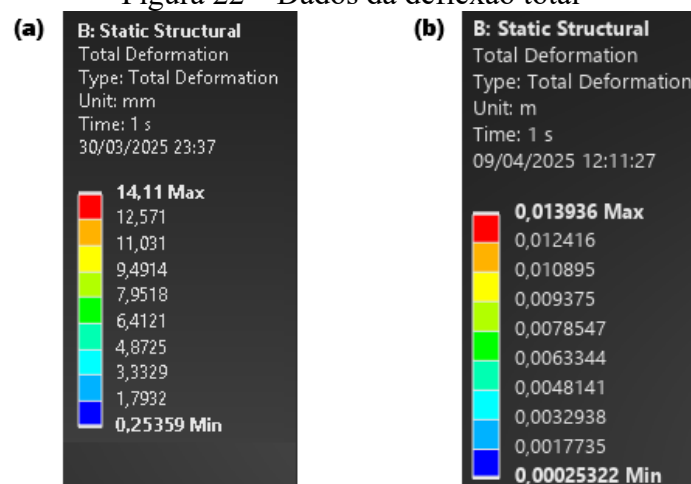
Nesse contexto, o maior módulo de Young na direção X (132 MPa – ver Tabela 1) indica uma maior rigidez longitudinal, restringindo a deflexão nessa direção e resultando em tensões mais elevadas para resistir à carga aplicada (Azevedo, 2016), enquanto que nas direções Y e Z tem apenas 10,3 MPa (Tabela 1). Essa anisotropia se reflete claramente nos resultados: as extremidades do vaso, onde a fibra de carbono está orientada para suportar as cargas axiais, exibem menor deflexão (azul e verde nas Figuras 22 e 23) e também menores níveis de tensão (Figura 23 e 26).

Em contrapartida, a região central do vaso, identificada pelas áreas em vermelho nas Figuras 22 e 23, sofre uma deflexão mais pronunciada. Essa maior deflexão está associada às tensões mais elevadas observadas nessa área, o que pode ser atribuído à menor rigidez nessa região em outras direções e também à influência da geometria do componente (Azevedo, 2016).

A geometria do vaso, particularmente a curvatura da cúpula, desempenha um papel crucial na distribuição das tensões e, conseqüentemente, das deflexões. O projeto da cúpula, especialmente em relação à teoria do isotensóide, influencia diretamente a uniformidade da distribuição de tensões (Cho et al., 2018). Em um vaso de pressão projetado segundo a teoria do isotensóide, as tensões são distribuídas de forma mais uniforme, minimizando concentrações e, portanto, deflexões excessivas. Desvios desse design ideal podem levar a concentrações de tensão e, portanto, de deflexão, nas regiões centrais do vaso.

As condições de contorno da simulação também contribuem significativamente para o padrão de deflexão e tensão observado. A fixação de uma extremidade do vaso e a aplicação de pressão interna resultam em uma maior concentração de deflexão e tensão na região central (Azevedo, 2016). A restrição imposta pela fixação e a expansão induzida pela pressão interna atuam em conjunto para gerar esse padrão específico.

Figura 22 – Dados da deflexão total



Fonte: Elaborada pela autora.

A Figura 22, complementa a análise geral ao fornecer dados quantitativos precisos sobre a deflexão total antes (a) e após (b) a introdução da trinca.

a) Deflexão Antes da Trinca (Figura 22a):

- A deflexão máxima é de 14,11 mm.
- A escala de deflexão varia de 0,25359 mm (mínimo) a 14,11 mm (máximo), o que reforça a observação de uma distribuição não uniforme da deflexão, com áreas de alta e baixa deflexão.

b) Deflexão Após a Trinca (Figura 22b):

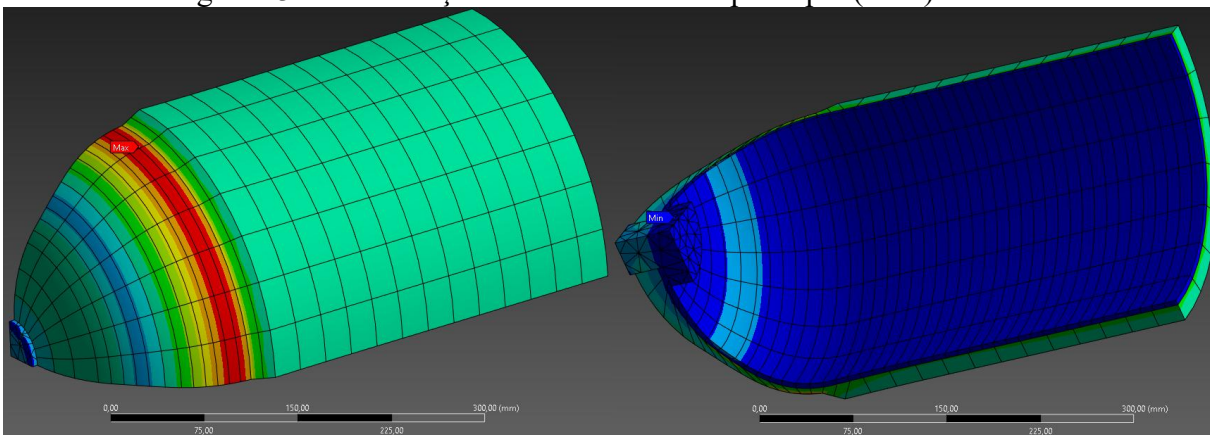
- A deflexão máxima diminui para 13,936 mm (0,013936 m).
- A escala de deflexão se ajusta, variando de 0,00025322 m (mínimo) a 0,013936 m (máximo), o que quantifica a redução na deflexão máxima após a trinca.
- A mudança na unidade de medida (mm para m) entre as figuras deve ser considerada ao comparar os valores, mas a redução na magnitude máxima é evidente.

A dif (%) foi muito pequena = 1,2%. O esperado seria ser o contrário, deflexão maior com trinca, porém, devido ao tamanho muito pequeno da trinca em relação à estrutura as deflexões são praticamente iguais, sendo a diferença atribuída a aproximações numéricas por terem diferentes malhas.

Tensão Máxima Principal

Quanto à Tensão Máxima Principal, na Figura 23, ilustra a distribuição geral das tensões no estado inicial, ou seja, antes da introdução de qualquer descontinuidade na estrutura. Nota-se, nessa figura, a concentração de tensões em regiões específicas, como a transição entre o domo e o corpo cilíndrico, o que é típico em geometrias com variações de curvatura e espessura (ANSYS, 2004). Essas concentrações de tensão nessas regiões são consistentes com as deflexões mais elevadas observadas nas mesmas áreas (Figura 20 e 23), uma vez que o material nessas regiões está sendo mais solicitado.

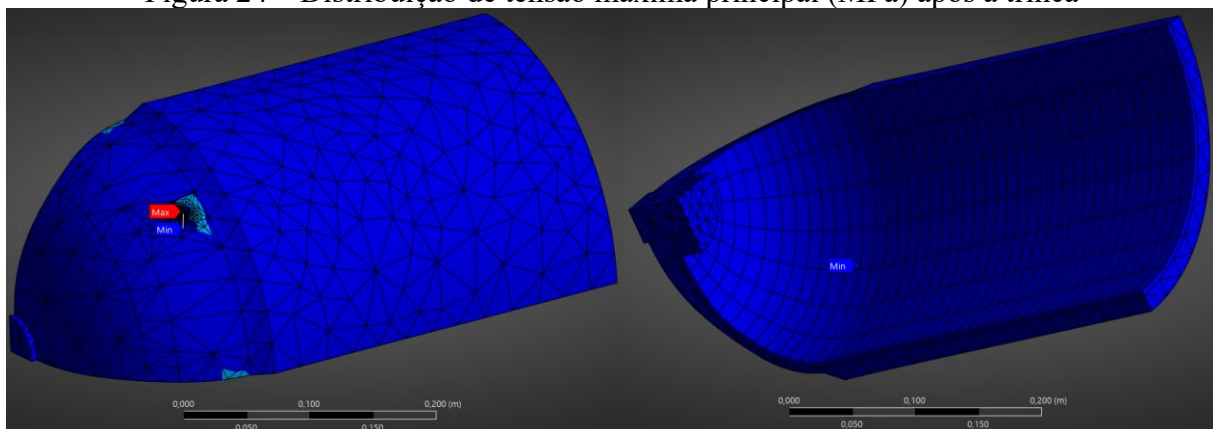
Figura 23 – Distribuição de tensão máxima principal (MPa) antes da trinca



Fonte: Elaborada pela autora.

A Figura 24, por sua vez, demonstra a redistribuição das tensões após a introdução de uma trinca no modelo. A comparação entre as Figuras 25 e 26 permite observar como a presença da trinca altera o campo de tensões, potencialmente elevando a tensão em outras áreas do vaso e indicando a importância de considerar o efeito da trinca na integridade estrutural. Essa redistribuição das tensões também influencia o padrão de deflexões, conforme observado na comparação entre as Figuras 22 e 23, onde a deflexão máxima diminui, mas sua distribuição se altera.

Figura 24 – Distribuição de tensão máxima principal (MPa) após a trinca

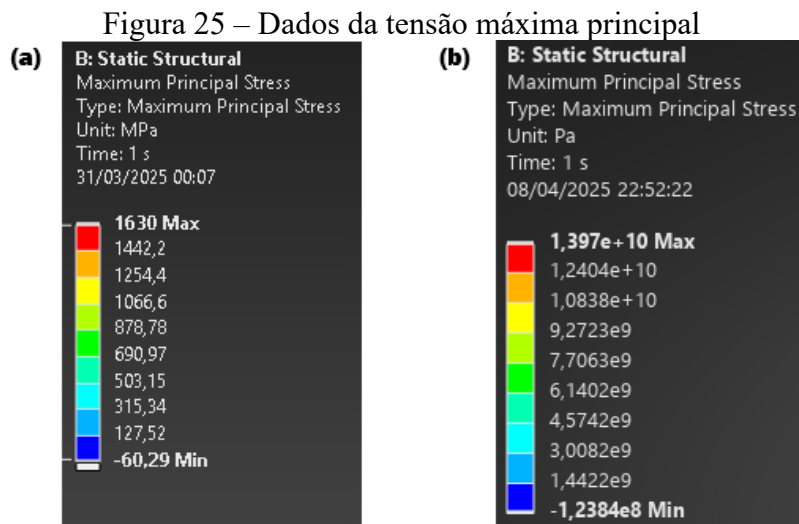


Fonte: Elaborada pela autora.

A Figura 25 - Dados da tensão máxima principal, ao apresentar um resumo dos valores críticos de tensão antes (Figura 25a) e após a trinca (Figura 25b), fornece uma base para a comparação direta entre as tensões máximas e mínimas encontradas no vaso de pressão. Essa comparação é fundamental para avaliar o risco de falha em diferentes partes da estrutura, especialmente na região do domo, onde as tensões são mais elevadas e conseqüentemente, a suscetibilidade a deflexões é maior.

Na Figura 25a, observamos uma tensão máxima de 1630 MPa e uma tensão mínima de -60,29 MPa antes da introdução da trinca. O valor máximo positivo indica a maior força de tração que o material está suportando, o que está diretamente relacionado com a deflexão observada nas regiões críticas (como a transição do domo para o cilindro) nas Figuras 22 e 23, onde o material está sendo esticado. O valor mínimo negativo representa a maior força de compressão, que ocorre em outras áreas do vaso.

Após a introdução da trinca (Figura 25b), a tensão máxima sobe para $1,397E4$ MPa, e a mínima vai para $-1,2384E2$ MPa. Esse aumento significativo na tensão máxima confirma o efeito de concentração de tensão na ponta da trinca. A trinca cria uma descontinuidade no material, fazendo com que as forças internas se concentrem nessa região, aumentando drasticamente a tensão e, consequentemente, a tendência de deflexão nessa área específica. Mesmo com a deflexão máxima global diminuindo (Figura 22b), a tensão local aumenta, o que é um indicativo do risco de falha.



Fonte: Elaborada pela autora.

Comparando os valores de tensão antes e depois da trinca, vemos uma redistribuição das forças internas. Antes da trinca, as tensões (e deflexões) são distribuídas de forma mais 'suave' pelo vaso. Depois da trinca, há um pico de tensão muito alto na trinca, e outras regiões podem 'relaxar' um pouco, o que explica a diminuição da deflexão máxima global.

Esses valores de tensão são cruciais para o projeto. É importante garantir que a tensão máxima em qualquer ponto (especialmente perto de trincas) esteja abaixo da tensão que o material suporta para evitar falhas. A análise mostra que a trinca aumenta o risco, e isso precisa ser considerado no projeto do vaso.

Validação da Análise Estrutural

A validação dos resultados da análise estrutural por elementos finitos (FEA), detalhados na Seção 5.1, é fundamental para aferir a confiabilidade das simulações e sua aderência aos princípios de engenharia e aos requisitos normativos. Essa validação foi realizada confrontando os dados obtidos com os critérios estabelecidos pela norma ASME Seção X, Apêndice 8 (ASME, 2019), e com o comportamento físico esperado para vasos de pressão compósitos.

Um ponto central da validação reside na comparação entre a tensão máxima principal calculada e o limite admissível pelo material. A simulação do vaso sem trinca (Figura 25a) indicou uma tensão máxima de 1630 MPa sob a pressão de projeto de 70 MPa. Contrastando este valor com o critério normativo explícito da ASME (8-400.1), que limita a tensão na fibra de carbono a 44,4% de sua resistência à tração (2231 MPa, conforme Tabela 1), é necessário primeiro determinar essa tensão admissível. O cálculo é realizado da seguinte forma:

$$\sigma_{\text{admissível}} = 0,444 \times \text{Resistência à Tração da Fibra}$$

$$\sigma_{\text{admissível}} = 0,444 \times 2231 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{admissível}} \approx 990,56 \text{ MPa}$$

Portanto, o limite de tensão admissível para a fibra de carbono sob as condições de projeto é de aproximadamente 990,56 MPa. A tensão calculada pela FEA, portanto, excede este limite normativo em aproximadamente 64%, indicando formação de possíveis trincas na área em vermelho (Figura 23).

No que concerne à deflexão, os padrões observados nas Figuras 22 e 23 (concentração na região central, em específico na região do domo-cilindro, menor deflexão nas extremidades) são qualitativamente consistentes com a teoria de vasos de pressão e a natureza anisotrópica do compósito. A maior rigidez na direção longitudinal (Eixo X) restringe a deflexão axial, enquanto a flexibilidade transversal permite maior deflexão radial, resultando no padrão observado. A magnitude máxima da deflexão (14,11 mm, Figura 22a), embora não possua um limite direto na norma, é coerente com o elevado nível de tensão calculado. Adicionalmente, a redução da deflexão máxima global após a introdução da trinca (Figura 22b) demonstra que a simulação capturou adequadamente o fenômeno esperado de redistribuição de tensões inerente à presença de defeitos. A localização da tensão máxima na transição domo-cilindro (Figura 23) também corrobora com as predições teóricas, sendo uma região classicamente associada a concentrações de tensão devido a descontinuidades geométricas.

A análise do vaso com a trinca introduzida reforça a validação sob outra perspectiva. O aumento drástico da tensão na ponta da trinca (1,397E4 MPa, Figura 25b) evidencia a severidade de tais defeitos. Este resultado da FEA corrobora com a razão por trás da rigorosa abordagem da ASME Seção X (2019, p. 131-132), que proíbe trincas na camada estrutural, exige sua detecção por inspeção visual e emissão acústica (AE) e impõe a rejeição do vaso caso presentes (ASME, 2019). A simulação, portanto, valida a criticidade que a norma atribui a esses defeitos.

Uma perspectiva adicional de validação emerge ao contextualizar os resultados da FEA com os testes mandatórios da ASME. A norma exige um teste hidrostático de qualificação a uma pressão mínima de 2,25 vezes a pressão de projeto ($P_{\text{teste}} = 157,5 \text{ MPa}$).

Extrapolando linearmente a tensão calculada na FEA para esta condição, a tensão estimada no vaso atingiria aproximadamente 3667,5 MPa ($\sigma_{\text{teste}} \approx 1630 \text{ MPa} * 2,25$). Este valor supera a resistência à tração do material (2231 MPa), sugerindo que um vaso com o comportamento previsto pela simulação tenderia a falhar durante o teste de qualificação. Similarmente, os altos níveis de tensão previstos pela FEA na pressão de projeto sugerem que um teste de Emissão Acústica provavelmente detectaria atividade significativa, potencialmente levando à reprovação do vaso segundo os critérios da ASME (2019, p. 135).

Resultados da Análise Térmica

Temperatura

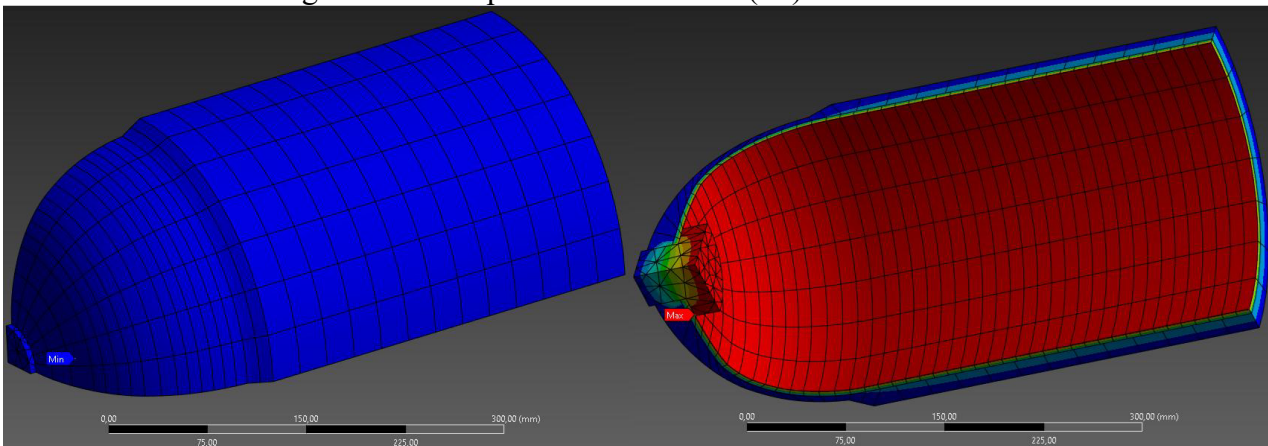
A análise térmica do cilindro de pressão revelou um comportamento complexo de temperatura e fluxo de calor, ditado pelas propriedades termodinâmicas dos materiais constituintes e pela geometria do sistema. A distribuição de temperatura observada é uma manifestação direta da Primeira Lei da Termodinâmica, que estabelece a conservação de energia (ANSYS, 2004). No contexto do cilindro, essa lei implica que a energia térmica (calor) tenderá a se transferir de regiões de alta temperatura para regiões de baixa temperatura até que o equilíbrio térmico seja alcançado.

Os resultados da simulação, apresentados nas Figuras 28, 29 e 30, mostram claramente essa tendência.

Antes da introdução da trinca (Figura 28a), a temperatura no cilindro variava de 27,58°C (mínimo) a 85°C (máximo). O *liner* de PEAD, com sua baixa condutividade térmica de 0,48 W/m°C (Tabela 1), apresentou as temperaturas mais elevadas, chegando a 85°C na região interna do vaso, próximo ao bocal (Figura 26 e 30).

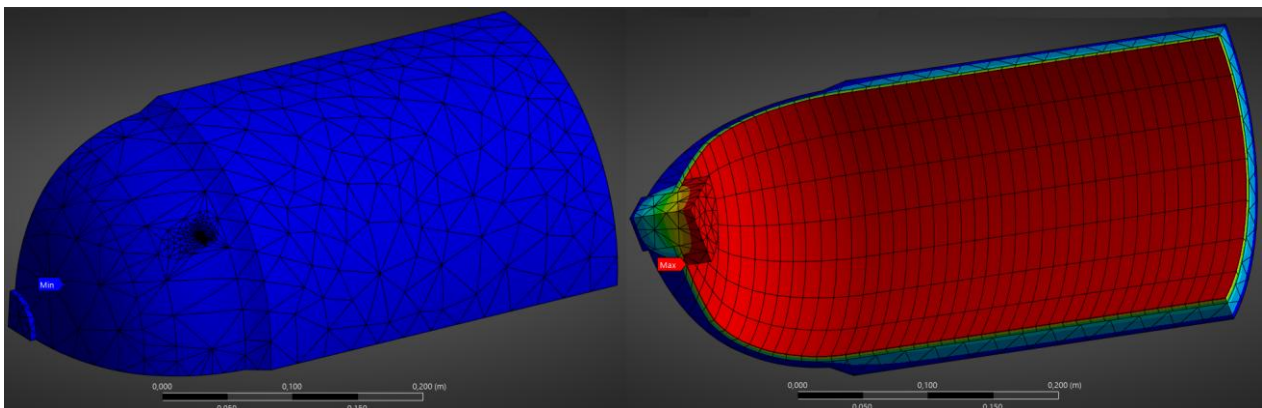
Essa baixa condutividade significa que o PEAD resiste ao fluxo de calor, "retendo" a energia térmica em seu interior. Em contraste, o compósito de fibra de carbono mostrou temperaturas mais baixas, cuja orientação das fibras de carbono e a estrutura do compósito facilitam a dissipação de calor ao longo do plano das fibras, resultando em temperaturas mais baixas nessas áreas (Li et al., 2021), indicando sua eficiência em dissipar o calor para o ambiente externo (Figura 26 e 30).

Figura 26 – Temperatura do cilindro (°C) antes da trinca



Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 27 – Temperatura do cilindro (°C) após a trinca



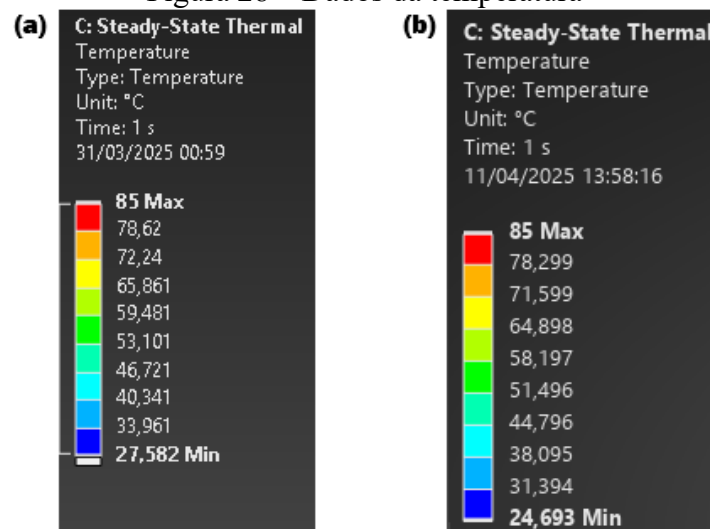
Fonte: Elaborada pela autora.

Essa diferença na condutividade térmica entre o PEAD e o compósito é a força motriz para a transferência de calor, que busca o equilíbrio térmico entre os materiais. A Segunda Lei da Termo-

dinâmica nos diz que esse processo é irreversível, ou seja, o calor flui espontaneamente do corpo mais quente para o corpo mais frio, e não o contrário (Barbero, 2008).

Após a introdução da trinca (Figura 28b), a distribuição de temperaturas se ajusta ligeiramente, com a temperatura mínima caindo para 24,69°C, enquanto a máxima permanece em 85°C. Essa pequena redução na temperatura mínima sugere que a trinca pode ter alterado ligeiramente o caminho do fluxo de calor dentro do material.

Figura 28 – Dados da temperatura



Fonte: Elaborada pela autora.

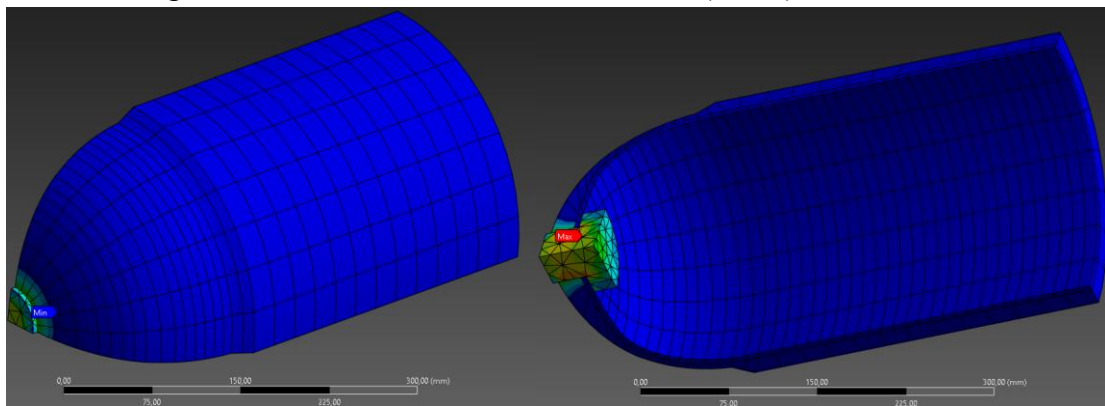
Fluxo Total de Calor

O fluxo de calor (quantificado em W/m^2) representa a taxa de transferência de energia térmica por unidade de área. Os resultados do fluxo de calor são apresentados nas Figuras 31, 32 e 33.

Antes da trinca (Figura 31a), o fluxo de calor variava de $1,47E-3 W/mm^2$ (mínimo) a $0,260 W/mm^2$ (máximo). O fluxo máximo ocorre na região de contato entre o bocal de alumínio e o compósito, explicado tanto pela alta condutividade térmica do alumínio quanto pela significativa diferença de temperatura entre o bocal e as áreas adjacentes. Por outro lado, o fluxo de calor foi mínimo ($1,47E-3 W/mm^2$) nas extensões do PEAD e do compósito, longe do bocal. Nessas regiões, a transferência de calor ocorre predominantemente por condução através dos próprios materiais. Como o PEAD é um mau condutor, ele limita a transferência de calor de dentro para fora.

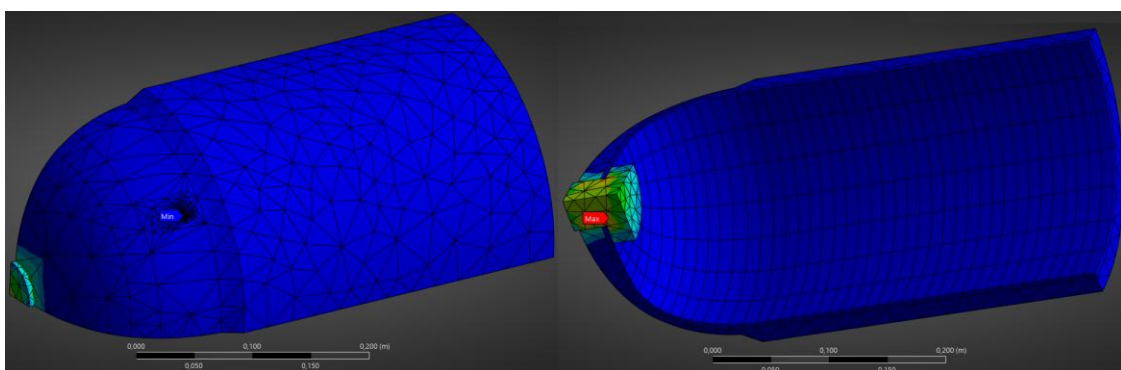
O compósito, embora condutor, apresenta um fluxo menor nessas áreas devido à distribuição mais gradual da temperatura e à presença de um "sumidouro" de calor eficiente como o bocal de alumínio, fazendo com que as extremidades do cilindro dissipem calor mais rapidamente devido à alta condutividade térmica do alumínio e à orientação das fibras de carbono que facilitam a condução do calor ao longo do compósito (LI et al., 2021), que destaca a importância da configuração estrutural do compósito para melhorar a condução de calor através do cilindro.

Figura 29 – Fluxo total de calor no cilindro (W/m^2) antes da trinca



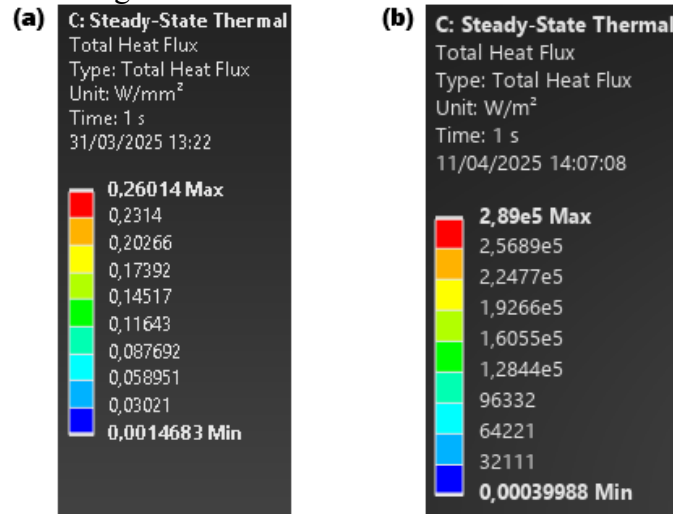
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 30 – Fluxo total de calor no cilindro (W/m^2) após a trinca



Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 31 – Dados do fluxo total de calor



Fonte: Elaborada pela autora.

Com a introdução da trinca (Figura 31b), o fluxo de calor máximo aumenta para 0,289 W/mm², e o fluxo de calor mínimo diminui drasticamente para 3,99E-10 W/mm². Esse aumento no fluxo máximo indica que a trinca pode ter criado um caminho preferencial para a transferência de calor em sua vizinhança. A diminuição do fluxo de calor mínimo sugere que a trinca também pode ter isolado termicamente certas regiões do material.

Validação da Análise Térmica

A avaliação da análise térmica apresentada nas seções anteriores (5.2.1 e 5.2.2) é um passo crucial para assegurar a integridade do vaso de pressão Tipo 4 e a segurança da operação de armazenamento de hidrogênio. Embora a norma ASME Seção X (2019), em seu escopo geral, não prescreva um método específico para validar a distribuição de temperatura calculada, ela estabelece limites operacionais rigorosos que devem ser respeitados, fornecendo assim a base para a validação dos resultados da simulação. Neste contexto, a validação foca em confrontar os resultados térmicos obtidos com os critérios mandatórios do Apêndice 8 da ASME BPVC Seção X (ASME, 2019), aplicável a vasos Classe III como o estudado.

Um dos pilares da validação reside na conformidade com a Temperatura Máxima de Projeto, definida na cláusula 8-400.3 do Apêndice 8. A simulação realizada indicou uma temperatura máxima de 85°C (Figura 28a), localizada na interface interna do vaso, próximo ao bocal. A norma esti-

pula que a temperatura máxima de projeto não deve exceder 85°C e, fundamentalmente, deve ser no mínimo 19°C inferior à temperatura máxima de uso da resina, documentada conforme 8-300.4.1(d). Considerando a informação da Seção 4.3.2 deste trabalho, que assume uma temperatura máxima de uso para a resina epóxi T700 de aproximadamente 150°C, podemos verificar a conformidade:

Limite Relativo da temperatura: $T_{\text{lim_relativo}} = T_{\text{uso_resina}} - 19^{\circ}\text{C} \approx 150^{\circ}\text{C} - 19^{\circ}\text{C} = 131^{\circ}\text{C}$

Limite Absoluto da temperatura: $(T_{\text{lim_abs}}) = 85^{\circ}\text{C}$

Temperatura Máxima Simulada: $(T_{\text{sim_max}}) = 85^{\circ}\text{C}$

A comparação revela que $T_{\text{sim_max}} \leq T_{\text{lim_abs}}$ ($85^{\circ}\text{C} \leq 85^{\circ}\text{C}$) e $T_{\text{sim_max}} \leq T_{\text{lim_relativo}}$ ($85^{\circ}\text{C} \leq 131^{\circ}\text{C}$). Portanto, a simulação demonstra que o projeto opera no limite máximo absoluto permitido pela norma e dentro do limite relativo baseado na propriedade assumida da resina. Essa conformidade é essencial para garantir que a resina mantenha sua integridade estrutural e propriedades mecânicas sob as condições térmicas de operação.

Nesse projeto, foi considerado o limite máximo de temperatura permitida, para verificar o comportamento do vaso nessas condições. Contudo, atingir o limite absoluto de 85°C sugere ausência de margem térmica adicional sob as condições de contorno avaliadas.

Adicionalmente, a análise térmica corrobora com a importância da compatibilidade dos materiais (ASME, 2019) sob as temperaturas operacionais. A distribuição de temperatura simulada (Figuras 28-30) mostra o *liner* de PEAD operando no limite de 85°C, enquanto o compósito e o bocal de alumínio apresentam um gradiente significativo, com temperaturas externas consideravelmente mais baixas (~25-28°C). Essa distribuição é consistente com as propriedades térmicas de cada material – a baixa condutividade do PEAD (0,48 W/m°C, Tabela 1) atuando como isolante interno e a maior condutividade do compósito e, principalmente, do alumínio (155 W/m°C, Tabela 1) facilitando a dissipação de calor para o ambiente.

A análise do fluxo de calor (Figuras 31-33) reforça essa interpretação, evidenciando o bocal como um caminho preferencial para a dissipação. A validação, neste aspecto, confirma que a simulação captura a física esperada da transferência de calor, um fator essencial para prevenir o superaquecimento do hidrogênio e garantir que todos os materiais operem dentro de suas faixas de temperatura seguras especificadas pelos fabricantes para serviço com hidrogênio.

A introdução da trinca na análise térmica, embora não seja um requisito explícito de validação pela ASME, oferece uma perspectiva importante. As alterações observadas na temperatura mínima (Figura 28b) e na distribuição do fluxo de calor (Figura 31b) demonstram a sensibilidade do

comportamento térmico à presença de descontinuidades. Essa constatação destaca a relevância de se considerar o impacto térmico de potenciais defeitos no projeto e na avaliação de segurança do vaso, pois alterações no fluxo de calor podem influenciar localmente as condições de operação e a própria suscetibilidade à propagação da falha.

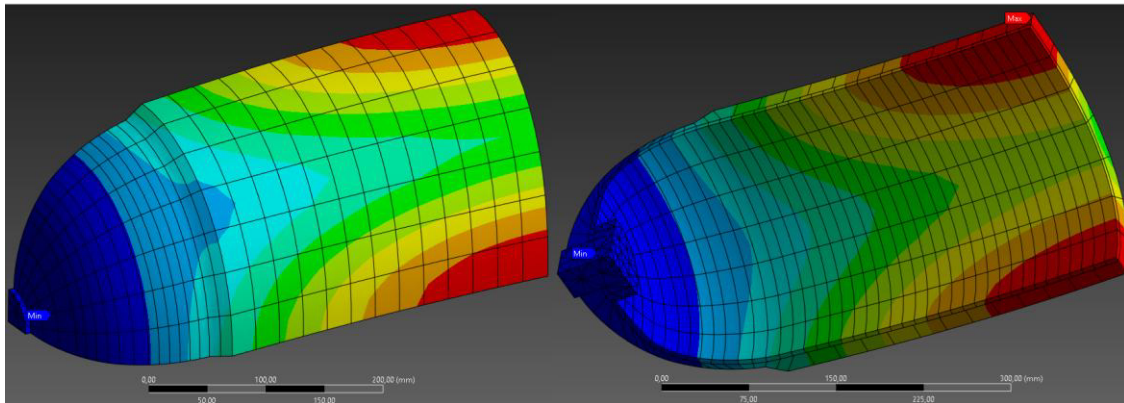
Verificando a Análise Modal

A análise modal é uma ferramenta essencial para compreender o comportamento dinâmico de estruturas, como o cilindro de pressão Tipo 4. Seu objetivo é determinar os parâmetros modais do sistema: as frequências naturais e os modos de vibração. As frequências naturais representam as taxas de oscilação que uma estrutura exhibe quando vibra livremente, ou seja, após cessar a força que a excitou. Cada estrutura possui um conjunto infinito de frequências naturais, sendo a primeira e de menor valor a mais crítica, conhecida como frequência fundamental. Conhecer essas frequências é crucial para evitar o fenômeno da ressonância, que ocorre quando uma força externa excita a estrutura em uma de suas frequências naturais, podendo levar a vibrações de alta amplitude e à falha estrutural. Neste trabalho, a análise modal foi realizada para identificar as seis primeiras frequências naturais do cilindro, tanto para o modelo íntegro quanto para o modelo com a presença de uma trinca.

1º modo de vibração: Flexão

A análise modal identifica como primeiro modo de vibração, ou frequência fundamental, o valor de 1082,7 Hz. Como ilustrado na Figura 32, este modo corresponde a uma flexão do corpo do cilindro. A forma da vibração é análoga à de uma viga dobrando, com a máxima deflexão ocorrendo na extremidade livre do vaso. Por ser a frequência mais baixa, este é o modo de vibração mais suscetível a ser excitado por fontes externas de baixa frequência, sendo, portanto, o mais crítico a ser considerado no projeto para evitar o fenômeno da ressonância (ANSYS, 2004).

Figura 32 – 1º modo de vibração (*Flexão*)

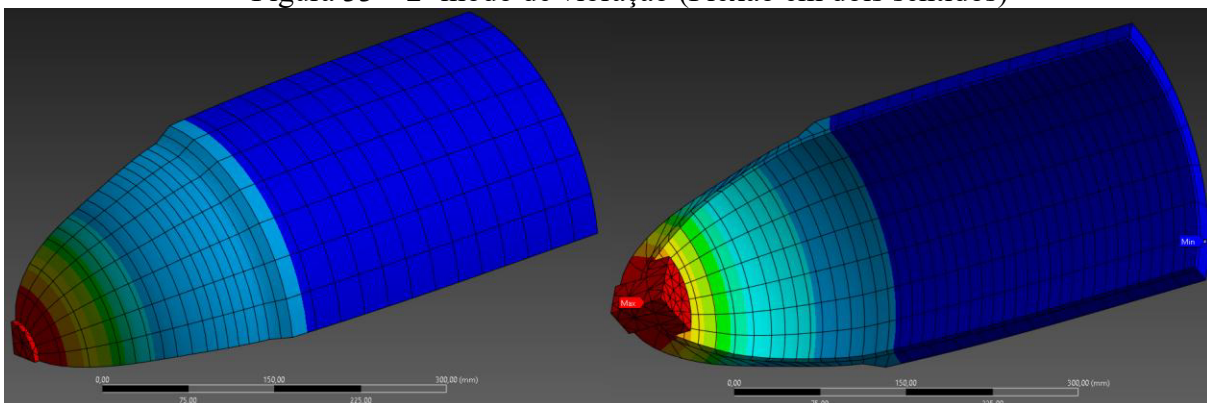


Fonte: Elaborada pela autora.

2º modo de vibração: Flexão em dois sentidos

O segundo modo de vibração ocorre na frequência de 1278,3 Hz. Conforme observado na Figura 33, este modo também é de flexão, similar ao primeiro. A diferença é que a flexão ocorre em um plano ortogonal (perpendicular) ao do primeiro modo. Para estruturas com simetria, como este cilindro, é comum que os dois primeiros modos de flexão tenham frequências próximas e representem o mesmo tipo de movimento em direções diferentes (ANSYS, 2004).

Figura 33 – 2º modo de vibração (Flexão em dois sentidos)

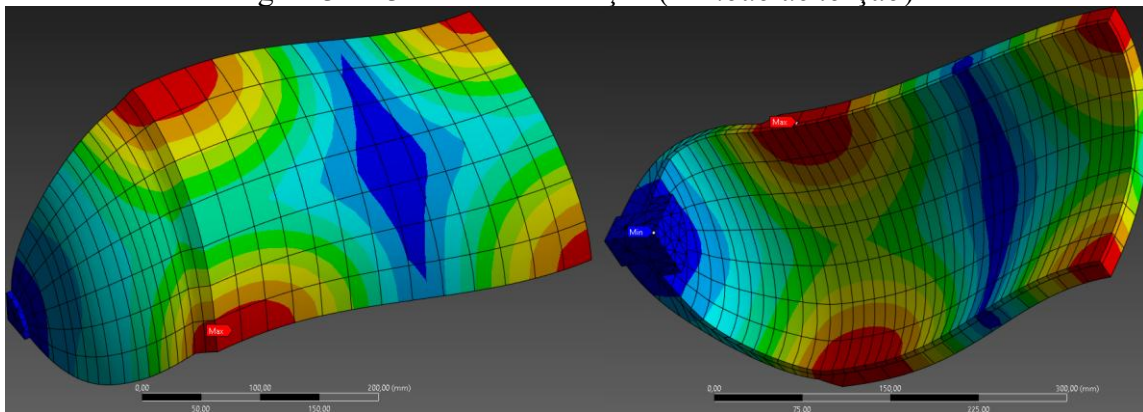


Fonte: Elaborada pela autora.

3º modo de vibração: 1º modo de torção

A terceira frequência natural do cilindro foi identificada em 1767,5 Hz. A forma de vibração associada a este modo, mostrada na Figura 34, é uma torção. Nesse movimento, a estrutura tende a girar ou "torcer" em torno de seu eixo longitudinal principal. Este é o primeiro modo de torção do sistema (ANSYS, 2004).

Figura 34 – 3º modo de vibração (*1º modo de torção*)



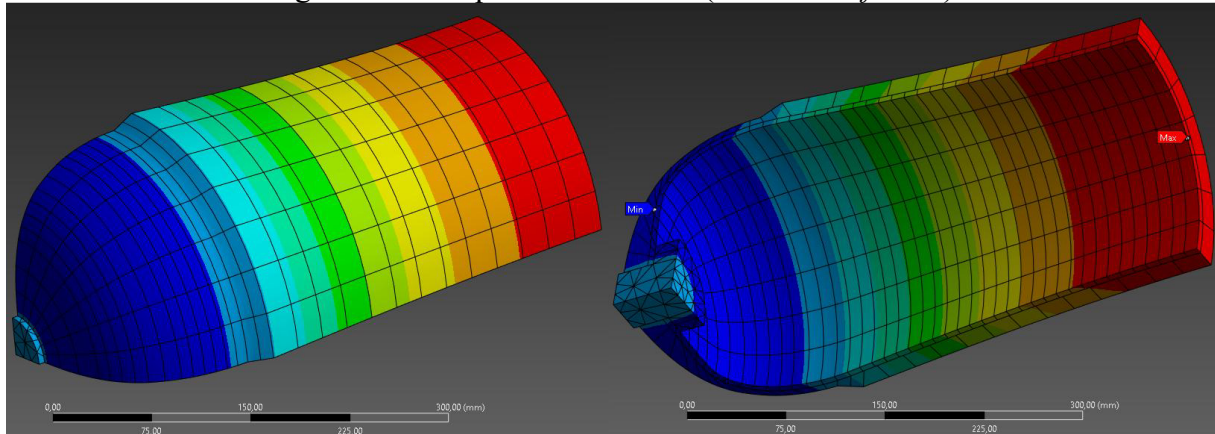
Fonte: Elaborada pela autora.

4º modo de vibração: 3º modo de flexão

O quarto modo de vibração ocorre na frequência de 2061,4 Hz. A Figura 35 ilustra um padrão de deflexão mais complexo. Em vez de uma simples flexão do corpo inteiro, este modo é caracterizado por uma flexão ondulatória da parede do cilindro. Observa-se uma deflexão radial, onde a seção transversal do vaso se ovaliza, com expansões e contrações ao longo da circunferência. Este

comportamento é típico de modos de vibração de ordem superior em estruturas de casca (ANSYS, 2004).

Figura 35 – Frequência natural 4 (*3º modo de flexão*)

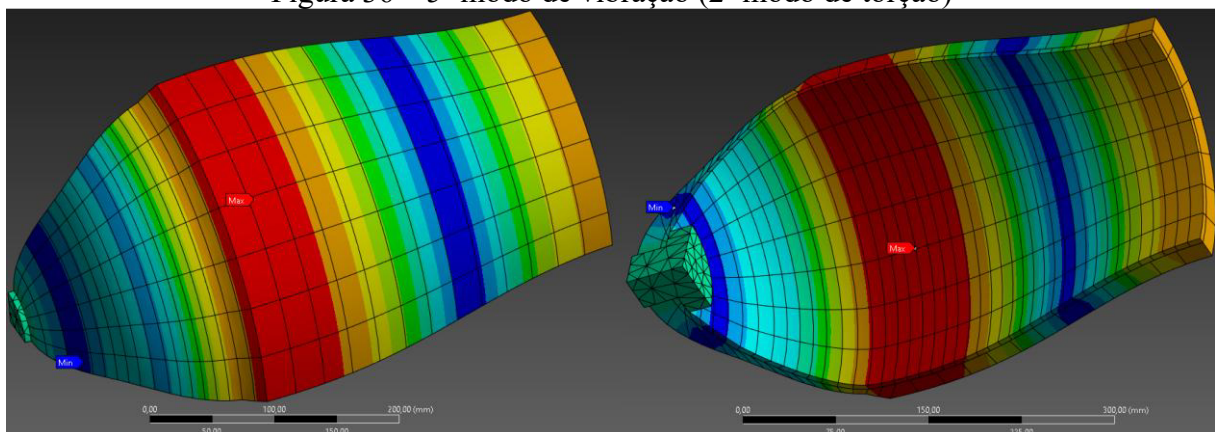


Fonte: Elaborada pela autora.

5º modo de vibração: 2º modo de torção

A quinta frequência natural foi calculada em 2283,5 Hz. Conforme a Figura 36, este modo representa o segundo modo de torção da estrutura. Diferente do primeiro modo de torção (Modo 3), este exibe um padrão de torção mais complexo ao longo do comprimento do cilindro, caracterizando uma vibração torcional de ordem superior (ANSYS, 2004).

Figura 36 – 5º modo de vibração (*2º modo de torção*)

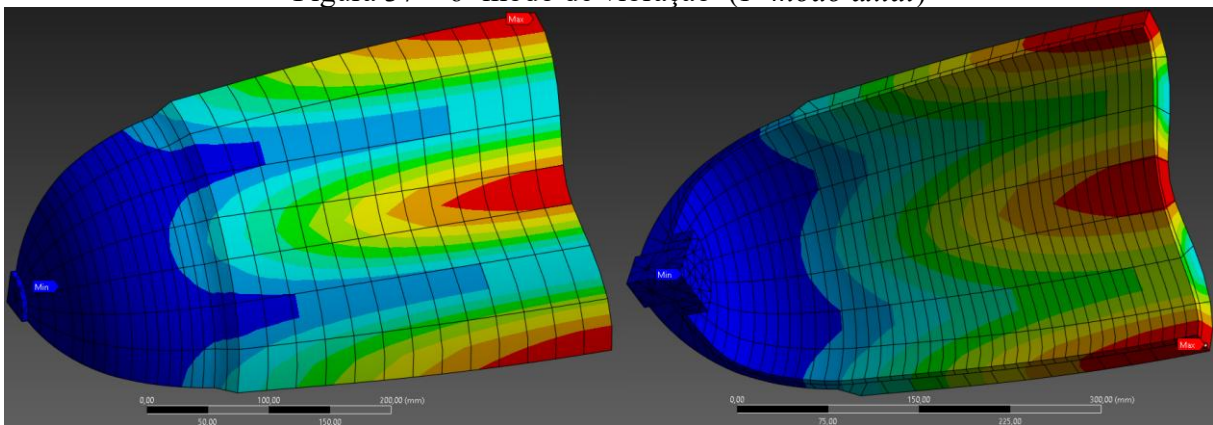


Fonte: Elaborada pela autora.

6º modo de vibração: 1º modo axial

O sexto modo de vibração ocorre na frequência de 2570,8 Hz. A Figura 37 mostra uma deflexão predominantemente axial. Neste modo, a estrutura tende a se expandir e contrair ao longo de seu eixo principal, em um movimento semelhante ao de uma mola. Este comportamento é conhecido como o primeiro modo axial do cilindro (ANSYS, 2004).

Figura 37 – 6º modo de vibração (*1º modo axial*)



Fonte: Elaborada pela autora.

Validação da Análise Modal

A simulação revelou os primeiros seis modos de vibração do cilindro. Os resultados são apresentados na Tabela 3 e no Gráfico 4. Cada modo representa uma "forma" característica de como a estrutura tende a vibrar (Nóbrega e Hanai, 2005).

Os modos de vibração identificados são descritos a seguir:

- Modo 1 e 2 – Modos de Flexão (Bending): As duas primeiras frequências, e as mais baixas (~1083 Hz), correspondem a modos de flexão, similares ao movimento de uma viga dobrando. O Modo 1 ocorre em um plano e o Modo 2 ocorre em um plano perpendicular ao primeiro (ver Figura 32 e 33). Por serem as mais baixas, representam a faixa de frequência fundamental do cilindro e são as mais importantes a serem consideradas no projeto para evitar ressonância.
- Modo 3 – Modo de Torção (Torsion): A terceira frequência (~1767 Hz) corresponde a um modo de torção, onde a estrutura tende a girar em torno de seu eixo longitudinal (ver Figura 34).
- Modos 4, 5 e 6 – Modos de Ordem Superior: As frequências subsequentes (~2061 Hz, ~2283 Hz e ~2570 Hz) correspondem a modos de vibração mais complexos, que podem incluir formas ondulatórias ao longo do cilindro ou combinações de flexão e torção (ver Figuras 35 a 37). Embora menos prováveis de serem excitados, seu conhecimento complementa a caracterização dinâmica do vaso.

Tabela 3 - Tabelas ANSYS das Frequências (a) antes da trinca (b) após a trinca

| (a) Tabular Data | | | (b) Tabular Data | | |
|------------------|------|----------------|------------------|------|----------------|
| | Mode | Frequency [Hz] | | Mode | Frequency [Hz] |
| 1 | 1. | 1082,7 | 1 | 1. | 1083,1 |
| 2 | 2. | 1278,3 | 2 | 2. | 1292,3 |
| 3 | 3. | 1767,5 | 3 | 3. | 1771,5 |
| 4 | 4. | 2061,4 | 4 | 4. | 2061,7 |
| 5 | 5. | 2283,5 | 5 | 5. | 2291,7 |
| 6 | 6. | 2570,8 | 6 | 6. | 2574,3 |

Fonte: Elaborada pela autora.

Gráfico 4 – Gráficos ANSYS das Frequências (a) antes da trinca (b) após a trinca



Fonte: Elaborada pela autora.

A introdução de uma trinca no modelo causou uma pequena, mas mensurável, alteração nas frequências naturais, como observado na Tabela 3 e no Gráfico 4. A trinca atua como uma "perda de rigidez" local, o que sutilmente altera o comportamento vibratório de toda a estrutura. Essa variação, embora pequena, demonstra a sensibilidade da análise modal para detectar danos e reforça a necessidade de garantir a integridade estrutural para manter o comportamento dinâmico previsto em projeto (Nóbrega e Hanai, 2005).

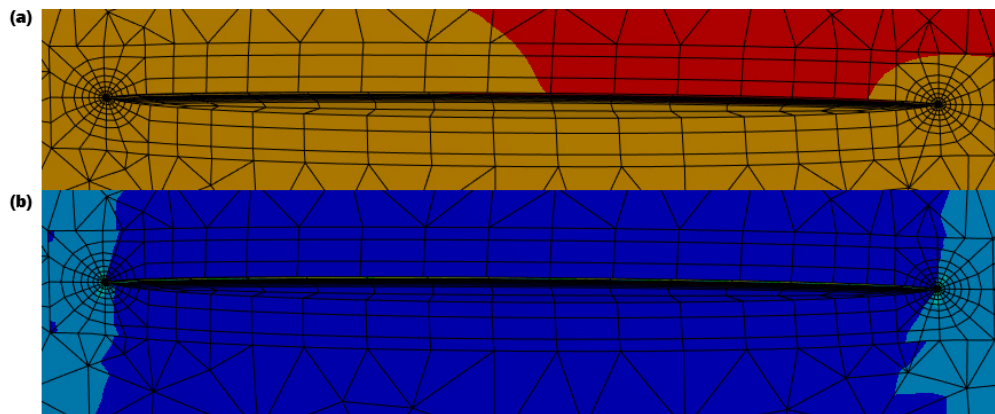
Verificando a Análise de Fratura

Resultados

Para simular um defeito potencial, foi introduzida uma trinca semi-elíptica (1 mm x 3 mm) no modelo, localizada em uma região de alta tensão (Figura 23). A avaliação da tendência de propagação foi realizada calculando os três SIFs (KI, KII e KIII) ao longo da frente da trinca, utilizando ferramentas computacionais (ANSYS). O cálculo destes SIFs baseia-se conceitualmente na análise do campo de deslocamentos dos nós da malha muito próximos à frente da trinca. Esses deslocamentos, obtidos da simulação de elementos finitos, são ajustados às soluções teóricas da MFLE que descrevem a forma do campo de deflexão singular esperado próximo à ponta de uma trinca sob cada um dos três modos (ANSYS, 2004).

A Figura 38 apresenta os resultados da análise de fratura, integrando-os com os resultados da análise estrutural. A Figura 38(a) destaca a abertura da trinca sob a deflexão total do vaso. Conforme discutido na Seção 5.1.1 (Análise Estrutural), a deflexão máxima concentra-se nas regiões centrais do vaso, especialmente no *liner* de PEAD e na transição entre o domo e o corpo cilíndrico do compósito. Observa-se que a trinca se abre predominantemente nessas áreas de maior deflexão, indicando uma forte correlação entre a deflexão imposta pela pressão interna e o modo de abertura da trinca (Modo I – abertura).

Figura 38 – Abertura da trinca (a) na deflexão (b) na tensão máxima principal

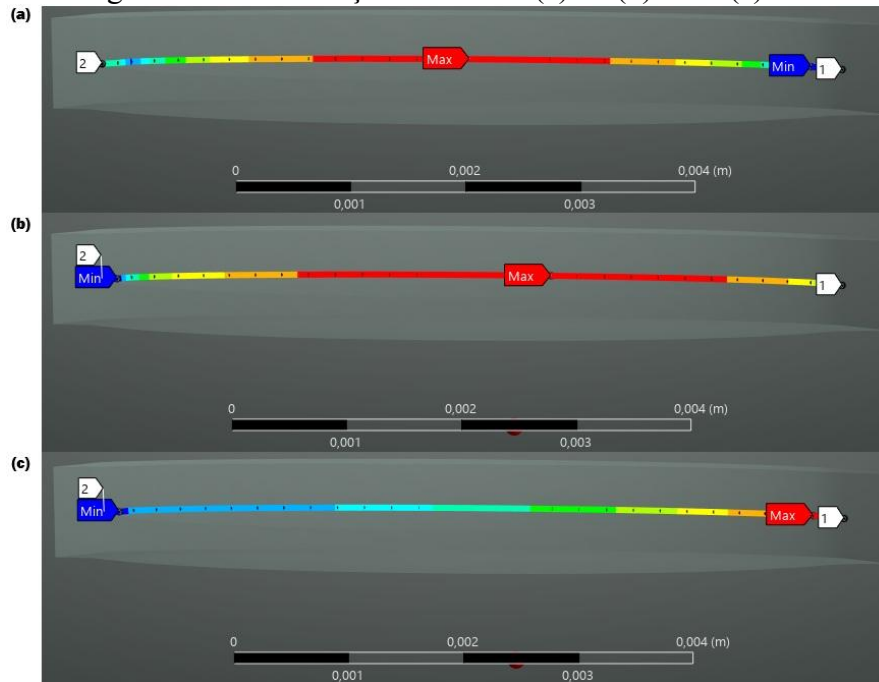


Fonte: Elaborada pela autora.

A Figura 38(b) ilustra a distribuição da tensão máxima principal na presença da trinca. Como discutido na Seção 5.1.1, a introdução da trinca causa uma redistribuição das tensões no vaso. Observa-se um pico de tensão na ponta da trinca, o que é consistente com os princípios da mecânica da fratura, que preveem uma singularidade de tensão nessa região. Essa concentração de tensão na ponta da trinca, é o fator determinante para a propagação da trinca. Porém, nesse caso, as pontas da trinca na superfície do material, não são tão críticas, pois apresentam coloração em azul, mas observa-se o comportamento de tensão máxima (em vermelho) na ponta da trinca em regiões de maior profundidade, como mostra a Figura 39, pois é nessa região que as forças internas do material se concentram.

A Figura 39 exhibe a distribuição dos fatores de intensidade de tensão (SIFS) para os três modos (I, II e III) ao longo da trinca. As regiões em vermelho indicam os valores mais críticos de KI, ou seja, as posições ao longo da trinca onde a tendência à propagação é máxima. É fundamental observar que os maiores valores de KI se encontram na ponta da trinca na direção da profundidade, confirmando que a propagação da trinca tende a ocorrer nessa direção. A comparação com as Figuras 42(a) e 42(b) revela que os valores de KI mais elevados correspondem às áreas de maior deflexão e tensão, reforçando a ligação entre o estado de tensões e deflexões no vaso e a propensão à fratura.

Figura 39 – Distribuição de fratura (a) K_I (b) K_{II} e (c) K_{III}



Fonte: Elaborada pela autora.

A Figura 39a mostra a deflexão total do vaso com a trinca presente, evidenciando a abertura da trinca (Modo I) nas regiões onde a deflexão global do vaso é mais acentuada, particularmente na transição domo-cilindro. Isso estabelece uma ligação direta entre a resposta estrutural global e o carregamento local na ponta da trinca.

A distribuição da tensão máxima principal na presença da trinca é ilustrada na Figura 39b. Conforme esperado pela MFLE, observa-se uma concentração significativa de tensões na ponta da trinca. Esta concentração é a manifestação física do campo de tensões singular que é quantificado pelos Fatores de Intensidade de Tensão (K_I , K_{II} , K_{III}). A análise da figura sugere que, embora exista concentração de tensão ao longo de toda a frente da trinca, a criticidade (indicada pela intensidade da cor) é maior em profundidade do que nas porções da trinca que atingem a superfície externa.

A distribuição dos Fatores de Intensidade de Tensão para os três modos ao longo da frente da trinca é exibida na Figura 39c (mostrando especificamente K_I , mas indicando a localização dos pontos críticos) e detalhada quantitativamente na Figura 39. As regiões em vermelho na Figura 39(c) (e os picos no Gráfico 5) correspondem aos valores mais elevados de SIF, indicando os pontos onde a "força motriz" para a propagação da trinca é máxima.

O Gráfico 5 detalha quantitativamente a variação dos Fatores de Intensidade de Tensão para os três modos (a: K_I , b: K_{II} , c: K_{III}) ao longo do comprimento normalizado da frente da trinca:

Modo I (Abertura - K_I): O valor máximo calculado foi $K_{max} = 141,84 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$, localizado na região mais profunda (centro da linha na representação 2D da frente da trinca), enquanto o valor

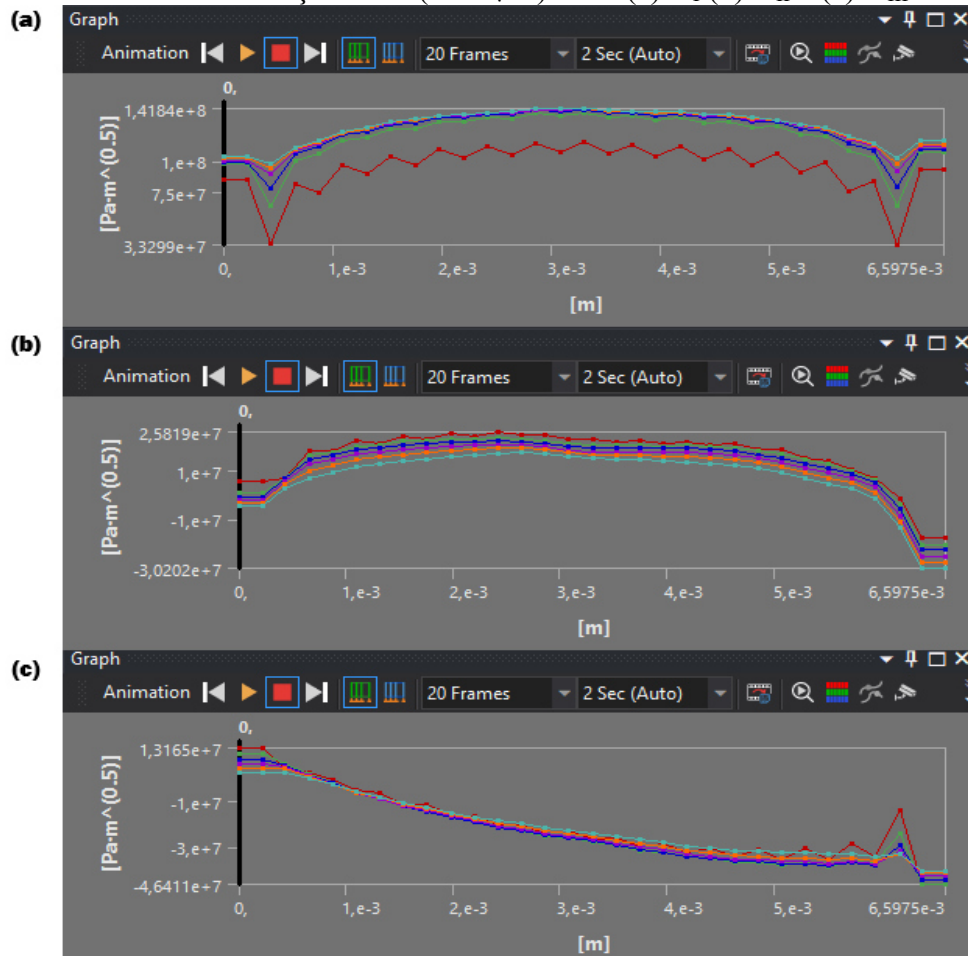
mínimo foi $K_{min} = 98,108 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$, próximo às extremidades onde a trinca encontra a superfície (Gráfico 5a). Isso confirma que a maior tendência de propagação por abertura ocorre na porção mais profunda.

Modo II (Cisalhamento no Plano - KII): Os valores variaram entre $K_{max} = 17,207 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ e $K_{min} = -30,202 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ (Gráfico 5b). A presença de KII, com valores significativos e mudança de sinal ao longo da frente da trinca, indica a existência de tensões de cisalhamento no plano da trinca, tendendo a deslizar uma face sobre a outra de forma variável.

Modo III (Rasgamento - KIII): Os valores variaram entre $K_{max} = 13,165 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ (conforme o gráfico da Gráfico 5c) e $K_{min} = -46,411 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ (Figura 39c). A existência de KIII indica tensões de cisalhamento fora do plano da trinca, associadas a um movimento de rasgamento ou torção relativo entre as faces da trinca.

A coexistência de valores não nulos para KI, KII e KIII confirma que a trinca está sob uma condição de carregamento de modo misto. Essa condição é característica da fratura em interfaces ou dentro de materiais anisotrópicos como compósitos, como discutido nos fundamentos, onde a propagação é frequentemente constrangida ao plano da interface ou da lâmina. A avaliação rigorosa da propagação da trinca, neste caso, exigiria um critério de fratura para modo misto, que considera a contribuição combinada de KI, KII e KIII em relação às respectivas tenacidades à fratura do material (K_{Ic} , K_{IIc} , K_{IIIc}).

A integração destes resultados com as outras análises permanece fundamental. A análise térmica (Seção 5.1.2) pode afetar a magnitude de todos os componentes do SIF (KI, KII, KIII) devido às tensões térmicas, além de influenciar as tenacidades à fratura. A análise modal (Seção 5.1.3) é relevante pois carregamentos cíclicos podem levar à fadiga em modo misto, onde a combinação dos SIFs cíclicos (ΔK) governa a propagação (Barbero, 2008; Barbero, 2023). A presença da trinca continua a ser uma forma de dano que reduz a rigidez local e altera as frequências naturais, impactando a resposta dinâmica e a suscetibilidade à fadiga.

Gráfico 5 – Variação de K ($\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$) onde (a) K_I (b) K_{II} e (c) K_{III} 

Fonte: Elaborada pela autora.

Validação da Análise de Fratura

A análise de fratura realizada neste TCC, empregando a Mecânica da Fratura Linear Elástica (MFLE) para calcular os Fatores de Intensidade de Tensão (K_I , K_{II} , K_{III}) via ANSYS, fornece uma avaliação detalhada da severidade de uma trinca semi-elíptica assumida (1 mm x 3 mm) localizada em uma região de alta tensão do vaso Tipo 4. A validação desses resultados no âmbito da ASME Seção X, Apêndice 8 (2019), embora não direta (pois a norma não prescreve cálculos de SIFs ou valores de tenacidade à fratura), pode ser realizada indiretamente, contextualizando os achados da simulação com os requisitos normativos de segurança, materiais, testes e inspeção.

a) Comparação com Limites de Tensão e Critérios de Falha:

A análise estrutural (Seção 5.1.2, Figura 25a) revelou uma tensão máxima principal de 1630 MPa no vaso sem a trinca, sob a pressão de projeto. Comparando este valor com a tensão admissível estimada para o compósito T700/Epóxi (calculada em 5.1.3) como 990,56 MPa, baseada na resistência à tração de 2231 MPa e um FOS=0,444, observa-se que a tensão máxima calculada sem a trinca já excede significativamente este limite admissível simplificado. Isso sugere que o projeto, mesmo sem defeitos macroscópicos, poderia estar operando com margens de segurança reduzidas sob a análise linear.

Após a introdução da trinca, a tensão local na ponta atingiu 1,397E4 MPa (Figura 25b), um valor extremamente alto esperado devido à singularidade matemática da MFLE, mas que não pode ser comparado diretamente com a tensão admissível.

A avaliação correta pela MFLE compara os SIFs calculados com a tenacidade à fratura do material (K_{Ic}). Os valores máximos calculados foram $K_{I\max} \approx 141,8 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$, $K_{II} \approx \pm 30 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ (valor absoluto máximo), e $K_{III} \approx -46 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ (valor absoluto máximo) (Gráfico 5).

Para validar se a trinca propagaria, esses valores (ou uma combinação deles através de um critério de modo misto) precisariam ser comparados com os valores críticos (K_{Ic} , K_{IIc} , K_{IIIc}) do material T700/Epóxi nas condições de operação (temperatura, ambiente). Como esses valores de tenacidade não foram determinados neste trabalho (e não são fornecidos pela ASME), a validação final requer dados experimentais de K_{Ic} para o material específico. Uma falha ocorreria se $K > K_{Ic}$.

b) Tamanho da Trinca Assumida vs. Requisitos de Exame (NDE):

A norma ASME X, Apêndice 8, exige Exame Visual (8-600.2.1) e Exame por Emissão Acústica (AE) (8-600.2.7). As Tabelas 8-600.2.1-1/2 definem limites para imperfeições visuais; por exemplo, "Cracks" (rupturas reais) não são permitidas. A trinca semi-elíptica assumida (1 mm de profundidade, 3 mm de comprimento na superfície) pode ser considerada uma representação de um defeito subcrítico ou um dano que poderia escapar da inspeção visual inicial se não for uma ruptura óbvia.

O Exame AE é crucial, pois detecta danos ativos (crescimento de trinca, deflexão) durante a pressurização. A análise de fratura pode ser usada para estimar o SIF correspondente ao menor dano detectável por AE ou ao maior dano permitido visualmente. Se o KI calculado ($141,8 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$) for maior que o K_{Ic} do material, isso implica que a trinca assumida (1x3mm) seria instável e provavelmente detectada (e rejeitada) pelo AE durante os testes de qualificação ou fabricação. A passagem nos testes AE da ASME (8-600.2.7.5) valida indiretamente que danos ativos da criticidade calculada não estão presentes no vaso.

c) Comportamento sob Condições de Teste:

A ASME X, Apêndice 8 (2019, p. 138) exige um teste de pressão mínima de qualificação de 2,25 vezes a pressão de projeto para vasos de fibra de carbono. Assumindo que os SIFs escalam linearmente com a pressão (princípio da MFLE), o KI sob a pressão de teste hidrostático seria aproximadamente $KI_{\text{teste}} \approx 141,8 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}} * 2,25 \approx 319 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$. Este valor significativamente mais alto aumenta a probabilidade de exceder o KIc do material durante o teste. A sobrevivência do vaso ao teste hidrostático, exigido pela norma (8-700.1), valida que $KIc > KI_{\text{teste}}$ (ou a combinação de modos é segura sob teste).

Os testes de fadiga 3º modo de flexão (10%-100% da pressão de projeto, por 'N' ciclos, TCC p.18) são também mandatórios. A análise de fratura fornece a base para uma análise de propagação de trinca por fadiga, usando leis como a de Paris ($da/dN = C(\Delta K)^m$). O ΔKI seria calculado com base na variação de pressão (aproximadamente 90% da pressão de projeto). A análise modal (Seção 5.3) é relevante aqui: se frequências operacionais (e.g., de compressores) coincidirem com as frequências naturais do vaso (Figuras 40, 41), as vibrações resultantes podem aumentar significativamente as tensões 3º modo de flexões e, portanto, o ΔK efetivo, acelerando a propagação da trinca por fadiga. Uma análise de vida em fadiga baseada em ΔK poderia estimar o número de ciclos para a trinca atingir o tamanho crítico (onde $K_{\text{max}} = Kc$) e comparar com os 'N' ciclos exigidos pela ASME e a vida útil de 20 anos (8-100.6).

d) Influência da Temperatura:

A análise térmica (Seção 5.2) mostrou que o vaso opera entre aproximadamente 25°C e 85°C. A norma permite operação até 85°C e exige projeto até -54°C (8-400.3). A tenacidade à fratura (Kc) de compósitos epóxi é geralmente dependente da temperatura, podendo diminuir em temperaturas mais baixas ou mais altas (fora de uma faixa ótima). Os SIFs calculados são válidos para as condições de contorno térmicas da simulação, mas a avaliação de risco de fratura real deve considerar o valor de Kc na temperatura de operação mais crítica dentro da faixa permitida pela ASME. Tensões térmicas residuais também podem se somar às tensões mecânicas, alterando os SIFs calculados.

CONSIDERAÇÕES FINAIS

Diante da crescente demanda global por fontes de energia sustentáveis e da necessidade urgente de reduzir as emissões de gases de efeito estufa, o hidrogênio verde emerge como um vetor energético promissor e fundamental para a transição energética. Contudo, seu armazenamento seguro e eficiente, especialmente sob as altas pressões necessárias para aplicações práticas, representa um desafio tecnológico significativo. Neste cenário, os cilindros de pressão Tipo 4, com seu *liner* polimérico e reforço de compósito de fibra de carbono, destacam-se como uma solução vantajosa devido à sua alta capacidade de armazenamento e baixo peso, mas exigem um projeto e análise rigorosos para garantir sua segurança e com confiabilidade.

Neste contexto, este trabalho abordou a análise detalhada do desempenho e segurança desses cilindros Tipo 4 por meio de simulação computacional avançada, demonstrando a importância do controle dos parâmetros operacionais e das características dos materiais. As análises multifísicas realizadas forneceram uma visão integrada do comportamento do vaso.

A análise estrutural foi essencial para identificar as regiões de maior sollicitação mecânica, quantificar o impacto adverso da trinca na concentração de tensões locais (apesar de uma leve redução na deflexão máxima global) e fornecer os campos de tensão e deflexão que serviram de base para as análises subsequentes.

A análise térmica ofereceu dados valiosos, mostrando que o controle da distribuição de temperatura e do fluxo de calor é fundamental para a integridade estrutural, para evitar o superaquecimento do hidrogênio e para otimizar a eficiência energética. As alterações térmicas induzidas pela trinca sublinharam a necessidade de considerar tais descontinuidades no projeto.

A análise modal, por meio dos valores de frequência (Figuras 40) e da comparação gráfica (Gráfico 4), permitiu uma avaliação abrangente do impacto da trinca na dinâmica vibratória do vaso, fornecendo elementos determinantes para assegurar sua integridade e segurança operacional frente ao risco de ressonância.

Complementarmente, a análise de fratura evidenciou que a presença da trinca cria uma concentração de tensões. Esta, quando combinada com as cargas mecânicas, térmicas e potenciais carregamentos cíclicos (identificados pela análise modal), eleva o risco de propagação da trinca e de falha do vaso. Os resultados integrados das análises estrutural, térmica e modal foram, portanto, indispensáveis para interpretar o comportamento da trinca e avaliar a segurança global do componente.

É fundamental ressaltar, contudo, que a avaliação da segurança frente à fratura encontra uma limitação importante neste estudo. A ausência de um valor experimental para a tenacidade à fratura (K_{Ic}) do sistema T700/Epóxi específico impede uma validação quantitativa final. Consequentemente, a falta deste parâmetro crítico prejudica a conclusão definitiva sobre a falha e o cálculo preciso do tamanho máximo de um defeito admissível que o projeto poderia tolerar com segurança.

As simulações realizadas no ANSYS Workbench destacaram que a escolha criteriosa dos materiais e a otimização geométrica são cruciais para minimizar deflexões, tensões e o risco de falha. O estudo contextualizou os resultados frente aos requisitos da norma ASME Seção X, indicando a viabilidade do projeto para aplicações práticas e reforçando que a implementação de técnicas avançadas de simulação é uma ferramenta poderosa que contribui significativamente para o desenvolvimento de soluções inovadoras no armazenamento de hidrogênio, favorecendo a sustentabilidade e a eficiência energética.

A evolução tecnológica contínua dos cilindros para armazenamento e transporte de hidrogênio verde é, portanto, fundamental para a consolidação desta emergente economia de baixo carbono. A integração de métodos avançados de análise, como os aqui empregados, promove a segurança e a eficiência necessárias para viabilizar a distribuição e o uso do hidrogênio verde em larga escala.

Como perspectivas futuras, sugere-se explorar novas composições de materiais e técnicas de fabricação para aprimorar o desempenho dos vasos Tipo 4. A simulação pode ser refinada com a inclusão de modelos geométricos mais detalhados, incorporando ângulos de enrolamento das fibras (circunferenciais e helicoidais). Adicionalmente, a realização de testes experimentais em componentes individuais e no vaso montado seria valiosa para validar os resultados obtidos por MEF, assim como simulações mais complexas poderiam ser desenvolvidas a partir dos dados aqui apresentados. Tais esforços contribuirão para o avanço de uma matriz energética mais limpa e resiliente.

REFERÊNCIAS

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. ASME BPVC.X-2021. **2021 ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section X: Fiber-Reinforced Plastic Pressure Vessels**. New York: ASME International, 2021. 326 p. ISBN 9780791874271.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. ASME BPVC.X-2019. **2019 ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section X: Fiber-Reinforced Plastic Pressure Vessels**. New York: ASME International, 2019. 322 p. ISBN 9780791872918.

ANDERSON, Ted L.; ANDERSON, Ted L. **Fracture mechanics: fundamentals and applications**. CRC press, 2005.

ANSYS, Inc. **ANSYS Theory Reference**. ANSYS Release 9.0. Canonsburg: ANSYS, Inc., 2004.

AZEVEDO, Domingos de. **Análise Estrutural com ANSYS Workbench: Static Structural**. Mogi das Cruzes: Domingos Flávio de Oliveira Azevedo, 2016.

BARBERO, Ever J. **Finite element analysis of composite materials**. CRC Press, 2008.

BARBERO, Ever J. **Finite element analysis of composite materials using Abaqus®**. 2. ed. CRC Press, 2023.

BARTHÉLÉMY, Hervé; WEBER, Mathilde; BARBIER, Françoise. **Hydrogen storage: Recent improvements and industrial perspectives**. International Journal of Hydrogen Energy, v. 42, n. 11, p. 7254-7262, 2017.

BATHE, Klaus Jurgen. **Finite element procedures**. 2. ed. Watertown: Prentice Hall, Pearson Education, Inc., 2014.

BERNSTEIN, I. M.; THOMPSON, A. W. (Eds.). **Hydrogen Embrittlement of Metals**. Warrendale, PA: The Metallurgical Society of AIME, 1981.

BOLINA, C. C. et al. **Vibrações: as frequências naturais estimada e experimental de uma estrutura**. In: CONGRESSO NACIONAL DE MATEMÁTICA APLICADA À INDÚSTRIA (CNMAI), 2014, Caldas Novas. Anais [...]. Caldas Novas, GO, 2014.

CHAWLA, Krishan K. **Composite materials: science and engineering**. 3. ed. Springer Science & Business Media, 2012.

CHO, Sung-Min et al. **Effect of dome curvature on failure mode of type4 composite pressure vessel**. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, v. 19, n. 3, p. 405-410, 2018.

FINK, Johannes Karl. **Handbook of engineering and specialty thermoplastics, Volume 1: Polyolefins and Styrenics**. John Wiley & Sons, 2010.

HASSAN, Shukur A. et al. **The potential of biomimetics design in the development of impact resistant material**. FME Transactions, v. 46, n. 1, p. 108-116, 2018.

HOFFMANN, Peter. **Tomorrow's Energy, revised and expanded edition: Hydrogen, Fuel Cells, and the Prospects for a Cleaner Planet**. MIT press, 2012.

INCROPERA, Frank P. et al. **Fundamentals of heat and mass transfer**. New York: Wiley, 1996.

LEE, S. H.; KIM, Y. G.; KIM, S. C.; YOON, K. B. **Temperature Change of a Type IV Cylinder During Hydrogen Fueling Process**. Ajaccio: ICHS, 2009.

LI, Min et al. **Thermal conductivity enhancement and synergistic heat transfer of z-pin reinforced graphite sheet and carbon fiber hybrid composite**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 171, p. 121093, 2021.

LI, Wen Jie et al. **Finite element analysis and optimum design for pressure vessel based on ANSYS Workbench**. Applied Mechanics and Materials, v. 687, p. 290-293, 2014.

MONTEZUMA MFV. 2022. **Simulação do efeito de retardo e aceleração de propagação de trincas para previsão de vida à fadiga de ligas de alumínio 2050-t84 e 7475-t7351 de grau aeronáutico**, Tese (doutorado), Universidade federal do Ceará, Centro de tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciência de Materiais, Fortaleza. <http://repositorio.ufc.br/handle/riufc/70133> (unpublished).

NEVES, Carlos Eustáquio dos Santos et al. **Otimização multiobjetivo de vaso de pressão tipo IV para armazenamento de hidrogênio usando método dos elementos finitos e metodologia de superfície de resposta**. 2023.

NEWHOUSE, Norman L. et al. **Development of ASME section X code rules for high pressure composite hydrogen pressure vessels with nonload sharing liners**. 2012.

NÓBREGA, P.G.B.; HANAI, J.B. **A Análise Modal na Avaliação de Estruturas de Concreto Pré-moldado**. 1o. Encontro Nacional de Pesquisa-Projeto-Produção em Concreto pré-moldado.. São Carlos, 2005.

PARK, Gunyoung; Jang, Hyoseong; Kim, Chul. **Design of composite layer and liner for structure safety of hydrogen pressure vessel (type 4)**. Journal of Mechanical Science and Technology, v. 35, n. 8, p. 3507-3517, 2021.

RAHUL, B.; CHAND, Dharmahinder Singh; DHARANI, J. **A comprehensive review on the performance analysis of composite overwrapped pressure vessels**. Engineering and Applied Science Research, v. 49, n. 2, p. 272-287, 2022.

RAWLS, G. et al. **Development of ASME section X code rules for high pressure composite hydrogen pressure vessels with nonload sharing liners**. Savannah River Site (SRS), Aiken, SC (United States), 2010.

SAN MARCHI, Chris et al. SAN MARCHI, Chris et al. **Pressure cycling of type 1 pressure vessels with gaseous hydrogen**. 2011.

SHEWMON, Paul G. **Hydrogen attack of pressure-vessel steels**. Materials science and technology, v. 1, n. 1, p. 2-11, 1985.

TOUDEHDEHGHAN, Abdolreza; HONG, Tan Wai. **A critical review and analysis of pressure vessel structures**. In: IOP Conference series: materials science and engineering. IOP Publishing, 2019. p. 012009.

UGURAL, Ansel C.; FENSTER, Saul K. **Advanced mechanics of materials and applied elasticity**. Pearson Education, 2011.

VERSCHLEISSER, Roberto. **Aplicação de Estruturas de Bambu no Design de Objetos. Como Construir Objetos Leves, Resistentes, Ecológicos, e de Baixo Custo**. Orientador: Prof. José Luiz Mendes Ripper. Tese (doutorado). Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Artes e Design, 2008.