

CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA DE MINAS GERAIS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE MATERIAIS
CURSO DE ENGENHARIA DE MATERIAIS

IGOR DE OLIVEIRA SABINO BRAGA

ANÁLISE TERMOMECÂNICA DE UM CONVERTEDOR-LD PARA AVALIAÇÃO
DA SUA VIDA OPERACIONAL

BELO HORIZONTE

2023

IGOR DE OLIVEIRA SABINO BRAGA

**ANÁLISE TERMOMECÂNICA DE UM CONVERTEDOR-LD PARA AVALIAÇÃO
DA SUA VIDA OPERACIONAL**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado no Curso de Graduação em Engenharia de Materiais do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Materiais.

Orientador: André Guimarães Ferreira

BELO HORIZONTE

2023

IGOR DE OLIVEIRA SABINO BRAGA

**ANÁLISE TERMOMECÂNICA DE UM CONVERTEDOR-LD PARA AVALIAÇÃO
DA SUA VIDA OPERACIONAL**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado no Curso de Graduação em Engenharia de Materiais do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Materiais.

Aprovado em: ___/___/___

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. André Guimarães Ferreira – Orientador

Prof. Dr. André Barros de Mello Oliveira

Eng. Raphael Alves Costa

AGRADECIMENTOS

Agradeço a minha família por todo o apoio financeiro para cursar uma faculdade de Engenharia.

Agradeço à Gabriella Reis, Marcelo Mercier e Hugo Freitas por terem me dado a oportunidade de estagiar na SMS-Group, o parceiro líder no mundo dos metais.

Agradeço ao Fábio Tassis e Henrique Resende por compreender minha necessidade de querer atuar e aplicar meus conhecimentos na área técnica de projetos e permitir a minha transferência para o Setor de Engenharia.

Agradeço também ao Enilson dos Anjos por aceitar minha transferência para o Setor de Engenharia e me entregar demandas que estão em confluência com minhas necessidades, me motivando a aperfeiçoar meus conhecimentos e entregar resultados cada vez mais com qualidade e segurança.

A todos do Setor de Engenharia, pela disposição em querer ajudar, pelas risadas e todos os conselhos e dicas, que com certeza contribuíram com minha evolução profissional, em especial ao Adelmo Júnior, Dener Souza, Edmar Barbosa, Frank Plotz, Liliene Basilio, Luis Barbosa, João Carvalho, Rafael Oliveira, Raphael Costa, Thaironi Martins, Wenderson Resende e Wesley Vanzeler.

Agradeço especialmente à Isabela Figueiredo por toda ajuda, conselhos, incentivo e paciência durante minha trajetória na Coordenação de Produto, desenvolvendo minha capacidade de comunicação e gestão de desafios. A todos do Setor da Metalurgia, também pela disposição em ajudar e pelas dicas que contribuíram para minha evolução como profissional, em especial ao Fábio Tassis, Hugo Freitas, Júlio Borges, Leonardo Abrantes e Thales Leal.

Ao Professor Orientador André Ferreira, por todo o apoio durante a execução deste Trabalho de Conclusão de Curso, não se importando em me responder e dar *feedbacks* sobre o andamento do mesmo em qualquer dia ou horário.

À Professora Aline Magalhães pela disposição em ajudar e pelos aos conselhos dados.

Aos meus amigos Douglas Oliveira, Fábio Silva, Matheus Mamede e Rafael Elias pelas inúmeras risadas e em especial ao José Daniel pelas conversas éticas e filosóficas, que proporcionaram minha evolução como indivíduo.

Agradeço a todos da SMS-Group e CEFET-MG que de alguma forma, contribuíram para com a minha formação.

Por último, ao CEFET-MG por ter me proporcionado um ensino gratuito, de qualidade e cheio de desafios.

“É muito melhor lançar-se em busca de conquistas grandiosas, mesmo expondo-se ao fracasso, do que alinhar-se com os pobres de espírito, que nem gozam muito nem sofrem muito, porque vivem numa penumbra cinzenta, onde não conhecem nem vitória, nem derrota.”
(Theodore Roosevelt)

RESUMO

O Convertedor-LD é um reator metalúrgico utilizado para converter ferro-gusa em aço, através da injeção de oxigênio que oxida o carbono presente no gusa. Durante a operação, esse equipamento está sujeito a carregamentos mecânicos estáticos, dinâmicos e térmicos que geram grandes ciclos de tensão e deformação. Os refratários são componentes essenciais desse equipamento, pois são responsáveis por manter a integridade estrutural da carcaça e garantir a vida útil projetada, além de suportar as altas temperaturas geradas durante o processo de conversão. Todavia, mediante o desgaste dos refratários, a temperatura na carcaça se eleva, afetando a integridade estrutural através da intensificação dos mecanismos de fadiga e fluência, reduzindo a sua vida de operação. Este trabalho teve como objetivo identificar o principal mecanismo de redução de vida útil do equipamento Convertedor-LD, com ênfase na carcaça e no anel de basculamento. Para isso, foram realizadas análises térmicas, mecânica e termomecânica por meio de estudos por simulação numérica de um convertedor de uma grande produtora de aço brasileira. Foram utilizadas as normas *AISE Technical Report n° 32* e *ASME Boiler and Pressure Vessel Code* para calcular as tensões limitantes mecânicas e termomecânicas que esse equipamento pode estar sujeito, para que se possa alcançar a vida de projeto em torno dos 15 anos. Em seguida, foram realizadas comparações com as tensões encontradas no convertedor estudado. Com base nesse estudo, foi possível avaliar o perfil de temperaturas do equipamento no início de campanha e identificar pontos em que se teria a presença de fluência. Também foi possível avaliar as tensões mecânicas e termomecânicas de forma a identificar o método mais adequado para se analisar convertedores. Através das temperaturas e tensões calculadas foi avaliado o principal mecanismo de redução da vida útil. Dessa forma, foi possível identificar que a vida útil de projeto de 15 anos foi alcançada nos principais componentes do convertedor analisado e identificou-se que o principal mecanismo de redução da vida útil é o de fluência. Entretanto, mediante o desgaste dos refratários, o fenômeno de acumulação progressiva de deformação plástica e fadiga termomecânica podem se tornar o principal mecanismo de redução de vida útil.

Palavras-chave: Análise Termomecânica; Convertedor-LD; Fadiga; Simulação Numérica.

ABSTRACT

The LD Converter is a metallurgical reactor used to convert pig iron into steel by injecting oxygen that oxidizes the carbon present in the pig iron. During operation, this equipment is subject to static, dynamic, and thermal-mechanical loads that generate large cycles of stress and deformation. Refractories are essential components of this equipment, as they are responsible for maintaining the structural integrity of the casing and ensuring the designed service life, as well as supporting the high temperatures generated during the conversion process. However, as the refractories wear out, the temperature in the casing rises, affecting the structural integrity through the intensification of fatigue and creep mechanisms, reducing its service life. This study aimed to identify the main mechanism for reducing the service life of the LD Converter equipment, with emphasis on the casing and tilting ring. For this, thermal, mechanical, and thermo-mechanical analyses were performed through numerical simulation studies of a converter from a major Brazilian steel producer. AISE Technical Report N^o. 32 and ASME Boiler and Pressure Vessel Code standards were used to calculate the mechanical and thermo-mechanical limiting stresses that this equipment may be subject to achieving the project life of around 15 years. Then, comparisons were made with the stresses found in the studied converter. Based on this study, it was possible to evaluate the temperature profile of the equipment at the beginning of the campaign and identify points where creep would occur. It was also possible to evaluate the mechanical and thermomechanical stresses to identify the most suitable method for analyzing converters. Through the calculated temperatures and stresses, the main mechanism for reducing the service life was evaluated. Thus, it was possible to identify that the 15-year design life was achieved in the main components of the analyzed converter, and it was identified that the main mechanism for reducing the service life is creep. However, as refractories wear out, the phenomenon of progressive accumulation of plastic deformation and thermomechanical fatigue can become the main mechanism for reducing service life.

Keywords: Thermo-mechanical Analysis; LD Converter; Fatigue; Numerical Simulation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Composição básica de um Convertedor BOF	15
Figura 2 – Temperaturas observadas em um convertedor	17
Figura 3 – Modelo 3D do Convertedor LD	18
Figura 4 – Ciclo de operação simplificado de um Convertedor-LD	20
Figura 5 – Reações no BOF.....	21
Figura 6 – Configuração básica do BOF	22
Figura 7 – Composição do Vaso do Convertedor LD	24
Figura 8 – Projeto do anel de basculamento.....	25
Figura 9 – Sistema de Suspensão por Suportes	26
Figura 10 – Membros do <i>Support Disc Suspension System</i>	27
Figura 11 – Membros do <i>Tendon Suspension System</i>	28
Figura 12 – Membros do <i>Lamella Suspension System</i>	29
Figura 13 – Principais regiões dos revestimentos refratários	30
Figura 14 – Comportamento idealizado de Tensão-Deformação sobre restrição total	35
Figura 15 – Curva típica de fluência	36
Figura 16 – Domínio de Solução.....	50
Figura 17 – Modelagem dos refratários de trabalho e permanente	51
Figura 18 – Malha gerada por elementos Tetraédricos	52
Figura 19 – Malha gerada por elementos Quadrilaterais.....	52
Figura 20 – Componentes definidos com Método <i>Sweep</i>	53
Figura 21 – Componentes definidos com Método <i>Tetrahedrons</i>	54
Figura 22 – Componentes com Elementos de 60 mm	54
Figura 23 – Componentes com Elementos de 100 mm	55
Figura 24 – Componentes com Elementos de 150 mm	55
Figura 25 – Condições de Contorno para a Análise Térmica do Convertedor.....	59
Figura 26 – Condições de Contorno para a Análise Mecânica e Termomecânica	60
Figura 27 – Malha gerada para a Análise Térmica.....	61
Figura 28 – Critério de qualidade <i>Element Quality</i>	62
Figura 29 – Qualidade dos Elementos gerados	63
Figura 30 – Razão Jacobiana obtida para os elementos gerados.....	64
Figura 31 – Grau de distorção obtido para os elementos gerados	64
Figura 32 – Malha gerada para as Análises Mecânicas e Termomecânicas.....	66

Figura 33 – Critério de qualidade <i>Element Quality</i>	66
Figura 34 – Qualidade dos Elementos gerados	67
Figura 35 – Razão Jacobiana obtida para os elementos gerados.....	67
Figura 36 – Grau de distorção obtido para os elementos gerados.....	68
Figura 37 – Tensão admissível do aço 16Mo3 em função da temperatura	69
Figura 38 – Comparação das temperaturas observadas na AISE 1998 e no convertedor estudado	70
Figura 39 – Efeitos da Reirradiação no Convertedor	71
Figura 40 – Tensões Mecânicas no Convertedor	73
Figura 41 – Tensões Termomecânicas P_m no Vaso do Convertedor.....	75
Figura 42 – Tensões Termomecânicas P_m no Anel de Basculamento.....	76
Figura 43 – Tensões Termomecânicas $P_m + P_b$ no Vaso	77
Figura 44 – Tensões Termomecânicas $P_m + P_b$ no Anel de Basculamento.....	78
Figura 45 – Distorção do vaso do convertedor.....	82
Figura 46 – Redução do <i>Air-Gap</i> ao longo dos anos do convertedor	83
Figura 47 – Redução estimada <i>do Air-Gap</i> ao longo dos anos	84

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Classificação das tensões	43
Tabela 2 – Dados de Entrada do Refratários de Trabalho	57
Tabela 3 – Dados de Entrada dos Refratários Permanentes	57
Tabela 4 – Dados de Entrada do Aço	57
Tabela 5 – Condições de Contorno para Análise Térmica	58
Tabela 6 – Condições de Contorno para Análise Mecânica e Termomecânica	60
Tabela 7 – Teste de Convergência de Malha para Temperatura	62
Tabela 8 – Teste de Convergência de Malha para Tensão	65
Tabela 9 – Tensões admissíveis para o 16Mo3 à diferentes temperaturas	73
Tabela 10 – Tensões de escoamento para o 16Mo3 à diferentes temperaturas	74
Tabela 11 – Limite S_{PS} e Tensão Total ($S_{n,k}$) calculados em cada região	80
Tabela 12 – Dados para o cálculo da Fadiga no Convertedor	81
Tabela 13 – Vida útil para cada componente do Convertedor	81
Tabela 14 – Valores de deformação por fluência	84

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	Justificativa e Relevância	16
1.2	Objeto de Estudo.....	17
1.3	Objetivos	18
2	REVISÃO DA LITERATURA	19
2.1	Descrição do Processo.....	19
2.2	Basic Oxygen Furnace (BOF)	22
2.2.1	<i>Vaso</i>	23
2.2.2	<i>Anel de Basculamento</i>	25
2.2.3	<i>Sistemas de Suspensão do Vaso</i>	25
2.2.4	<i>Revestimentos Refratários</i>	29
2.3	CrITÉrios para avaliaÇão termomecânica de um BOF	31
2.3.1	<i>Perfil do refratário</i>	31
2.3.2	<i>Parâmetros avaliados segundo a ASME BPVC, Sec. VIII, Div. 2</i>	32
2.4	Mecanismos de falha.....	33
2.4.1	<i>Fadiga Térmica e Fadiga Termomecânica</i>	33
2.4.2	<i>Fluência</i>	36
2.5	Análise Numérica	37
2.5.1	<i>Método de Elementos Finitos</i>	37
2.5.2	<i>Análise Termomecânica</i>	37
3	MODELO MATEMÁTICO	40
3.1	Equações de Transferência de Calor	40
3.1.1	<i>Condução</i>	40
3.1.2	<i>Convecção</i>	41
3.1.3	<i>Radiação</i>	42
3.2	Tensões Mecânicas e Termomecânicas	42

3.2.1	<i>Tensão de Membrana (P_m)</i>	43
3.2.2	<i>Tensão de Flexão (P_b)</i>	44
3.2.3	<i>Tensão Termomecânica em um Cilindro Oco (Q)</i>	44
3.2.4	<i>Tensão Termomecânica em uma Esfera Oca (Q)</i>	44
3.2.5	<i>Tensão Equivalente de Von Mises</i>	45
3.2.6	<i>Deformação Plástica Progressiva</i>	45
3.2.7	<i>Fadiga</i>	47
3.2.8	<i>Fluência</i>	47
4	Metodologia	49
4.1	<i>Software</i>	49
4.2	Domínio da Solução	49
4.3	Geração da Malha	51
4.3.1	<i>Convergência e Qualidade da Malha</i>	56
4.4	Condições de Entrada e de Contorno	56
5	Resultados e Discussões	61
5.1	Qualidade da Malha para Análise Térmica	61
5.2	Qualidade da Malha para Análise Mecânica e Termomecânica	65
5.3	Análise Térmica	68
5.4	Análise Mecânica	72
5.5	Análise Termomecânica	74
5.6	Análise da Acumulação Progressiva de Deformação Plástica	79
5.7	Fadiga	81
5.8	Fluência	82
6	CONCLUSÕES	86
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	87

LISTA DE SIGLAS

16Mo3 – Aço Cromo-Molibdênio

AISE – *Association of Iron and Steel Engineers*

Al₂O₃ – Óxido de Alumínio

ASM – *American Society for Metals*

ASME – *American Society of Mechanical Engineers*

BOF – *Basic Oxygen Furnace*

BOP – *Basic Oxygen Process*

CAD – *Computer Aided Design*

Fe – Ferro

FeO – Óxido de Ferro

IF – Fadiga Isotérmica

LCF – Fadiga Térmica de Baixo Ciclo (LCF)

LD - *Linz-Donawitz*

M – Momento Fletor (Nm)

MEF – Método dos Elementos Finitos

MnO – Óxido de Manganês

N – Número de Ciclos

Nu – Número de Nusselt

P₂O₅ – Pentóxido de Fósforo

SiO₂ – Dióxido de Silício

TF – Fadiga Térmica

TMF – Fadiga Termomecânica

LISTA DE SÍMBOLOS

A_r – Área (m^2)

A – Coeficiente de Difusividade Térmica (m^2/s)

C – Linha Neutra (m)

C_p – Calor Específico (J/kg.K)

dT/dx – Gradiente de Temperatura (K/m)

E – Módulo de Elasticidade (GPa)

E_T – Módulo de Elasticidade do material na temperatura analisada (GPa)

g – Aceleração da Gravidade (m/s^2)

h – Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção ($W/m^2.K$)

I – Momento de Inércia (m^4)

k – Condutividade Térmica ($W/m.K$)

L – Dimensão Característica (m)

L – Raio da Coroa (m)

P – Pressão Interna (MPa)

P_b – Tensão de Flexão (MPa)

P_m – Tensão de Membrana (MPa)

Pr – Número de Prandtl (Adimensional)

q – Taxa de Calor (W)

Q – Tensão Secundária (MPa)

q_x – Transferência de Calor (W/m^2)

r – Raio da Junção (m)

Ra – Número de Rayleigh (Adimensional)

R_m – Raio Médio da Feometria (m)

S_a – Amplitude de Tensão Analisada (MPa)

S_{PS} – Variação Máxima da Tensão Equivalente (MPa)

S_{Qm} – Limite de Tensão Secundária de Membrana (MPa)

S_{Qmb} – Limite de Tensão Secundária de Membrana + Flexão (MPa)

S_y – Limite de Escoamento (MPa)

t – Espessura da Casca (m)

T – Temperatura (K)

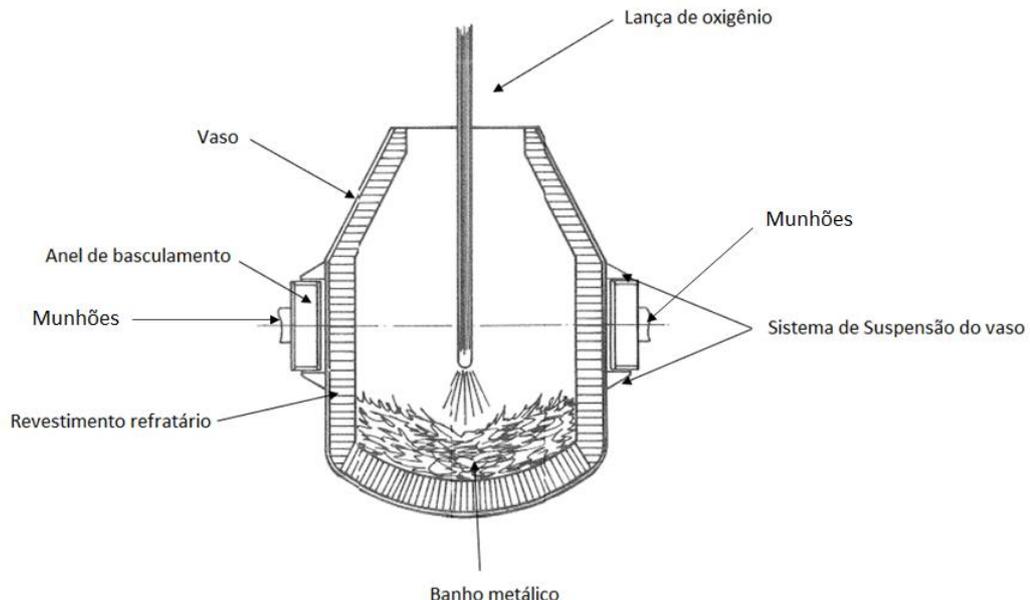
T_∞ – Temperatura do fluido (K)

T_s – Temperatura da superfície (K)
 T_{viz} – Temperatura da vizinhança (K)
 α – Ângulo ($^\circ$)
 α_e – Coeficiente de Expansão Térmica (K^{-1})
 α_t – Difusividade Térmica (m/s)
 β – Coeficiente de Expansão Térmica (K^{-1})
 ΔC – Deformação real do Vaso (mm)
 ΔQ_m – Tensão Secundária de Membrana (MPa)
 ΔQ_{mb} – Tensão Secundária de Membrana + Flexão (MPa)
 $\Delta S_{n,k}$ – Variação da Tensão Equivalente Primária + Secundária (MPa)
 ε – Emissividade (Adimensional)
 ε_p – Deformação no regime primário de fluência (mm)
 ε_t – Deformação total de fluência (mm/mm)
 ν – Coeficiente de Poisson (Adimensional)
 ν_o – Taxa de deformação de fluência (mm/mm/hr)
 ν_c – Viscosidade cinemática (m^2/s)
 ρ – Massa Específica (kg/m^3)
 σ – Stefan-Boltzmann ($5,67 \times 10^{-8} W/m^2.K^4$)
 σ_1 – Tensão Máxima (MPa)
 σ_2 – Tensão Média (MPa)
 σ_3 – Tensão mínima (MPa)
 σ_t – Tensão Circunferencial (MPa)
 σ_x – Tensão Longitudinal (MPa)
 σ_ϕ – Tensão circunferencial (MPa)

1 INTRODUÇÃO

O Conversor a Oxigênio ou Convertedor LD (*Linz-Donawitz*) é um equipamento que utiliza oxigênio na conversão do ferro gusa em aço. Também chamado de BOF (*Basic Oxygen Furnace*), o Convertedor LD é um reator metalúrgico que tem a capacidade de converter ferro gusa e/ou sucata metálica em aço, tendo como produtos secundários, a escória e os gases de exaustão. O BOF é fundamentalmente constituído por um vaso, revestimento refratário, anel de basculamento, sistema de suspensão do vaso, munhões e uma lança de oxigênio. Pode-se observar na Figura 1, os componentes básicos de um convertedor.

Figura 1 – Composição básica de um Convertedor BOF



Fonte: Adaptado de AIME, 1982.

O processo de obtenção do aço em um BOF consiste no carregamento do gusa líquido, sucata de aço, cal e fundentes e, por meio do sopro de oxigênio, ocorre a oxidação de carbono, silício, manganês e uma pequena parcela de ferro, que formarão a escória ou gases com particulados. Por fim, o aço obtido será vazado em uma panela, com objetivo de ser refinado e assim garantir que o material obtenha as propriedades desejadas para atender a requisitos específicos de aplicação, como resistência mecânica, resistência à corrosão, ductilidade, entre outras características importantes para o uso final do aço em diferentes setores industriais.

Os convertedores são projetados para terem uma vida de operação de 15 anos. No entanto, a depender dos ciclos térmicos e mecânicos que possam estar sujeitos, esses

equipamentos podem ter sua vida reduzida consideravelmente, devido aos fenômenos de fadiga termomecânica e de fluência. A fadiga termomecânica é o fenômeno no qual a falha de um material ocorre mediante a nucleação de uma trinca, sua propagação e consequente ruptura, devido às tensões cíclicas térmicas. O fenômeno de fluência se caracteriza por uma deformação progressiva, lenta e sob ação constante aplicada durante longo período de tempo, que ocorre geralmente a uma temperatura de cerca de 40% da temperatura de fusão do material do vaso.

A fim de avaliar o comportamento termomecânico de um convertedor, foi utilizado o ANSYS® 19.0, que é um *software* que utiliza o Método dos Elementos Finitos para decompor uma geometria submetida a carregamentos e restrições em elementos, para que se possa resolver um problema complexo de forma discretizada. O método decompõe o domínio físico em um número finito de elementos com comportamento bem definido, que são unidos por nós, dando a esse conjunto o nome de malha. Devido a divisão da geometria, as equações diferenciais que regem o sistema físico são integradas e resolvidas de maneira aproximada.

A simulação pode ser realizada a partir do cálculo de transferência térmica que ocorre entre o aço fundido e o revestimento refratário, e do refratário com o vaso. Neste caso, o cálculo pode ser feito considerando o metal fundido, uma chapa de aço EN 16Mo3 e refratários à base de magnésio e carbono, silício e alumina e somente alumina.

Dessa forma, a avaliação da transferência térmica dos refratários com a chapa permite identificar os pontos de excessiva transferência térmica e assim determinar quais os fenômenos são atuantes na região do vaso. Neste contexto, o redimensionamento dos refratários do convertedor e a adição de equipamentos para refrigerar o vaso ou de materiais para isolar a troca térmica apresentam-se como formas de se aumentar sua vida útil.

1.1 Justificativa e Relevância

Durante a produção do aço líquido, os vasos dos Convertedores LD estão sujeitos às tensões e aos ciclos térmicos e mecânicos inerentes das elevadas temperaturas do banho de aço, que variam em torno de 1650 °C, das projeções de escória e do calor radiante durante o vazamento do aço. Tendo em vista essas características de operação, os refratários vão se desgastando mediante a produção do aço e, com isso, sua espessura vai se reduzindo, aumentando assim a temperatura no vaso.

Com o aumento da temperatura no vaso, os carregamentos termomecânicos provenientes da expansão térmica dos refratários e da carcaça, durante o processo de

aquecimento ou ciclos severos de operação, corroboram para a redução da vida de operação do convertedor LD (GRUBER, D.; ANDREEV, K.; HARMUTH, H., 2004).

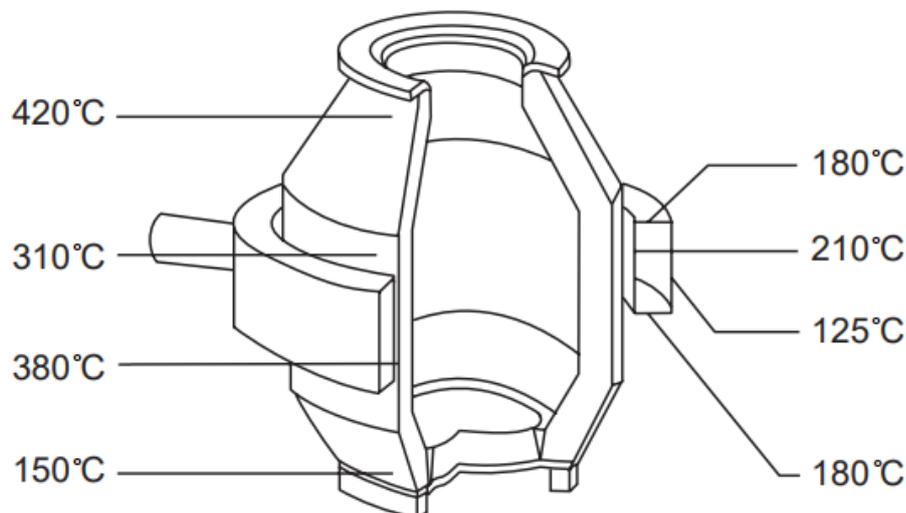
Neste trabalho foi avaliado um Convertedor LD, equipamento de uma grande produtora de aço brasileira, baseando-se nas normas AISE Technical Report N° 32 (1998), ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 2 (2017). Para isso, foram realizadas análises Mecânicas e Termomecânicas pelo Método dos Elementos Finitos para avaliar quais são os mecanismos presentes no equipamento citado.

1.2 Objeto de Estudo

O Convertedor LD é um equipamento utilizado para produção de aço, que opera em condições severas de temperatura. Para minimizar os efeitos da fadiga termomecânica e da fluência, são utilizados aços resistentes a altas temperaturas, de forma a evitar a redução da sua vida de operação (AIME, 1982).

Tendo em vista o desgaste que ocorre nos refratários durante a produção de aço, a temperatura no vaso aumenta gradativamente e isso intensifica os mecanismos de redução de vida útil deste equipamento. Por conta disso, são estabelecidas temperaturas nas quais o equipamento não pode ultrapassar, para que se tenha uma produtividade adequada e uma longa vida útil (AISE STEEL FOUNDATION, 1998). Na Figura 2, observam-se as temperaturas durante a operação de um convertedor genérico.

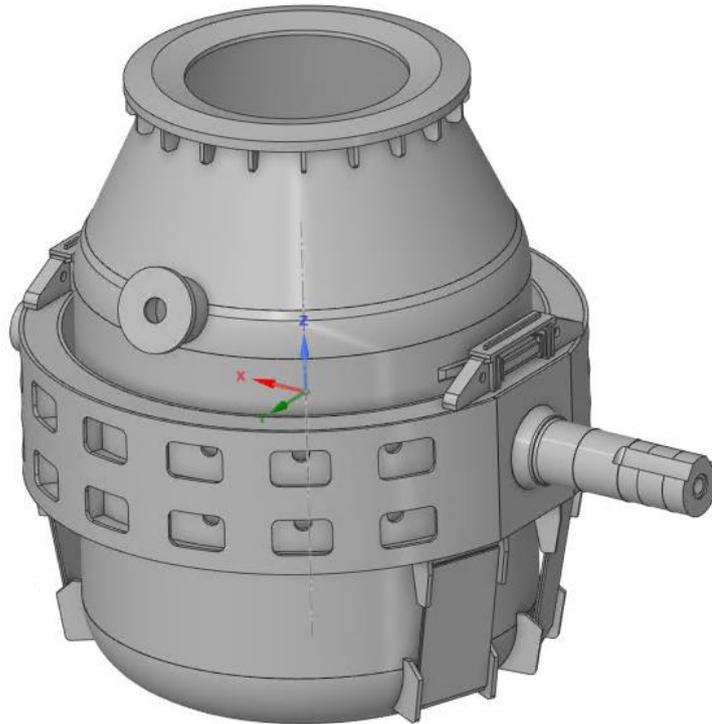
Figura 2 – Temperaturas observadas em um convertedor



Fonte: Adaptado de AISE STEEL FOUNDATION, 1998.

Apesar da verificação dessas temperaturas em cada região, o perfil pode ser alterado em detrimento da mudança de material e espessura do vaso e dos refratários, geometria do convertedor e condições de operação. Na Figura 3 é ilustrado o Convertedor que será estudado neste trabalho.

Figura 3 – Modelo 3D do Convertedor LD



Fonte: SMS-Group.

1.3 Objetivos

O objetivo geral deste trabalho é realizar uma análise térmica numérica da operação de um convertedor LD, buscando identificar o principal mecanismo de redução de sua vida útil.

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Realizar a modelagem 3D do Convertedor LD para a Análise Estática Mecânica e Termomecânica;
- Realizar a Análise Estática Mecânica e Termomecânica pelo Método dos Elementos Finitos para avaliar o perfil de temperaturas e tensões mecânicas e termomecânicas no vaso e no anel de basculamento do Convertedor-LD, na etapa de injeção de oxigênio;
- Verificar se haverá mecanismo de redução da vida de operação do Convertedor LD, a partir dos resultados obtidos na Análise Estática Mecânica e Termomecânica.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 Descrição do Processo

Os convertedores LD são equipamentos siderúrgicos cuja função é converter ferro-gusa e sucatas em aço. O aço, segundo CHIAVERINI (2005), é uma liga composta majoritariamente por ferro e cujo teor carbono varia entre 0,008% até aproximadamente 2,11%, tendo presente também, elementos residuais, provenientes dos processos de fabricação. Além disso, existem duas formas de se classificar o aço:

- Quanto à composição química: os aços que contém um teor de carbono entre 0,008% e 2,11% e certos elementos residuais são considerados como aço carbono, enquanto os aços que apresentam teores de elementos residuais acima do normal, são considerados como aço liga (CHIAVERINI, 2005);
- Quanto ao tipo de produto: sendo classificados em produtos planos, que são aços que apresentam formatos planos, obtidos através do processo de laminação; produtos longos, que são aços obtidos através de processos de laminação ou trefilação, na forma de perfis, fios, arames; e produtos fundidos, que são aços obtidos através do vazamento de metal líquido em moldes (MOURÃO *et al.*, 2007).

O aço pode ser produzido em dois tipos de usinas siderúrgicas. Nas usinas integradas, o aço é obtido a partir do minério de ferro, que é transformado em ferro-gusa na própria usina, através dos altos-fornos e em seguida esse ferro-gusa é oxidado a aço no convertedor LD. Nas usinas semi-integradas, cujo aço é obtido através da sucata de aço, não havendo a necessidade da redução do minério de ferro, sendo fundido em fornos de arco elétrico (MOURÃO *et al.*, 2007).

Para o atual trabalho em questão, o foco é dado nas usinas integradas, uma vez que o equipamento estudado faz parte somente desse tipo de usina siderúrgica.

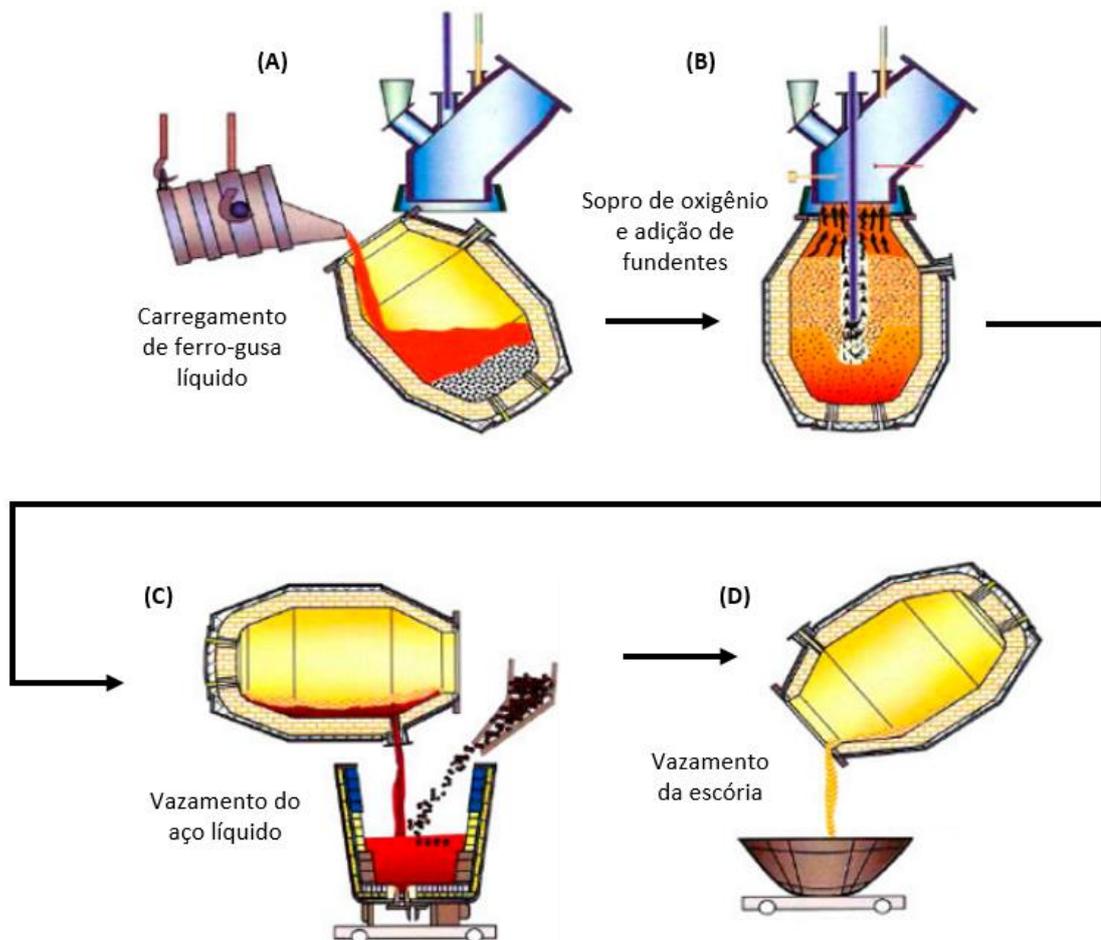
A produção desse material começa com as matérias-primas básicas, que são o minério de ferro, carvão mineral e o calcário, além de outros insumos que poderão ser adicionados, dependendo das impurezas e composições químicas dessas matérias-primas. Em seguida, as matérias-primas são tratadas e depois adicionadas na parte superior do alto forno, um reator cilíndrico vertical que trabalha em contracorrente, produzindo o gusa. Este, por sua vez, trata-se de um sistema líquido que contém basicamente ferro e carbono em solução, escória, sendo

um sistema oxidado líquido que contém ganga do minério de ferro e os gases que saem pelo topo do alto-forno (SEETHARAMAN *et al.*, 2014).

Antes do gusa ir para a aciaria, ele recebe um pré-tratamento, com objetivo de reduzir os teores de silício, fósforo e enxofre, elementos que reduzem a qualidade do aço, enquanto que a escória sofre um processo de atomização, para formar um produto granulado, que posteriormente será vendido para a indústria cimenteira. Por fim, os gases de alto-forno são tratados com objetivo de retirar o material particulado, para em seguida ser utilizado como combustível e aquecer o ar que é injetado nos altos-fornos (MOURÃO *et al.*, 2007).

A etapa seguinte é o refino do gusa, que geralmente é realizado nos convertedores LD e está ilustrada na Figura 4.

Figura 4 – Ciclo de operação simplificado de um Converteur-LD



Fonte: Adaptado de SILVA, 2013.

Na Figura 4 é mostrado o processo básico de oxigênio (BOP). Inicialmente, o convertedor é inclinado para que a sucata de aço e o ferro-gusa proveniente do alto forno sejam

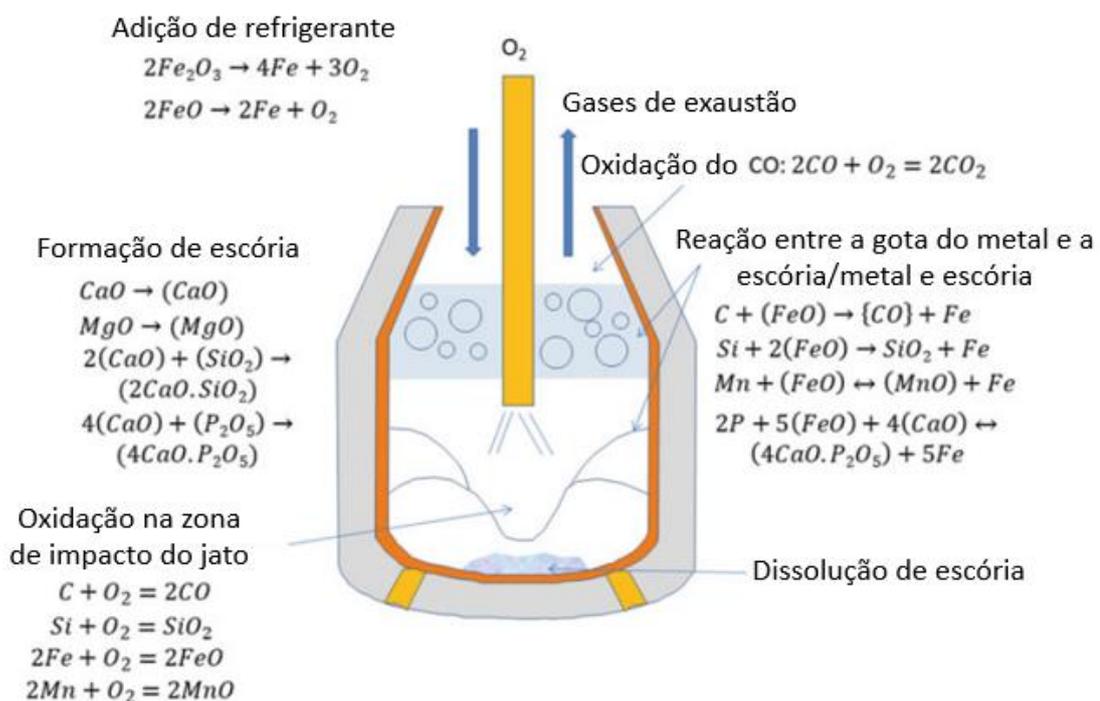
carregados no convertedor (Figura 4A). Em seguida, o convertedor é posicionado na direção vertical e a lança de oxigênio desce sobre o carregamento a uma altura específica da superfície do banho, injetando oxigênio a velocidades supersônicas que reduz o teor de carbono de 4% para 1%, além de remover impurezas (Figura 4B) (CAVALIERE, 2016). Após a etapa de sopro, o aço líquido é basculado para a panela de aço (Figura 4C) e a escória é basculada para o pote de escória (Figura 4D) (MOURÃO et al., 2007).

O processo de oxidação do aço compreende uma complexa combinação de diferentes reações químicas atuando simultaneamente através de uma intensa produção de calor. Com base na diferença de ambientes de reação e condições de transferência de massa, as zonas de reação primárias são divididas da seguinte forma (ROUT *et al.*, 2018):

- Área de impacto do jato, onde as reações diretas entre o gás oxigênio e o material fundido ocorrem em um ambiente extremamente quente;
- Fase de emulsão entre a escória e o metal, onde ocorrem as reações entre as gotas de metal e a escória;
- Zona de escória-metal, onde um contato de fase permanente entre a escória e o metal é realizado (ROUT *et al.*, 2018).

Na Figura 5 são ilustradas as reações que ocorrem no BOF.

Figura 5 – Reações no BOF



Fonte: Adaptado de CAVALIERE, 2016.

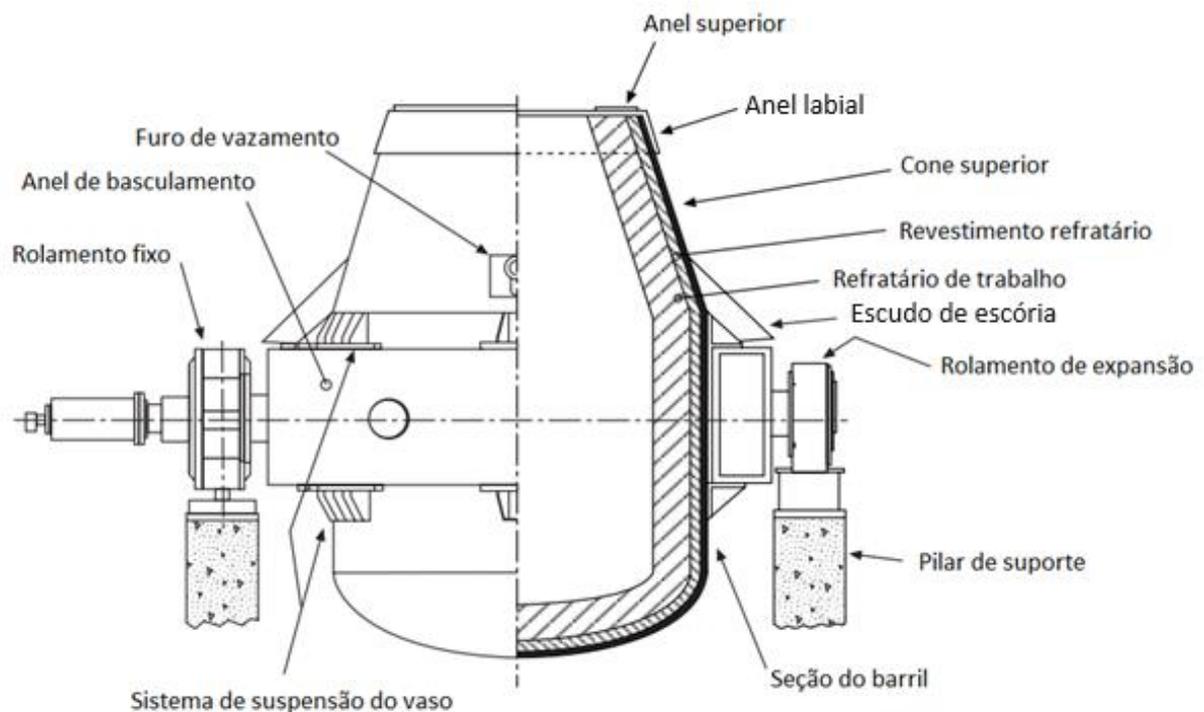
A partir da Figura 5, nota-se que a formação de escória ocorre por meio de várias reações de cal, fundente e doloma, com os produtos da oxidação do metal fundido, SiO_2 , MnO , P_2O_5 e FeO . A escória formada atua como removedor de impurezas e a interação que ocorre entre ela e o metal é de suma importância para a troca de ferro entre o metal e a escória, via oxidação de Fe a FeO e redução inversa de volta ao metal. Por se tratar de reações exotérmicas, não há necessidade de fontes externas de aquecimento, no entanto, são adicionadas sucatas refrigerantes para manter a temperatura do banho entre 1600 e 1700 °C (LOTFY, 2014).

Juntamente com as principais reações de oxidação, muitos processos secundários ocorrem, como a dissolução de cal, fusão e dissolução de sucata em banho de ferro, oxidação de monóxido de carbono da oxidação primária de carbono por oxigênio e óxidos na escória, consumo de calor de reações exotérmicas na fusão de sucata, aquecimento de banho de ferro e escória, dentre outros (CAVALIERE, 2016).

2.2 Basic Oxygen Furnace (BOF)

Um típico BOF pode ser observado na Figura 6 a seguir.

Figura 6 – Configuração básica do BOF



Fonte: Adaptado de AISE, 1998.

O BOF é geralmente constituído de um vaso vertical revestido com refratário básico. O vaso consiste em um fundo esférico, uma casca cilíndrica e um cone superior. O volume específico de trabalho, que é definido como o volume do convertedor pelo peso da carga, varia entre 0,65 m e 0,75 m. Em outras palavras, cerca de 20% do volume do convertedor é preenchido com metal fundido e sucata, e a profundidade do banho metálico está entre 1,2 e 2 m, dependendo do tamanho e da capacidade do convertedor, que pode variar entre 60 e 400 toneladas (SEETHARAMAN *et al.*, 2014).

O convertedor é capaz de rotacionar em torno do seu eixo horizontal. Essa inclinação é importante para o carregamento da matéria-prima, retirar uma amostra do material líquido, vaziar o aço e para descarregamento da escória no final do sopro (AISE, 1998).

Os revestimentos dos convertedores LD consistem em refratários de trabalho (*working lining*) e refratários permanentes (*permanent/safety lining*). Durante o sopro, o revestimento refratário atua em condições severas devido a acidez e elevadas temperaturas do banho metálico e escória, bem como uma atmosfera altamente oxidante (SEETHARAMAN *et al.*, 2014).

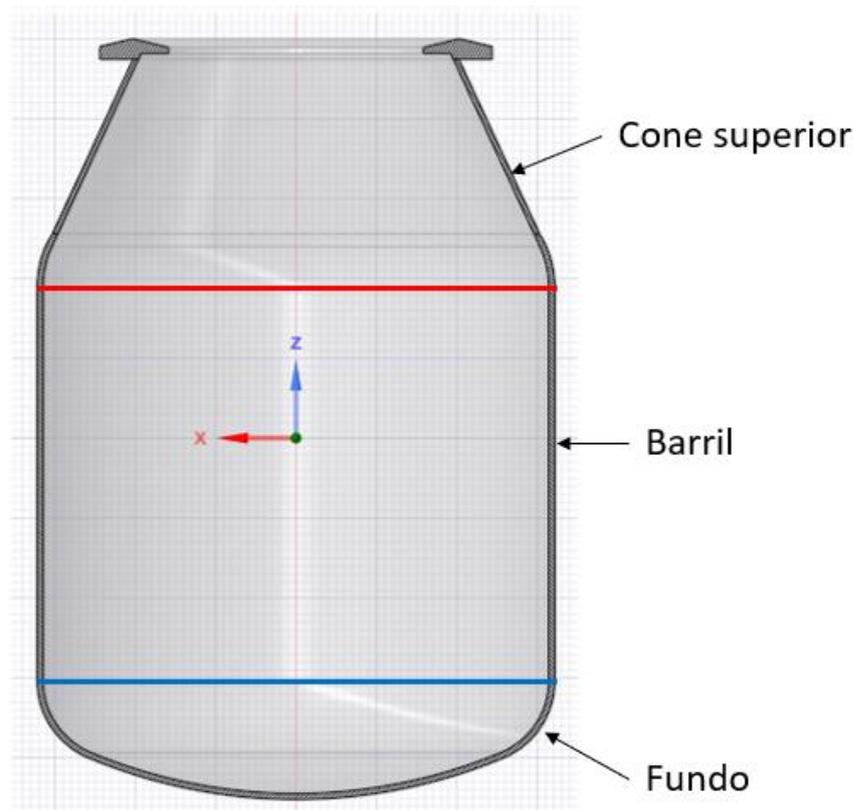
Nos próximos itens serão detalhadas as partes do convertedor.

2.2.1 Vaso

O formato do vaso tem influência direta na eficiência do processo de produção do aço. Embora haja muitos fatores que possam influenciar a forma do vaso, a regra prática seguida para sua constituição diz respeito ao volume específico do vaso. Em conjunto com a taxa de sopro de oxigênio e com a composição do banho metálico, foi verificado que quando o volume específico é superior a 0,74 m³/ton de aço, a perda de rendimento devido ao derramamento (*slopping*) é extremamente reduzida (AISE, 1998).

Na Figura 7, pode-se observar a composição básica do vaso, sendo a parte inferior esférica (fundo), central cilíndrica (barril) e superior cônica (cone superior).

Figura 7 – Composição do Vaso do Convertedor LD



Fonte: Próprio autor.

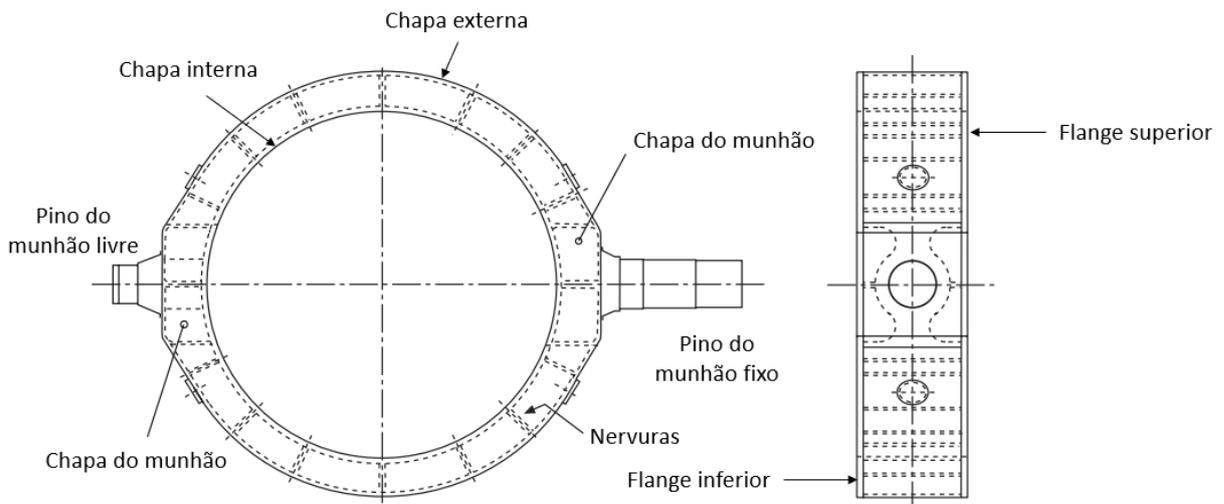
Há basicamente dois modos de se fixar o cone ao barril, que é através da soldagem ou de parafusos. A soldagem pode ser de canto ou junta arredondada, para esses casos, faz-se necessário que ambas as partes do convertedor estejam livres de deslocamentos, para evitar concentradores de tensão, no entanto, as transições soldadas de canto são mais suscetíveis a trincas do que as transições de junta arredondada. A fixação por parafusos dos cones superiores necessita de equipar a região de transição entre o barril e o cone com flanges reforçados, parafusos e porcas resistentes a elevadas temperaturas (AIME, 1982).

O projeto do fundo do vaso é diretamente influenciado pelo processo e balança de peso requerido para otimizar o sistema de acionamento de inclinação e a forma mais comum é fundo toro esférico, conforme mostrado na Figura 7. Em processos que necessitam de adição de gases pelo fundo do vaso através de ventaneiras, o formato tende a ser mais plano do que aqueles que possuem apenas o sopro no topo do convertedor. Além disso, alguns processos de sopro do fundo impõem mais peso ao refratário do fundo, fazendo com que o fundo então seja projetado de maneira intercambiável para melhorar não somente a troca de refratários na parte inferior, como também toda a troca de refratários, a partir dessa região (AISE, 1998).

2.2.2 Anel de Basculamento

O anel de basculamento (*Trunnion Ring*) tem como função suportar o vaso em cada etapa de operação enquanto sofre expansão térmica e é projetado para acomodar os tipos de carga no qual está submetido devido ao sistema específico de suspensão do vaso. Na Figura 8 é ilustrado um projeto típico de anel de basculamento.

Figura 8 – Projeto do anel de basculamento



Fonte: Adaptado de AISE, 1998.

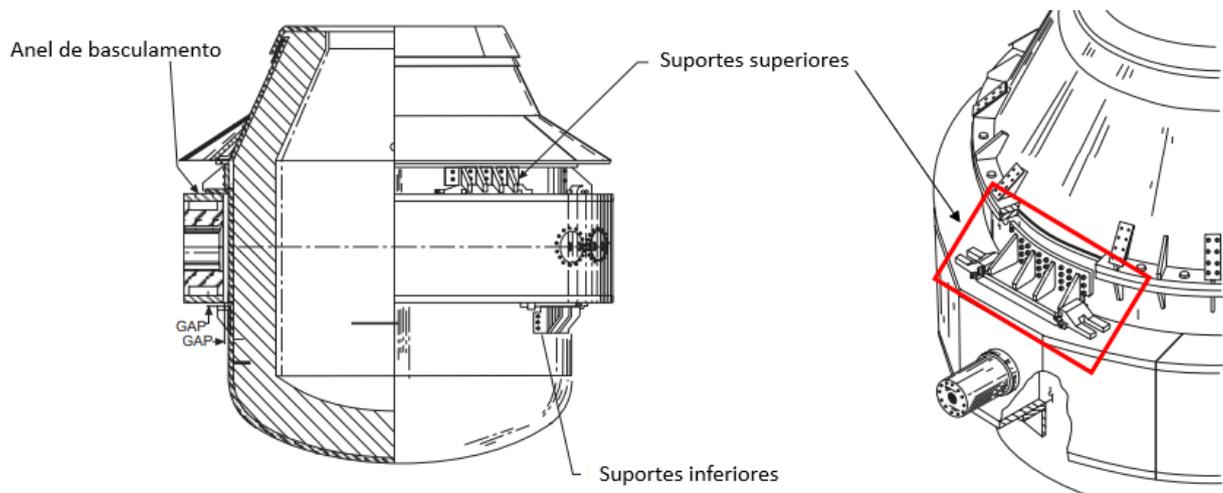
Os carregamentos térmicos precisam ser considerados no projeto do anel de basculamento, visto que certas seções desse anel estão sujeitas a forças de cisalhamento, momentos de flexão, pressão interna, e/ou torção devido a tensões térmicas causadas pela não uniformidade da distribuição de temperatura entre o diâmetro interno e externo do anel, e a parte superior e inferior do flange. A seção transversal do anel geralmente é de chapa retangular, feita de flanges superiores e inferiores, nervuras e chapas externas e internas. Os eixos ou pinos de rolamento são normalmente fundidos ou forjados, visto que compõem uma parte estrutural do anel. Eles são fixados ao anel de basculamento por encaixe, soldagem ou aparafusamento (AIME, 1982; AISE, 1998).

2.2.3 Sistemas de Suspensão do Vaso

Existem diferentes sistemas de suspensão do vaso acoplados ao anel de basculamento. Em alguns sistemas o vaso “descansa” sobre o anel, enquanto outros o vaso está pendurado no anel (AISE, 1998).

Os Sistemas de Suspensão por Suportes (*Bracket Suspension Systems*) são normalmente fundidos ou forjados e montados por parafusos ou solda na carcaça do vaso e apoiado nas regiões superiores e inferiores do anel de basculamento. Esse tipo de sistema permite o deslocamento radial, mas é restrito ao deslocamento tangencial em relação ao anel e, as vezes essa restrição é fornecida por batentes, fixados por vários sistemas de chavetas ou ranhuras (AISE, 1998). É ilustrado na Figura 9 esse tipo de sistema.

Figura 9 – Sistema de Suspensão por Suportes

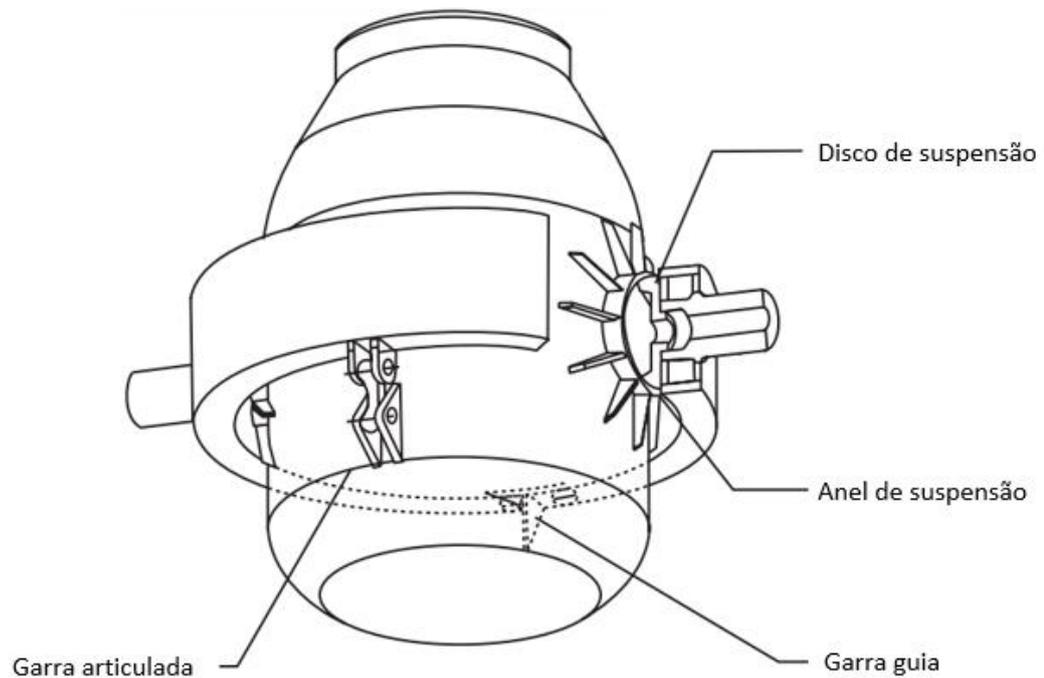


Fonte: Adaptado de AISE, 1998.

O Sistema de Suspensão a Disco de Suporte (*Support Disc Suspension System*) baseia-se em dois discos circulares principais que se projetam do centro de rotação do anel de basculamento, sendo montado em dois grandes anéis circulares soldados e fixados radialmente por reforços no vaso. Esse sistema permite suportar o carregamento gravitacional vertical do vaso de seus equipamentos auxiliares, permitindo sua expansão radial e longitudinal sem restrições (AISE, 1998).

Para permitir a inclinação do vaso sem movimento relativo entre o vaso e o anel de basculamento, um terceiro suporte chamado de garra articulada (*toggle claw*) é preso ao vaso em um ponto do seu eixo transversal, que está apoiado ao anel, enquanto um quarto membro, chamado de garra guia (*guide claw*) evita o deslocamento lateral do vaso no anel, além disso, esse membro não recebe nenhuma carga gravitacional ou de inclinação. Por conta de o disco e o anel serem membros de sustentação, eles estão engatados permanentemente para se evitar choques durante o basculamento (AISE, 1998). Na Figura 10 é ilustrado esse tipo de sistema.

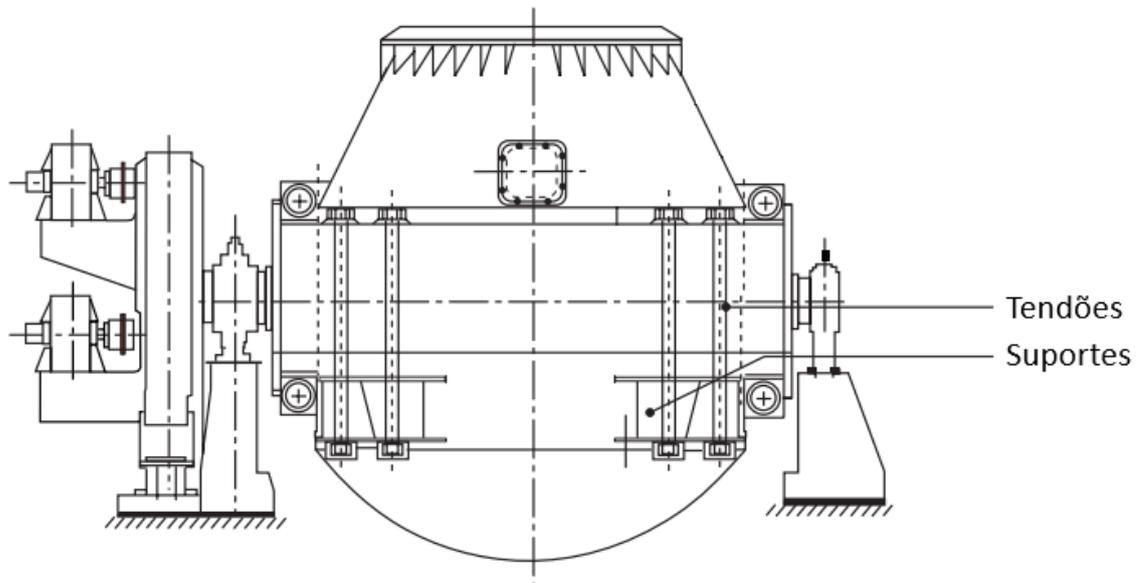
Figura 10 – Membros do *Support Disc Suspension System*



Fonte: Adaptado de AISE, 1998.

O Sistema de Suspensão por Tendões (*Tendon Suspension System*) baseia-se em fixar o vaso ao fundo do anel de basculamento a partir de quatro suportes individuais que estão distribuídos circunferencialmente ao longo da parte inferior do barril sob o anel. Os tendões pré-tensionados penetram no anel e são ajustados para reter os suportes inferiores do vaso que estão em contato com a superfície inferior do anel no ponto de suspensão, enquanto permitem o deslocamento radial do vaso em relação ao anel. Para absorver as cargas durante o basculamento, são dispostos cabos abaixo do anel na região dos munhões, fazendo com que a expansão radial do vaso precise superar o atrito nas superfícies de apoio (AISE, 1998). Este sistema pode ser observado na Figura 11.

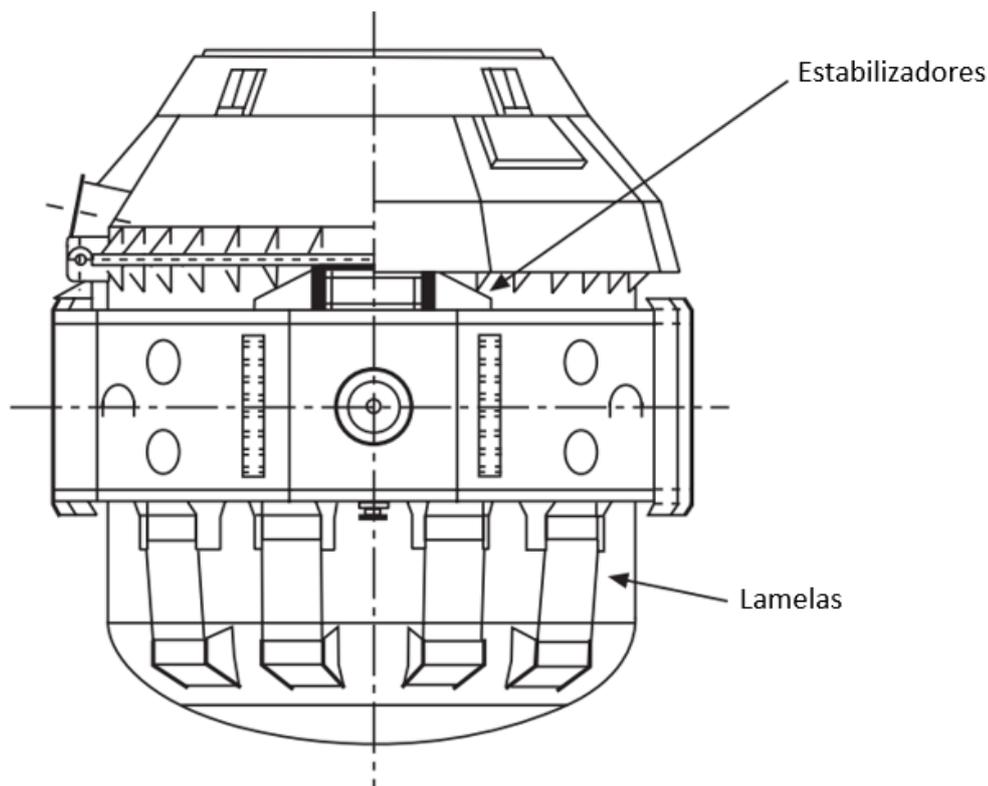
Figura 11 – Membros do *Tendon Suspension System*



Fonte: Adaptado de AISE, 1998.

O Sistema de Suspensão por Lamelas (*Lamella Suspension System*) baseia-se em suspender o vaso do convertedor a partir da região inferior do anel de basculamento por meio de uma série de duas chapas flexíveis orientadas em um plano inclinado tangencial ao vaso. Essas chapas são chamadas de lamelas e estão separadas umas das outras por meio de um espaçador e permitem o movimento radial da região inferior do vaso contra a deflexão das duas chapas em torno de seus eixos, e, na direção do seu próprio plano, elas possuem muita resistência e rigidez. Além das lamelas, há também os estabilizadores que estão na parte superior do anel e fixado ao vaso, que auxiliam na sustentação de cargas decorrentes da inclinação do convertedor (AISE, 1998). Esse tipo de sistema é visto na Figura 12.

Figura 12 – Membros do *Lamella Suspension System*



Fonte: Adaptado de AISE, 1998.

2.2.4 Revestimentos Refratários

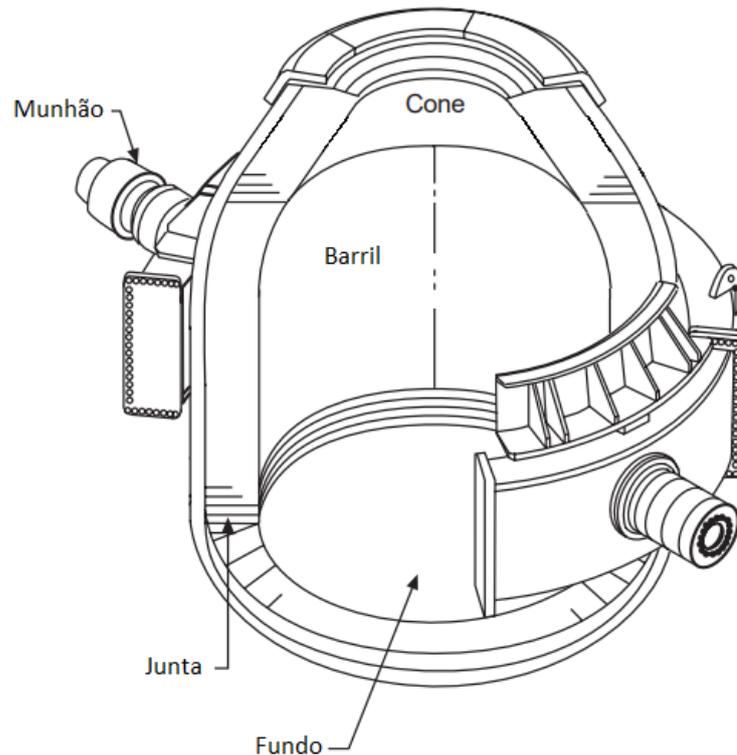
Os refratários são amplamente utilizados nos processos de produção de aço por conta da sua elevada resistência à corrosão, baixa expansão térmica e baixa condutividade térmica (DAI *et al.*, 2020). Nos Convertedores LD são utilizados dois tipos de refratários sobrepostos, os refratários de segurança ou permanentes e os de trabalho (MOURÃO *et al.*, 2007).

Os refratários de segurança ou permanentes devem ser feitos à base de magnésita impregnada com piche queimado ou somente queimado e a espessura comumente fabricada é de aproximadamente 230 mm. A instalação desse tipo de refratário consiste no uso de barras e anéis de retenção no interior da carcaça, para que haja segmentação do revestimento de forma que, durante o reparo, somente o refratário desgastado seja retirado (AISE, 1998).

Os refratários de trabalho podem variar de espessura a depender do tipo de operação e da taxa de desgaste experimentada. Áreas de elevado desgaste devem ter uma espessura maior ou refratários com boa resistência ao mecanismo de desgaste (AISE, 1998).

Cada região do convertedor vai ter refratários com diferentes propriedades, tendo em vista as suas diferentes solicitações. Dessa forma, as características das regiões dos revestimentos refratários (Figura 13) são:

Figura 13 – Principais regiões dos revestimentos refratários



Fonte: Adaptado de AISE, 1998.

- Região do Cone Superior: os refratários precisam ter uma boa resistência mecânica e resistência à corrosão;
- Região do Barril: os refratários precisam ter boa resistência ao metal líquido e a escória;
- Região do Furo de vazamento: resistência a erosão a quente causada pelo metal líquido e escória;
- Região dos Munhões: boa resistência à escoria, à temperatura e a oxidação;
- Região do Fundo e de junta: boa resistência a erosão por metal líquido e choque térmico.

Há diferentes formas para se classificar os refratários, que variam de acordo com a composição química, métodos de fabricação, forma física (GUPTA, 2016). Existem diferentes tipos de refratários utilizados no Convertedor LD. Os principais serão descritos nos parágrafos seguintes.

Os tijolos refratários correspondem a 75% do volume de produção de refratários e são essencialmente compostos por silicatos aluminosos hidratados com menor teor de outros minerais. Geralmente o teor de SiO_2 é menor que 78%, de Al_2O_3 é menor que 44% e devido ao seu baixo custo, ele é muito utilizado na indústria do aço (SCHACHT, 2004).

Os refratários de alumina consistem em óxido de alumínio e pequenos teores de outros elementos, são quimicamente estáveis e oferecem excelente dureza, resistência mecânica e ao estilhaçamento a temperaturas até 1840 °C (SHACKELFORD; DOREMUS, 2008).

Para ser caracterizado como refratário de sílica, a composição deve ser de pelo menos 93% de SiO_2 . Possui excelente resistência mecânica a temperaturas próximas à temperatura de fusão. Essa característica o permite certo destaque, uma vez que contrasta com outros tipos de refratários, como por exemplo, os alumino-silicatos, que começam a fundir e sofre fluência a temperaturas consideravelmente menores que a temperatura de fusão. No entanto, ele também possui limitações, como sua susceptibilidade a estilhaçar a temperaturas inferiores a 650 °C (GUPTA, 2016).

Esses refratários possuem pelo menos 85% de MgO e são utilizados em condições oxidantes e redutoras, bem como em produção de aço com escória básica. Além disso, são materiais com baixa resistência ao choque térmico, alta refratariedade, boa condutividade térmica, com elevada densidade e tamanho de grão, para evitar o ataque e a infiltração por escória. No entanto, por possuir uma baixa resistência ao choque térmico, incorpora-se o carbono para elevar essa resistência, com isso, a condutividade térmica também aumenta, elevando a temperatura na carcaça (GUPTA, 2016).

2.3 Critérios para avaliação termomecânica de um BOF

Apesar de não existir uma norma específica para analisar as tensões no convertedor, será utilizado a norma ASME BPVC (*Boiler and Pressure Vessel Code* - Caldeiras e Vasos de Pressão), Seção VIII, Divisão 2.

Além dessa norma, avalia-se o perfil do refratário e os materiais a serem selecionados nos demais membros do convertedor (AIME, 1982).

2.3.1 Perfil do refratário

O projeto do refratário é de suma importância tendo em vista a sua influência no projeto estrutural do BOF (AIME, 1982), por conta de três motivos:

- A estabilidade estrutural do refratário na seção do cone vai afetar o ângulo do cone;
- A espessura e tipo de revestimento de refratário a ser utilizado nas seções do cone, barril e fundo vão afetar o centro de gravidade do vaso, tanto na configuração do refratário novo, quanto desgastado;
- Por fim, o coeficiente de expansão térmico dos refratários vai exercer uma pressão a depender do tipo de refratário e de sua espessura.

2.3.2 Parâmetros avaliados segundo a ASME BPVC, Sec. VIII, Div. 2

Dentre os principais parâmetros avaliados segundo a ASME BPVC, Sec. VIII, Div. 2, tem-se a acumulação progressiva de deformação plástica (*Ratcheting*), que ocorre em componentes sujeitos ao carregamento cíclico assimétrico, ou seja, diferença significativa entre as magnitudes das cargas de tração e compressão, que é intensificado pelo efeito da temperatura. Dessa forma, o *Ratcheting* leva ao aumento progressivo e irreversível da deformação a cada ciclo de carregamento, levando à degradação gradual das propriedades do material e consequentemente a sua falha.

O Carregamento Cíclico é um ciclo é a relação entre a tensão e a deformação estabelecida por um carregamento específico em um componente. O carregamento cíclico diz respeito a um serviço em que a fadiga se torna significativa devido à natureza cíclica das cargas mecânicas e/ou térmicas.

A Fadiga visa avaliar as condições que levam à fratura sob tensões repetidas ou flutuantes com um valor de tensão inferior à tração do material.

A Tensão de Flexão é a componente variável da tensão normal, essa variação pode ser ou não linear ao longo da espessura da sua seção.

A Tensão de Membrana é a tensão normal uniformemente distribuída e igual ao valor médio da tensão ao longo da espessura da seção considerada.

A Tensão Primária é tensão normal ou cisalhante desenvolvida pela aplicação de uma carga que é necessária para satisfazer o equilíbrio de forças e momentos externos e internos. Caso a tensão primária exceda o limite de escoamento (S_y), ocorrerá a falha ou pelo menos uma distorção grosseira do material. Exemplos de tensões primárias são tensões gerais de membrana em uma casca cilíndrica ou esférica devido a pressões internas ou cargas móveis distribuídas.

A Tensão Secundária é a tensão normal ou cisalhante desenvolvida pela restrição de componentes adjacentes à estrutura avaliada ou sua própria restrição. Escoamento local ou distorções mínimas podem satisfazer as condições que causam a ocorrência da tensão, no

entanto, a falha de uma aplicação desse tipo de tensão não é esperada. Exemplos de tensão secundárias em geral são tensões térmicas e tensão de flexão em uma descontinuidade estrutural grosseira.

As tensões produzidas por uma distribuição não uniforme de temperatura ou diferentes coeficientes de expansão são chamadas de tensões térmicas. Essa tensão é desenvolvida em um corpo sólido sempre que um volume de material é impedido de assumir as dimensões e formatos que normalmente iriam adquirir com a mudança de temperatura.

Há duas situações em que a tensão térmica pode ocorrer, a primeira é quando a forma do corpo e as condições de temperatura são tais que não haveria tensões exceto por restrições causadas por forças externas. Nessa condição, a tensão será encontrada determinando a forma e dimensões do corpo, assumindo como se não houvesse restrição e então calculando as tensões produzidas forçando-o de volta à sua forma e dimensões iniciais (ROARK *et al.*, 2002).

A segunda condição diz respeito a forma do corpo e as condições de temperatura, de forma que as tensões sejam produzidas na ausência de restrição por causa da incompatibilidade da expansão ou contração natural das diferentes partes do corpo (ROARK *et al.*, 2002).

2.4 Mecanismos de falha

2.4.1 Fadiga Térmica e Fadiga Termomecânica

A Fadiga é um tipo de falha mecânica causada pela aplicação repetida de carregamentos variáveis, que gera ou propaga trinca até a fratura de um componente. Materiais estruturais são comumente sujeitos a uma variação de carga térmica e termomecânica. O termo Fadiga Térmica (TF) ou Fadiga por Tensão Térmica é utilizado nos casos em que a tensão desenvolvida em um componente foi através do ciclo térmico sem carga externa (SCHRADER, 1938). Esse fenômeno pode ocorrer por gradientes de temperatura acentuados em um componente ou através da sua seção, mesmo em que o material utilizado seja perfeitamente homogêneo e isotrópico (WETENKAMP; SIDEBOTTOM; SCHRADER, 1950).

Como exemplo de Fadiga Térmica, pode-se citar um tubo cuja superfície externa é aquecida pela passagem de um gás a elevada temperatura, causando uma dilatação, mas que em contrapartida há passagem de água em sua superfície interna a temperatura ambiente, restringindo a dilatação e fazendo com que a superfície sofra tensões compressivas. Após o resfriamento, a deformação é no sentido inverso, de forma que tensões de tração possam ser

desenvolvidas. Mediante o ciclo de aquecimento e resfriamento, a superfície vai sofrer danos por fadiga térmica.

Por outro lado, a TF pode ser desenvolvida até mesmo sobre condições uniformes de temperatura em vez de ser causada por restrições internas, devido a diferentes orientações de grãos ou anisotropia do coeficiente de expansão térmica de cristais não cúbicos. Tensões e deformações internas podem ser suficientemente altas para causar o crescimento, distorção e irregularidades na superfície do material e como consequência, os ciclos térmicos podem resultar em dano ou deterioração da microestrutura (BOAS; HONEYCOMBE, 1947).

O termo Fadiga Termomecânica (TMF) diz respeito ao tipo de fadiga que ocorre simultaneamente sobre a variação de temperatura e de deformação mecânica (COFFIN, 1954). A deformação mecânica pode ser definida como a diferença entre a deformação total e deformação térmica, que deve ser uniforme no componente em questão e ela deriva de restrições externas ou aplicação externa de carga (MANSON, 1953).

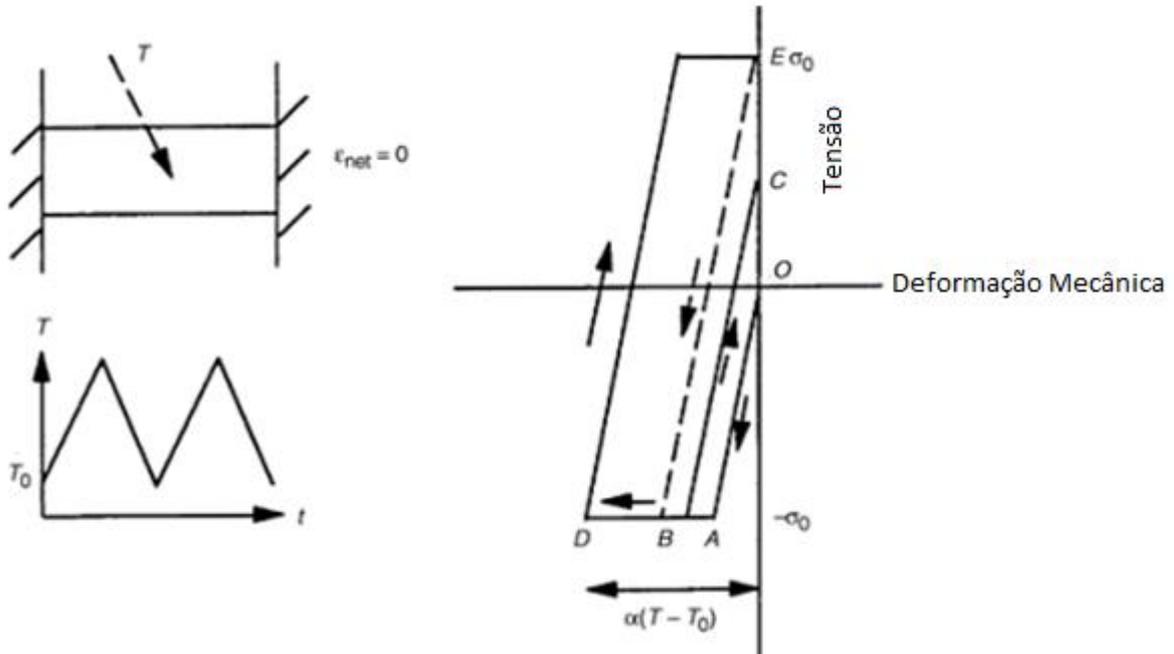
Um caso especial de TMF é a Fadiga Isotérmica (IF) ou Fadiga Térmica de Baixo Ciclo (LCF) que pode ser identificada de duas maneiras: a primeira diz respeito aos ciclos de elevada deformação, em que a faixa de deformação inelástica excede a faixa de deformação elástica; e a segunda, onde a deformação inelástica são de magnitude suficiente para ser espalhada uniformemente através da microestrutura. O dano por fadiga a elevadas temperaturas é desenvolvido como resultado dessas deformações inelásticas onde a deformações são irrecuperáveis e em casos de baixo ciclo, o material sofre danos a partir de um número curto de ciclos (ASM, 1996).

A degradação da microestrutura do material na TMF pode ocorrer na forma de super envelhecimento, aumentando a espessura de precipitados ou lamelas; envelhecimento por deformação no caso de sistemas endurecidos por soluto; precipitação de partículas de segunda fase; e transformação de fase dentro dos limites de temperatura do ciclo. Variações nas propriedades mecânicas ou coeficientes de expansão térmico entre a fase matriz e fase reforço por particulado influenciam as características de deformação do material, podendo resultar em trincas e tensões localizadas (ASM, 1996).

A livre restrição de expansão e contração térmica não produz tensões em um material ou equipamento, no entanto, quando a expansão térmica de um corpo é restringida através do aquecimento uniforme, tensões térmicas são desenvolvidas. A deformação mecânica é um parâmetro chave ao estudar a TMF, tendo em vista que ela compreende a deformação elástica e deformação inelástica ou permanente (ASM, 1996). Na Figura 14 observa-se um

comportamento de Tensão-Deformação extremamente idealizado a fim de exemplificar os efeitos da Deformação Mecânica e Deformação Térmica.

Figura 14 – Comportamento idealizado de Tensão-Deformação sobre restrição total



Fonte: SEHITOGLU (1985).

Neste exemplo, o material não apresenta endurecimento após o escoamento, a resistência à tração e a compressão são a mesma e o módulo de elasticidade independe da temperatura. Ao aquecer, a barra é elástica e segue a curva Tensão-Deformação através de **OA**. Em **A** (na Figura 8), a barra cede em compressão e com aumento da temperatura, a deformação mecânica na barra aumenta através de **AB**, fazendo assim com que a barra acumule deformação inelástica. Se a barra for resfriada a partir de **B**, ela vai deformar na direção inversa até que a temperatura inicial seja alcançada, de forma que a deformação mecânica resultante seja zero, no entanto, a tensão residual vai existir na barra no ponto **C**. Se a barra for novamente aquecida até a temperatura máxima, o material vai ter um ciclo térmico entre os pontos **B** e **C** (SEHITOGLU, 1985).

Considerando agora que a deformação térmica na primeira parte do ciclo de aquecimento excedesse duas vezes a deformação elástica e assim ocorresse uma deformação mecânica correspondente ao ponto **D**. Resfriando novamente à temperatura inicial T_0 , a barra cederá em tração e o fluxo inelástico ocorrerá até que o ponto **E** seja alcançado. Se a barra for reaquescida, ela se deformará no sentido inverso até atingir o ponto **D** em compressão. Dessa forma, um *loop* de histerese é desenvolvido como resultado do ciclo térmico e quando a barra

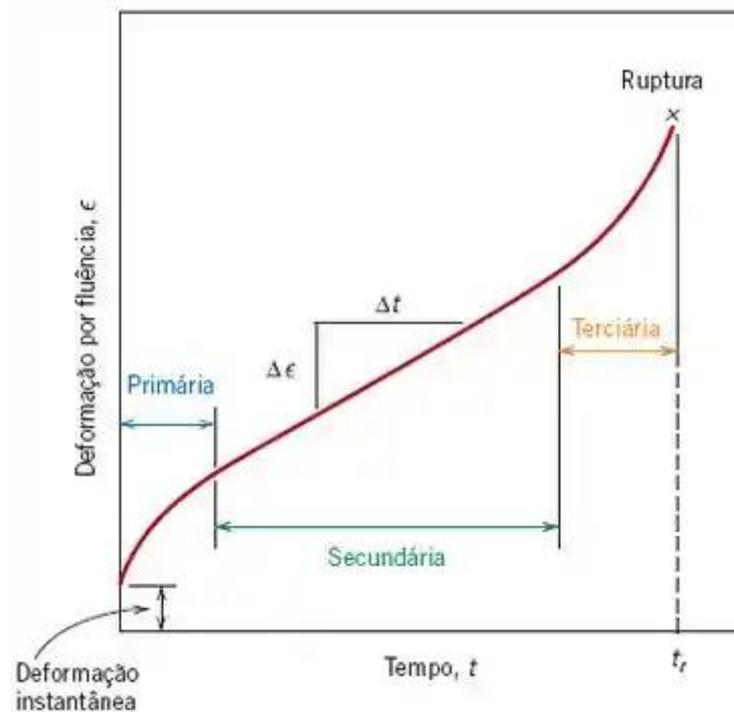
estiver sob ciclos alternados de aquecimento e resfriamento, o escoamento direto e reverso ocorrerá até que a barra falhe sob um número finito de ciclos (SEHITOGLU, 1985).

2.4.2 Fluência

A Fluência é a deformação permanente dependente do tempo de um material policristalino sob carregamento constante a elevadas temperaturas (ZOLOCHEVSKY, 2005).

Esse fenômeno pode ser observado nos materiais metálicos a temperaturas a partir de 40% da temperatura de fusão. A partir da Figura 15, pode-se observar os estágios da fluência.

Figura 15 – Curva típica de fluência



Fonte: CALLISTER, 2016.

Mediante a aplicação de carga, existe uma deformação instantânea ou elástica. Em seguida, a curva resulta em três regiões principais: a região de fluência primária, caracterizada por uma taxa de fluência contínua e decrescente ao longo do tempo, sugerindo sua resistência a esse fenômeno ou um possível encruamento; fluência secundária ou estacionária, que é caracterizada por uma taxa de deformação constante (ou linear) e longa duração; e por fim, a fluência terciária, na qual há um aumento na taxa de deformação até a falha. Essa falha é denominada de ruptura e resulta de alterações microestruturais e/ou metalúrgicas (CALLISTER, 2016).

A falha devido à fluência pode ser classificada como dano em massa generalizado ou dano localizado. Os componentes estruturais que são vulneráveis ao dano generalizado são submetidos a carga uniforme e distribuição da temperatura uniforme durante o serviço e, se for retirado uma amostra desse componente, ela vai mostrar fidedignamente o estado de dano do material em questão. A vida estabelecida de um componente por esse tipo de análise é dada como propriedades de fluência-ruptura (ASM, 1996).

Por outro lado, componentes que estão sujeitos a gradientes de temperatura e tensão podem não falhar por ruptura de fluência generalizada, de forma que seja mais provável que no final da vida prevista de ruptura por fluência, uma trinca se desenvolva no local crítica e se propague até falhar (ASM, 1996).

2.5 Análise Numérica

2.5.1 Método de Elementos Finitos

O Método dos Elementos Finitos (MEF) foi criado em 1909 por Walter Ritz com objetivo de determinar resultados aproximados de problemas em sólidos deformáveis. Esse método consiste na divisão de um domínio de integração contínuo em um número finito de elementos de tamanho finitesimal (PATRIK; CHIQUESI, 2020).

Os elementos (ou elementos finitos) são conectados entre si por pontos, chamados de nós e o conjunto de elementos finitos e nós é denominado de malha. Uma boa precisão do MEF dependerá da quantidade de nós e elementos, do tamanho e dos tipos de elementos da malha, de forma que, quanto menor o tamanho dos elementos, mais preciso serão os resultados da análise (ESSS, 2023).

2.5.2 Análise Termomecânica

A Análise Termomecânica consiste na realização de uma análise de transferência de calor para obter a distribuição de temperatura com sua variação ao longo de uma determinada operação, para em seguida realizar uma análise estrutural, importando os dados de temperatura e aplicando o carregamento mecânico, considerando a perda de resistência e rigidez do material devido ao aumento da temperatura. Neste tipo de análise, são considerados como carregamentos o gradiente máximo de temperatura, temperatura máxima e carregamentos mecânicos (KUMAR *et al.*, 2005).

Zheng e Wang (2021) realizaram uma simulação computacional com objetivo de avaliar as tensões termomecânicas de um trocador de calor multitubular, para assim servir como referência para futuros projetos ou otimização de trocadores de calor. Geralmente, esse tipo de equipamento é montado através de soldas de expansão e, devido a diferença de temperatura entre o fluido dentro do tubo e o fluido fora do tubo, ocorrem tensões térmicas nas junções. O trocador que esses autores estudaram era do tipo quatro passes de tubo e a causa da tensão térmica era devido a diferença de temperatura que ocorria em cada passe do tubo. O trocador de calor é simétrico na direção circunferencial, no entanto, a distribuição de temperatura é assimétrica. Após obter a geometria, modelar o equipamento e colocar as condições de contorno no *software*, os autores puderam observar o elevado gradiente de temperatura entre a junção das placas de tubo e os tubos. A temperatura mais alta encontrada foi no final do feixe de tubos e na lateral do lado da placa de tubos, e a menor, no lado da placa do tubo. As tensões mais altas foram na região da junção da placa de tubos e feixe de tubos, enquanto a menor tensão foi obtida na região do feixe de tubos e, por fim, a região com a distribuição mais crítica foi na área de abertura da placa de tubo.

Belhocine e Abdullah (2019) realizaram uma análise termomecânica de um disco de freio através do Método dos Elementos Finitos, utilizando o contato do tipo fricção. Para que o sistema de frenagem funcione adequadamente, é necessário calcular o calor gerado pelo atrito entre o disco de freio e as pastilhas de freio, bem como analisar a distribuição de calor. O objetivo desse trabalho foi avaliar o comportamento termomecânico do conjunto disco e pastilha de freio durante a frenagem, tendo que determinar o Coeficiente de Transferência de Calor em função do tempo. Além disso, o material desses componentes era ferro fundido cinzento e sua geometria era projetada para promover o melhor resfriamento. Após a definição da geometria, malhas e condições de contorno, foram realizadas as análises e concluído que nas pastilhas sem ranhuras e submetidas a dupla pressão, as tensões se intensificaram significativamente durante a frenagem e que a temperatura tem um efeito significativo no comportamento termomecânico do sistema de frenagem. Logo, um aumento significativo na temperatura acarreta a deformação mais proeminente do disco de freio e desgaste das pastilhas.

Kumari, Singh e Kasera (2021) fizeram uma análise de um pistão utilizado nos motores a combustão interna que estava sujeito a um carregamento termomecânico, de forma a avaliar a influência dos esforços durante os ciclos da combustão. Para isso, foram modelados três pistões, considerando três materiais diferentes, ferro fundido cinzento, aço estrutural e alumínio, devido as suas boas resistências à compressão e em seguida introduzido as condições de contorno e simulado. Após a simulação, foi identificada uma maior deformação no pistão de

alumínio, apesar de se ter uma menor tensão equivalente de Von Mises, enquanto os pistões de ferro fundido cinzento e de aço estrutural tiveram uma menor deformação. Ao avaliar o carregamento térmico nos três materiais, verificou-se que o pistão de alumínio teve o maior fluxo de calor e conseqüente menor temperatura de operação. Com isso a temperatura do sistema se tornou menor durante a combustão dos gases, promovendo uma maior estabilidade dimensional para o componente e maior resistência à fluência.

Gomes, Fonseca e Lopes (2022) realizaram uma análise termomecânica de conexões aço-madeira com pinos tracionados quando expostos ao fogo, com objetivo de avaliar a capacidade desses componentes de suportar carga, para dimensionar corretamente essas conexões, e também avaliar o efeito da densidade da madeira no calor transferido através da conexão. Para isso, foram considerados três tipos de madeira, a GL20H, GL24H e GL32H. Após a modelagem, geração de malha e adição das condições de contorno, verificou-se em simulação a possibilidade de prever o comportamento mecânico da ligação de aço-madeira durante o tempo de exposição ao fogo, incluindo a redução das propriedades mecânicas dos materiais com a elevação da temperatura. Quando expostos ao fogo, a madeira apresenta uma degradação física, limitando assim o limite do uso desses elementos em termos de resistência ao fogo. Além disso, essa análise permitiu verificar a influência da densidade do material durante a transferência de calor. A escolha da madeira deve ser feita de forma a prevenir e retardar os efeitos do dano por fogo, permitindo que a conexão permaneça em serviço com mais segurança e durabilidade.

3 MODELO MATEMÁTICO

Para a avaliação do domínio de interesse, serão considerados as seguintes hipóteses para o conversor:

- Regime permanente;
- Transferência de calor unidimensional;
- Transmissão de calor por condução através das paredes sólidas e por convecção e radiação pelas superfícies;
- Materiais metálicos e refratários isotrópicos;
- Os materiais obedecem a Lei de Hooke;
- Presença das forças de corpos gravitacionais;
- Presença da pressão ferrostática.

3.1 Equações de Transferência de Calor

Os processos de transferência de calor podem ser quantificados através de equações de taxa, que calculam a quantidade de energia a ser transferida por unidade de tempo (INCROPERA *et al.*, 2008). As equações a serem utilizadas neste trabalho serão apresentadas nos seguintes itens.

3.1.1 Condução

A transferência de calor por condução se dá em níveis atômicos e moleculares. Nesse mecanismo, a energia é transferida da partícula mais energética para a menos energética, por ondas vibracionais nas redes dos retículos dos materiais sólidos e, em caso de metais, também através da migração de elétrons livres. Para a condução térmica, a equação da taxa segue a Lei de Fourier e é dependente do material analisado (INCROPERA *et al.*, 2008), conforme (1):

$$q_x = -kA_r \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

em que q_x é a transferência de calor em W, k é a condutividade térmica em W/m.K, A_r é a área em m^2 e dT/dx é o gradiente de temperatura em K/m.

3.1.2 Convecção

A transferência de calor por convecção é feita por dois tipos de mecanismos, sendo por movimento molecular aleatório (difusão) e por movimento global do fluido (advecção). Segundo INCROPERA *et al.* (2008), a transferência de calor por convecção ocorre entre uma superfície sólida e um escoamento e pode ser modelado pela lei de Resfriamento de Newton, dada por:

$$q = hA(T_s - T_\infty) \quad (2)$$

em que q é a taxa de calor em W, h é o coeficiente de transferência de calor por convecção em W/m²K e T_s e T_∞ são as temperaturas da superfície e do fluido, respectivamente, em K.

O coeficiente de convecção é um parâmetro obtido mediante modelos empíricos. Com isso, todas as variáveis intrínsecas ao coeficiente em questão influenciam o resultado, como por exemplo, a geometria da superfície e as propriedades de escoamento (INCROPERA *et al.*, 2008):

$$h = \frac{Nuk}{L} \quad (3)$$

em que h é o coeficiente de convecção (W/m²K), Nu é um número adimensional denominado de Número de Nusselt, obtido por um modelo empírico em função do Número de Rayleigh que será discutido a seguir, k sendo a condutividade térmica (W/mK) e L sendo a dimensão característica (m).

O Número de Rayleigh correlaciona os fluxos conduzidos pelo empuxo e pelas forças viscosas do fluido, estando associado à convecção livre ou convecção natural (INCROPERA *et al.*, 2008):

$$Ra = \frac{g\beta(T_{sup} - T_\infty)L^3}{\alpha_t\nu_c} \quad (4)$$

em que g é a aceleração da gravidade, em m/s², β é o coeficiente de expansão térmica, em K⁻¹, ν_c é a viscosidade cinemática (m²/s) e α_t é a difusividade térmica (m/s).

Segundo INCROPERA *et al.* (2008), se a convecção natural sobre a superfície de uma placa vertical ou inclinada tiver um valor de Ra inferior a 10^9 , ou seja, um regime laminar, o valor de Nusselt pode ser obtido por:

$$Nu = 0,825 + \frac{0,387Ra^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{8}{27}}} \quad (5)$$

em que Pr é o Número de Prandtl, definido como a razão entre a viscosidade cinemática (ν_c) e a difusividade térmica α_t . O cálculo de convecção natural em placa horizontal aquecida (Ra entre 10^5 e 10^{11}) é realizado mediante a Equação (6) e, para a condição de cilindro horizontal (Ra inferior a 10^{12}), calcula-se através da Equação (7) (INCROPERA *et al.*, 2008):

$$Nu = 0,27Ra^{\frac{1}{4}} \quad (6)$$

$$Nu = 0,60 + \frac{0,387Ra^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{8}{27}}} \quad (7)$$

3.1.3 Radiação

Segundo INCROPERA *et al.* (2008), a radiação térmica é a energia emitida pela matéria que se encontra a uma temperatura diferente de zero, sem requerer a presença de um meio material, sendo na verdade, mais eficiente no vácuo. A taxa líquida de transferência de calor por radiação trocada por uma superfície e por uma vizinhança que a engloba completamente, dada por:

$$q_{rad} = \varepsilon\sigma A(T_s^4 - T_{viz}^4) \quad (8)$$

em que ε é a fração da radiação emitida pela superfície em relação a um corpo negro a mesma temperatura (emissividade), σ é a constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$) e T_s e T_{viz} são a temperatura da superfície e da vizinhança, respectivamente, dadas em K.

3.2 Tensões Mecânicas e Termomecânicas

Como mencionado na seção 2.3, não existe uma norma específica para projetos de convertedores. No entanto, a *AISE Technical Report n° 32* cita a ASME BPVC, Sec. VIII, Div. 2 como uma norma a ser utilizada para calcular as tensões nos componentes metálicos formados

por chapas no convertedor e, segundo essa norma, as tensões podem ser classificadas de acordo com o componente e localização, conforme a Tabela 1:

Tabela 1 – Classificação das tensões

Componentes do Convertedor	Local	Origem da tensão	Tipo de tensão	Classificação
Costado, Anel de Basculamento, Lamelas	Costado distante de descontinuidades	Pressão Interna	Membrana	P _m
			Gradiente através da espessura da chapa	Q
	Próximo ao bocal ou outras aberturas	Gradiente Térmico Axial	Membrana	Q
			Flexão	Q
		Momento fletor e/ou pressão interna	Membrana Local	P _l
			Flexão	Q
Qualquer Local	Diferença de temperatura	Membrana	Q	
Distorção do costado	Pressão Interna	Membrana	P _m	
		Flexão	Q	

Fonte: Adaptado da ASME (2019).

3.2.1 Tensão de Membrana (P_m)

Segundo MOSS e BASIC (2013), as tensões de membrana e local primária podem ser dadas por:

$$\text{Cilindro} \quad \text{Tensão longitudinal} \quad \sigma_x = \frac{PR_m}{0,2t} \quad (9)$$

$$\text{Tensão circunferencial} \quad \sigma_\varphi = \frac{PR_m}{t} \quad (10)$$

$$\text{Cone} \quad \text{Tensão longitudinal} \quad \sigma_x = \frac{PR_m}{2t \cos \alpha} \quad (11)$$

$$\text{Tensão circunferencial} \quad \sigma_\varphi = \frac{PR_m}{t \cos \alpha} \quad (12)$$

$$\text{Toro esférico} \quad \text{Tensão longitudinal} \quad \sigma_x = \frac{PL}{2t} \quad (13)$$

$$\text{(coroa)} \quad \text{Tensão circunferencial} \quad \sigma_\varphi = \sigma_x \quad (14)$$

$$\text{Toro esférico} \quad \text{Tensão longitudinal} \quad \sigma_x = \frac{PL}{2t} \quad (15)$$

$$\text{(junção)} \quad \text{Tensão circunferencial} \quad \sigma_\varphi = \frac{PL}{t} \left(1 - \frac{L}{2r}\right) \quad (16)$$

em que P é a pressão interna (MPa), R_m é o raio médio da geometria (m), L é o raio da coroa (m), r é o raio da junção (m) t é a espessura da casca (m) e α é o ângulo em graus.

3.2.2 Tensão de Flexão (P_b)

Segundo MOSS e BASIC (2012), a Tensão de Flexão pode ser calculada por (17):

$$P_b = \frac{MC}{I} \quad (17)$$

em que M é o momento fletor (Nm), C é a linha neutra (m) e I o momento de inércia da geometria analisada (m⁴).

3.2.3 Tensão Termomecânica em um Cilindro Oco (Q)

Segundo ROARK *et al.* (2002), um cilindro com raio interno R_0 e raio externo R_1 apresenta uma superfície externa a uma temperatura uniforme T, enquanto a superfície interna possui uma temperatura uniforme T + ΔT . Após o fluxo térmico em estado estacionário estabelecido, a temperatura reduz logaritmicamente com r e então as tensões máximas, que são circunferenciais e que ocorrem nas superfícies interna e externa, são:

Externa (tração)

$$\sigma_t = \frac{\alpha E \Delta T}{2(1 - \nu) \ln\left(\frac{R_1}{R_0}\right)} \left(1 - \frac{2R_0^2}{R_1^2 - R_0^2} \ln\left(\frac{R_1}{R_0}\right)\right) \quad (18)$$

Interna (compressão)

$$\sigma_t = \frac{\alpha_t E \Delta T}{2(1 - \nu) \ln\left(\frac{R_1}{R_0}\right)} \left(1 - \frac{2R_1^2}{R_1^2 - R_0^2} \ln\left(\frac{R_1}{R_0}\right)\right) \quad (19)$$

em que σ_t é a tensão circunferencial (MPa), α_t é o coeficiente de expansão (K⁻¹), E é o Módulo de Elasticidade (GPa), T é a temperatura em Kelvin e ν é o Coeficiente de Poisson (adimensional).

3.2.4 Tensão Termomecânica em uma Esfera Oca (Q)

Segundo ROARK *et al.* (2002), para uma esfera oca, de raio externo R_1 e raio interno R_0 e com a temperatura na superfície externa aumentando a uma taxa uniforme e em seguida

com um fluxo térmico em estado estacionário, a tensão tangencial em qualquer ponto é dado por:

$$\sigma_r = \frac{E\alpha m}{15A(1-\nu)} \left(-r^2 - \frac{5R_0^3}{r} + \varphi - \psi \right) \quad (20)$$

$$\sigma_t = \frac{E\alpha_t m}{15A(1-\nu)} \left(-2r^2 - \frac{5R_0^3}{2r} + \varphi + \frac{\psi}{2} \right) \quad (21)$$

onde:

$$\alpha_t = \frac{k}{\rho C_p} \quad (22)$$

$$\varphi = \frac{R_1^5 + 6R_1^2 R_0^3 - 6R_0^5}{R_1^3 - R_0^3} \quad (23)$$

$$\psi = \frac{R_1^5 R_0^3 - 6R_1^3 R_0^5 + 6R_1^2 R_0^6}{r^3 (R_1^3 - R_0^3)} \quad (24)$$

em que α_t é o Coeficiente de Difusividade Térmica (m^2/s), k é a condutividade térmica (W/mK), ρ é a massa específica (kg/m^3), C_p é o calor específico (J/kgK), α_t é o coeficiente de expansão (K^{-1}), E é o Módulo de Elasticidade (GPa), T é a temperatura em Kelvin e ν é o Coeficiente de Poisson (adimensional).

3.2.5 Tensão Equivalente de Von Mises

Segundo a ASME BPVC, Sec. VIII, Div. 2 (2019), a Tensão Equivalente é utilizada para determinar as tensões localizadas, calculadas a partir da energia de distorção necessária para deformar o material. A Tensão de Von Mises pode ser calculada como:

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (25)$$

em que σ_1 , σ_2 e σ_3 são as tensões máximas, médias e mínimas (em MPa), respectivamente.

3.2.6 Deformação Plástica Progressiva

Segundo a ASME BPVC, Sec. VIII, Div. 2 (2019), a Deformação Plástica Progressiva pode ser calculada como:

$$\Delta S_{n,k} = P_m + P_b + Q \quad (26)$$

em que $\Delta S_{n,k}$ é a variação da tensão equivalente primária + secundária (em MPa). Esse valor deve ser menor ou igual a S_{PS} :

$$S_{PS} = 3S_{adm} \text{ ou } S_{PS} = 2S_y \quad (27)$$

em que S_{PS} é a variação máxima da tensão equivalente e S_{adm} é a tensão admissível, ambos dados em MPa.

Para determinar se haverá ou não a presença desse mecanismo, define-se alguns parâmetros, mediante as etapas a seguir:

Etapa 1: Determinar por (28) a Razão Tensão de Membrana pela Tensão de escoamento à temperatura de operação:

$$X = \frac{P_m}{S_y} \quad (28)$$

Etapa 2: Determinar a tensão secundária de membrana ΔQ_m por método de análise elástica;

Etapa 3: Determinar a tensão secundária de membrana mais flexão ΔQ_{mb} por método de análise elástica;

Etapa 4: Determinar o limite admissível para a tensão secundária de membrana mais flexão S_{Qmb} :

Para tensão secundária com variação linear através da espessura da parede:

$$S_{Qmb} = S_y \frac{1}{X} \quad \text{Para } 0,0 < X < 0,5 \quad (29)$$

$$S_{Qmb} = 4S_y(1 - X) \quad \text{Para } 0,5 < X < 1,0 \quad (30)$$

Para tensão secundária com variação parabólica através da espessura da parede:

$$S_{Qmb} = S_y \frac{1}{0,1224 + 0,9944X^2} \quad \text{Para } 0,0 < X < 0,615 \quad (31)$$

$$S_{Qmb} = 5,2S_y(1 - X) \quad \text{Para } 0,615 < X < 1,0 \quad (32)$$

Etapa 5: Determinar o limite admissível para a tensão secundária de membrana S_{Qm} :

$$S_{Qm} = 2S_y(1 - X) \quad \text{Para } 0,0 < X < 1,0 \quad (33)$$

Etapa 6: Para ter proteção contra a deformação plástica progressiva:

$$\Delta Q_m \leq S_{Qm} \quad (34)$$

$$\Delta Q_{mb} \leq S_{Qmb} \quad (35)$$

3.2.7 Fadiga

Segundo a ASME BPVC, Sec. VIII, Div. 2 (2019), a Fadiga pode ser calculada como:

Etapa 1:

$$Y = \log\left(28300 \left(\frac{S_a}{E_T}\right)\right) \quad (36)$$

em que S_a é a amplitude de tensão analisada (MPa) e E_T é o Módulo de Elasticidade (GPa) do material na temperatura analisada.

Etapa 2:

$$X = -4706,5245 + 1813,6228Y + \frac{6785,5644}{Y} - 368,12404Y^2 - \frac{5133,7345}{Y^2} + 30,708204Y^3 + \frac{1596,1916}{Y^3} \quad \text{Para } 10^Y \geq 20 \quad (37)$$

$$X = \frac{38,1309 - 60,1705Y^2 + 25,0352Y^4}{1 + 1,80224Y^2 - 4,68904Y^4 + 2,26536Y^6} \quad \text{Para } 10^Y < 20 \quad (38)$$

Etapa 3:

$$N = 10^X \quad (39)$$

Sendo N o número de ciclos projetados.

3.2.8 Fluência

Segundo a *AISE Technical Report N° 32* (1998), uma metodologia empregada para determinar a vida de projeto é através do cálculo de distorção do vaso no sentido do carregamento e vazamento, conforme descrito a seguir.

Assume-se que o vaso terá um formato elíptico na região maior e menor dos semieixos R_e e R_o , em que R_o é o raio original do vaso (mm) e R_e é o vaso distorcido (mm):

$$C_d = 2\pi \sqrt{\frac{R_e^2 + R_o^2}{2}} \quad (40)$$

sendo C_d é a circunferência distorcida do vaso (mm)

Em seguida, calcula-se a circunferência de projeto do vaso:

$$C_o = 2\pi R_o^2 \quad (41)$$

com C_o em milímetros.

A partir dos valores de C_d e C_o determina-se a deformação real do vaso:

$$\Delta C = C_d - C_o \quad (42)$$

sendo ΔC também em milímetros.

Em posse dos resultados de ΔC e C_o , verifica-se qual seria a deformação máxima de fluência do vaso ao longo de um período de tempo “t” (em horas) determinado pelo fabricante.

$$\varepsilon = \frac{\Delta C}{C_o} \quad (43)$$

sendo ε um valor adimensional. A deformação total por fluência ε também leva em consideração a temperatura máxima “T” em °C, geralmente 430 °C, e uma tensão de projeto em torno de 100 MPa que o convertedor pode operar.

Tendo em vista que o primeiro estágio de fluência causa uma deformação máxima de 0,1% do material e que ocorre em não mais que 1.000 horas, pode-se então calcular a deformação do vaso causado pelo segundo estágio de fluência, sendo:

$$v_o = \frac{\varepsilon - 0,001}{t - 1000} \quad (44)$$

em que v_o é dado em mm/mm/horas, ε é adimensional e “t” dado em horas.

4 METODOLOGIA

4.1 *Software*

Na análise numérica foi utilizado o *software* Ansys®, versão 2019 R2. Para modelar o equipamento foi empregado o SpaceClaim, que é um *software* CAD (*Computer Aided Design*).

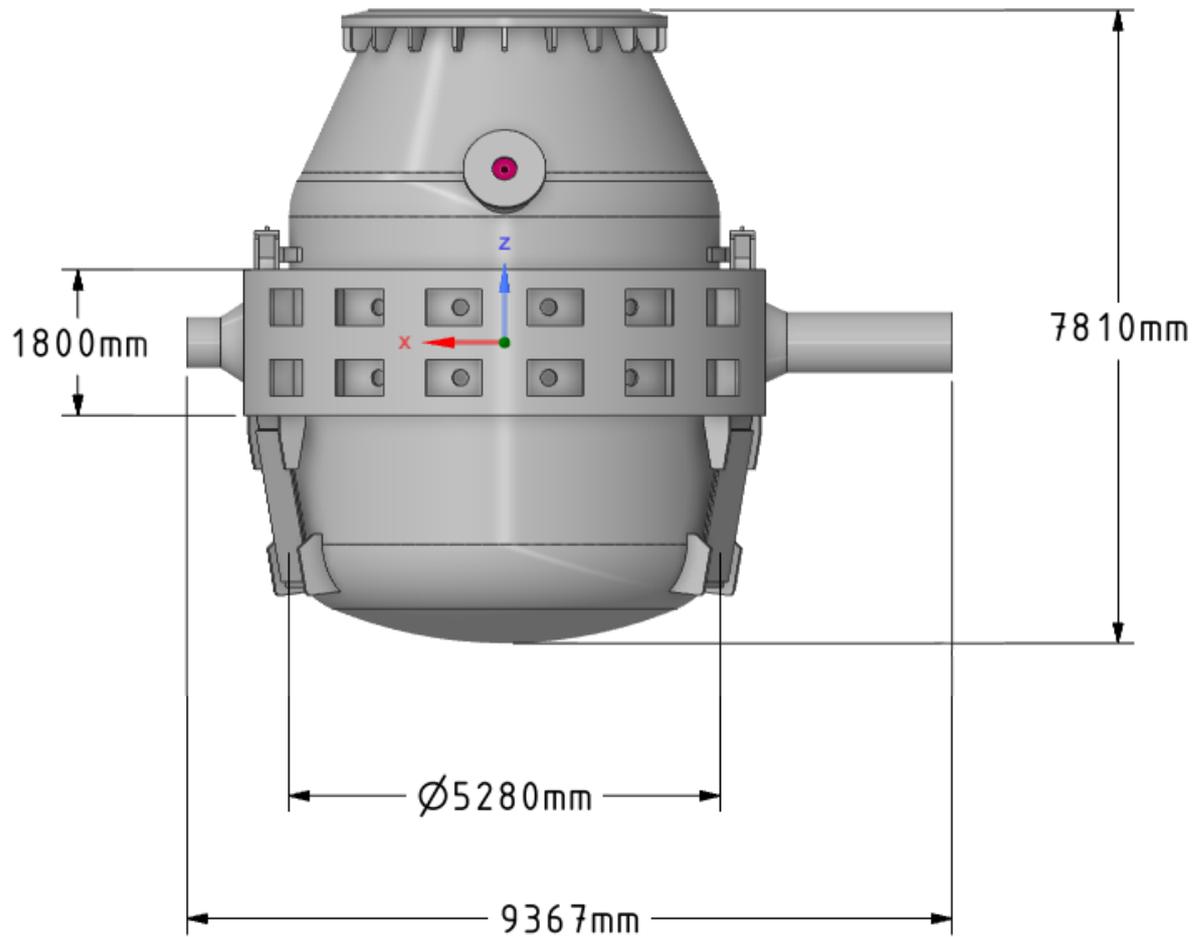
Esse *software* permite:

- Modelagens 3D de forma rápida e simples, por oferecer ferramentas para edição, reparo e criação de qualquer geometria;
- Extração dos dados de digitalização para elaboração de engenharia reversa de novas peças;
- Uso de arquivo no formato STL para impressões 3D;
- Eliminação de modelos CAD em casos que somente o domínio fluidodinâmico é necessário;
- Preparação de modelos para etapas de fabricação;
- Criação, importação ou reparação de projetos de chapas metálicas (ANSYS, 2022).

Já para simular o equipamento, foi utilizado o Ansys Mechanical, que é um *software* de resolução em elementos finitos, utilizado para cálculos estruturais, térmicos, acústicos, transientes e não-lineares. A partir dele é possível resolver problemas complexos de engenharia estrutural, permitindo a tomada de decisões de maneira rápida e eficiente, visto a presença de diferentes *solvers* de análise de elementos finitos, o que permite a personalização, automatização e parametrização de soluções para problemas de mecânica estrutural (ANSYS, 2022).

4.2 Domínio da Solução

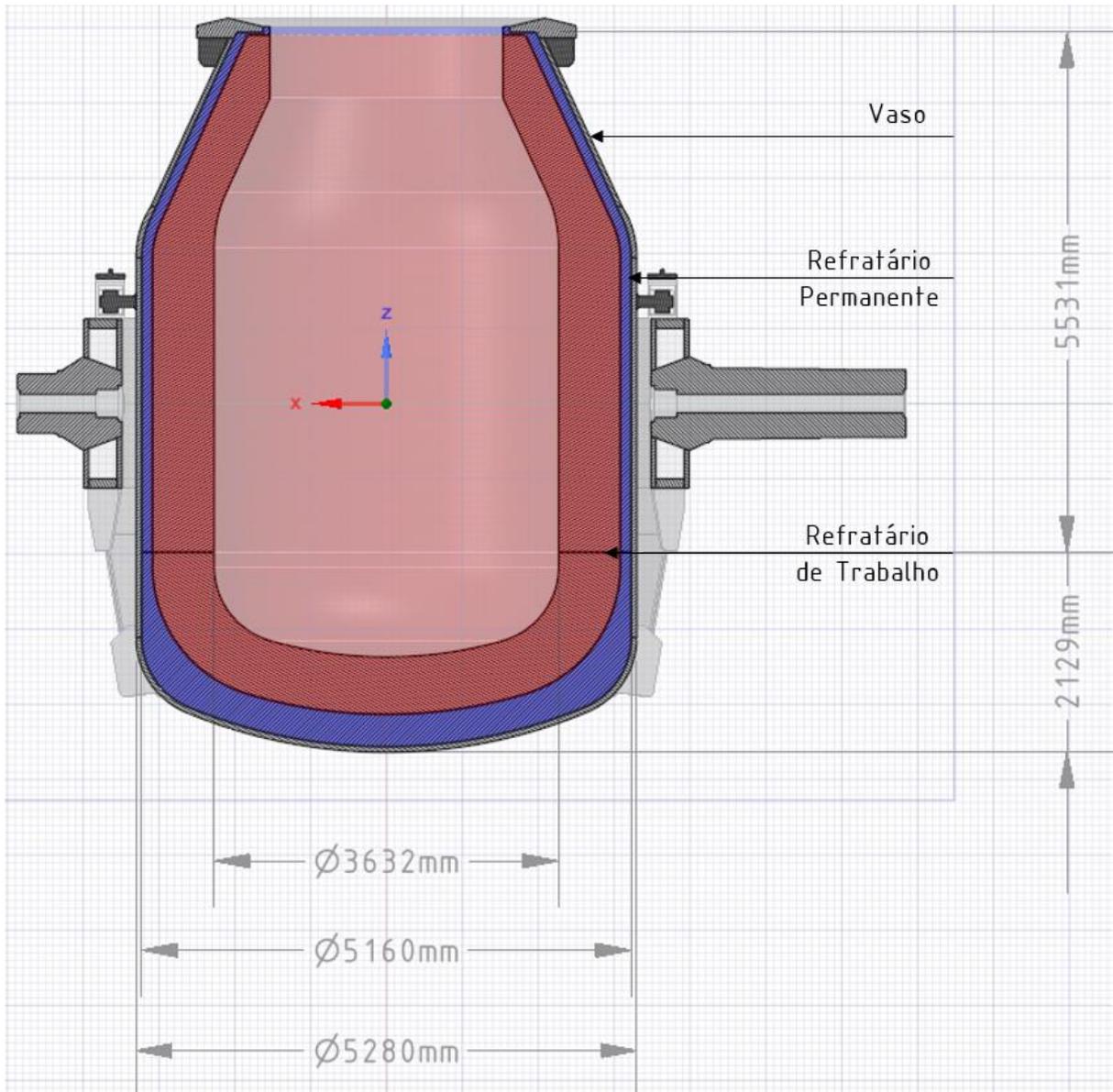
O domínio objeto de estudo foi modelado no SpaceClaim, *software* CAD do Ansys® e está ilustrado na Figura 16, composto por vaso, munhões, anel de basculamento, estabilizadores e lamelas, que correspondem a região de transferência de calor e cargas termomecânicas. Por se tratar de simulação numérica, faz-se a simplificação da geometria, para que o gasto computacional seja reduzido.

Figura 16 – Domínio de Solução

Fonte: Próprio autor.

Tendo em vista que o foco deste trabalho foi estudar o comportamento termomecânico no convertedor, também foram modelados os refratários de trabalho e refratário permanente do equipamento no início de campanha, conforme Figura 17 a seguir.

Figura 17 – Modelagem dos refratários de trabalho e permanente



Fonte: Próprio autor.

4.3 Geração da Malha

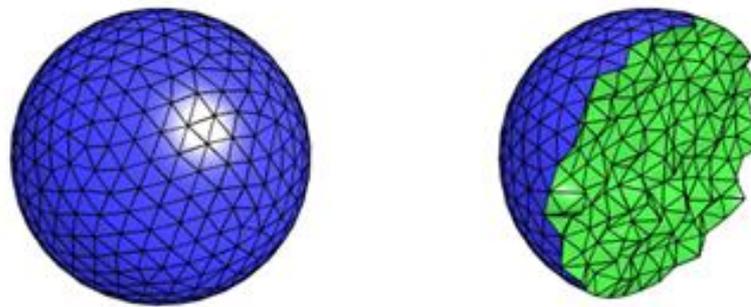
O Método dos Elementos Finitos (FEM) vem sendo utilizado como uma poderosa ferramenta para resolução de problemas de engenharia desde a década de 1950. Com o avanço da tecnologia, *softwares* comerciais de Elementos Finitos vêm se tornando cada vez mais acessíveis e com isso, sua empregabilidade mais usual, surgindo assim novos desafios para implementação do método, como a escolha correta do método da malha (MECHEAD, 2022).

Anterior à etapa de escolha da malha, faz-se necessário a escolha das dimensões da geometria, ou seja, se ela é unidimensional, bidimensional ou tridimensional. Para o presente

trabalho, foram utilizados elementos tridimensionais do tipo Sólido Estrutural e Sólido-Casca Estrutural para as análises térmicas, mecânicas e termomecânicas (ANSYS, 2011).

O Método de Malha a ser determinado foi adaptado para o tipo de geometria analisada. Para os materiais refratários e componentes do vaso que eram formados por geometrias complexas ou barras retangulares e circulares, foi utilizado o Controle de Método de Tetraedros (*Tetrahedrons Method Control*), que consiste em gerar uma malha composta por elementos tetraédricos (triangulares ou prismáticos), conforme um exemplo ilustrado na Figura 18.

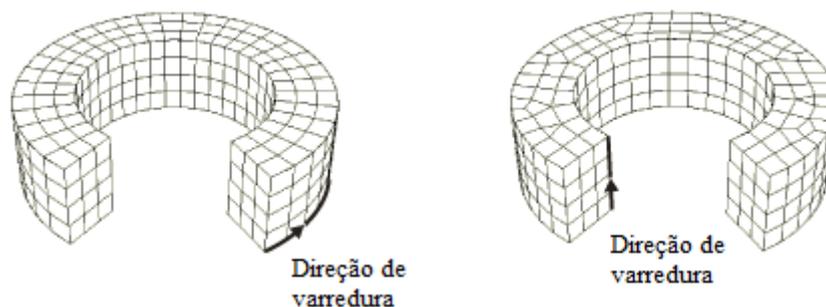
Figura 18 – Malha gerada por elementos Tetraédricos



Fonte: MECHEAD, 2023.

Para verificação da tensão de membrana (P_m), tensão de flexão (P_b) e combinação dessas tensões ($P_m + P_b$), foi utilizado o Controle de Método de Varredura (*Sweep Method Control*). A aplicação desse método só é possível em geometrias com superfície constante ao longo da seção a ser varrida, como é o caso dos demais componentes do Convertedor, compreendendo o fundo do vaso, a parte cilíndrica, o cone superior, o furo de vazamento e o anel de basculamento. Todos esses componentes são formados por chapas. Na Figura 19 se tem um exemplo de como é a malha formada por esse método.

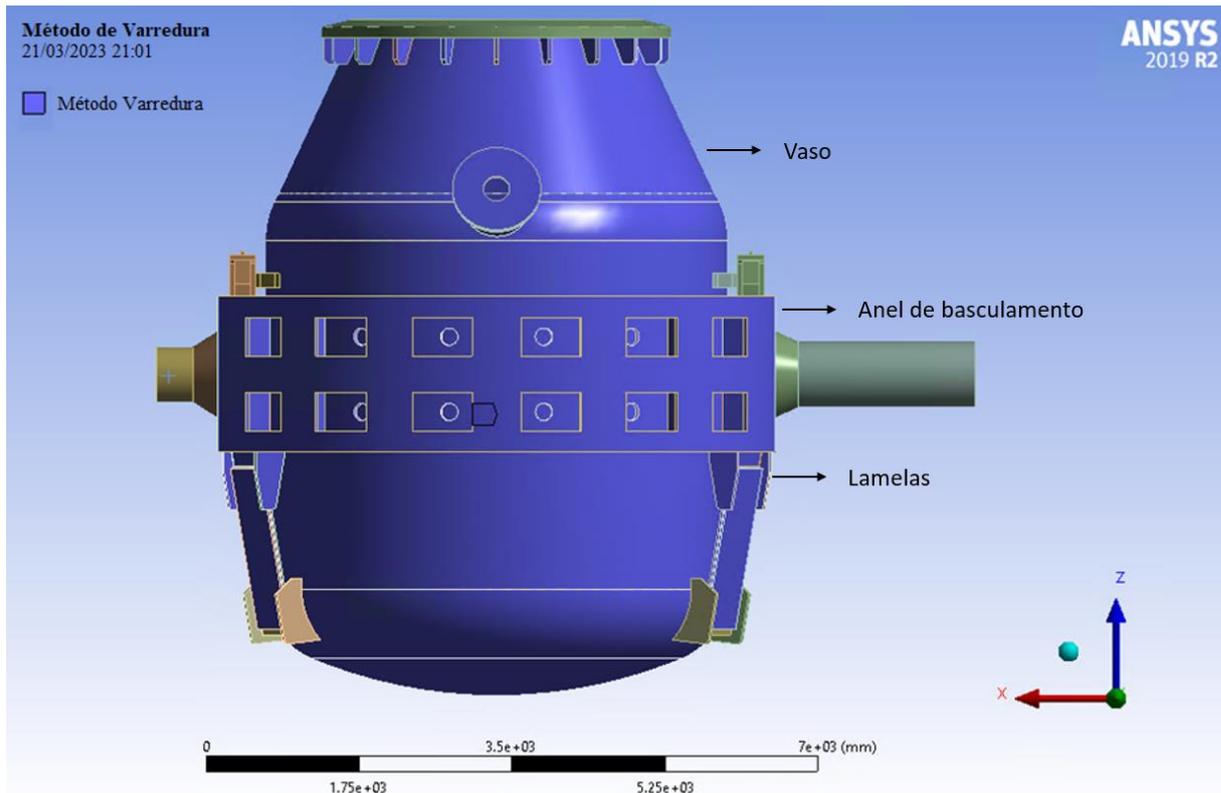
Figura 19 – Malha gerada por elementos Quadrilaterais



Fonte: MECHEAD, 2023.

Para as todas as análises foi utilizado o método *Sweep* para componentes de seção transversal constante. Chapas do vaso, das lamelas e do anel, ficaram com seções constantes, conforme observado na Figura 20.

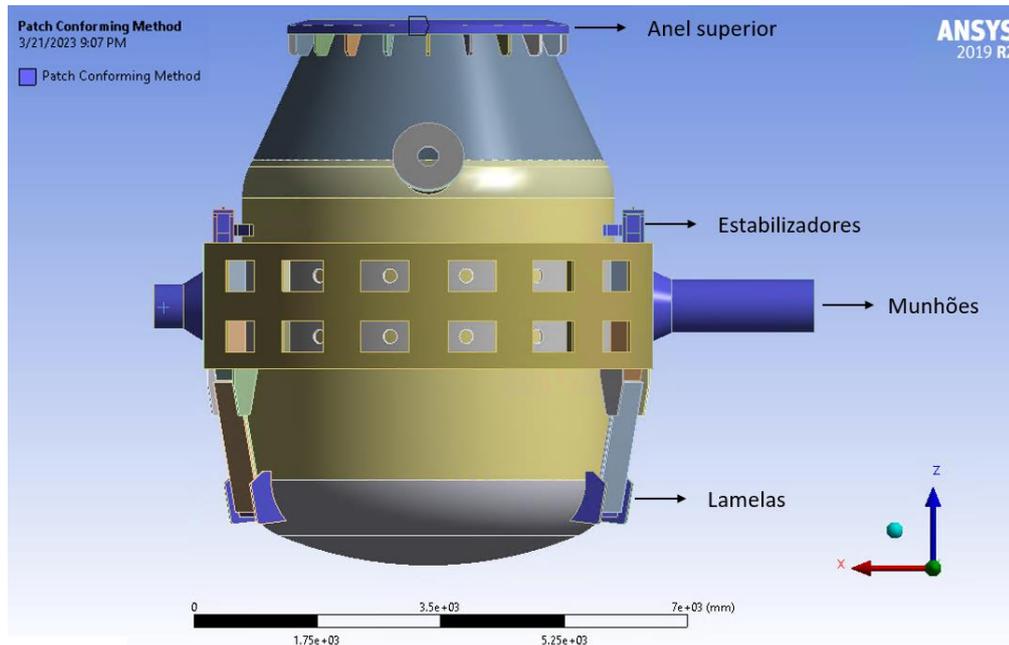
Figura 20 – Componentes definidos com Método *Sweep*



Fonte: Próprio autor.

Já o método *Tetrahedrons* foi utilizado para componentes de geometria complexa, como os estabilizadores, munhões e bloco de conexão dos munhões, chapas inferiores das lamelas, por possuírem um raio na região em contato com o vaso, caracterizando assim como uma geometria complexa, *top ring* e refratários, conforme pode ser observado na Figura 21.

Figura 21 – Componentes definidos com Método *Tetrahedrons*

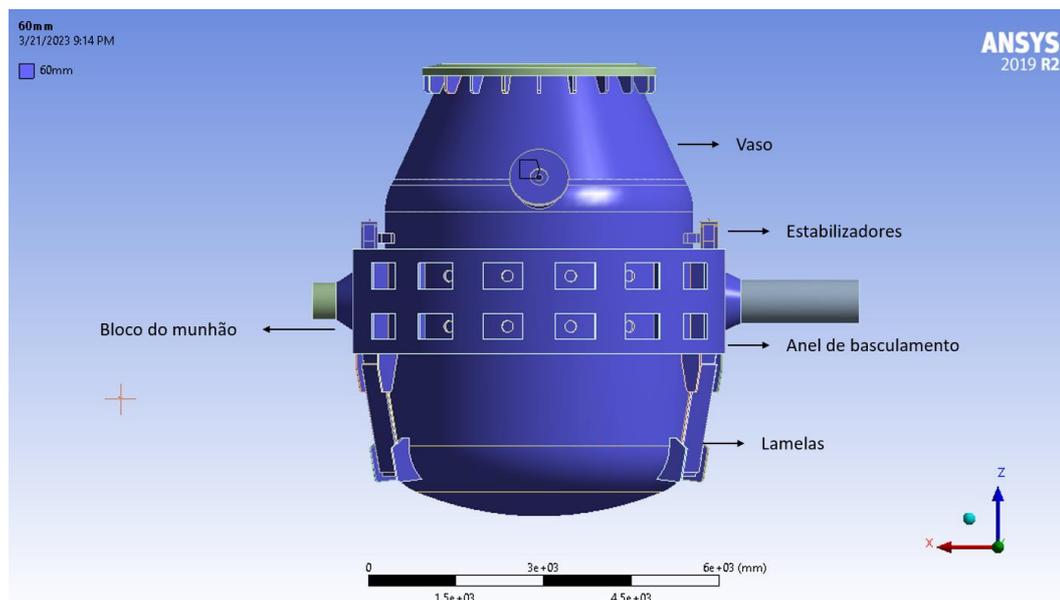


Fonte: Próprio autor.

O critério para escolha do tamanho dos elementos foi baseado nas três principais espessuras mínimas dos componentes do convertedor, sendo o vaso com 60 mm, as chapas superiores do anel de basculamento com 100 mm e refratários com 150 mm.

Na Figura 22, observa-se quais foram os componentes selecionados para terem um tamanho de elemento de 60 mm.

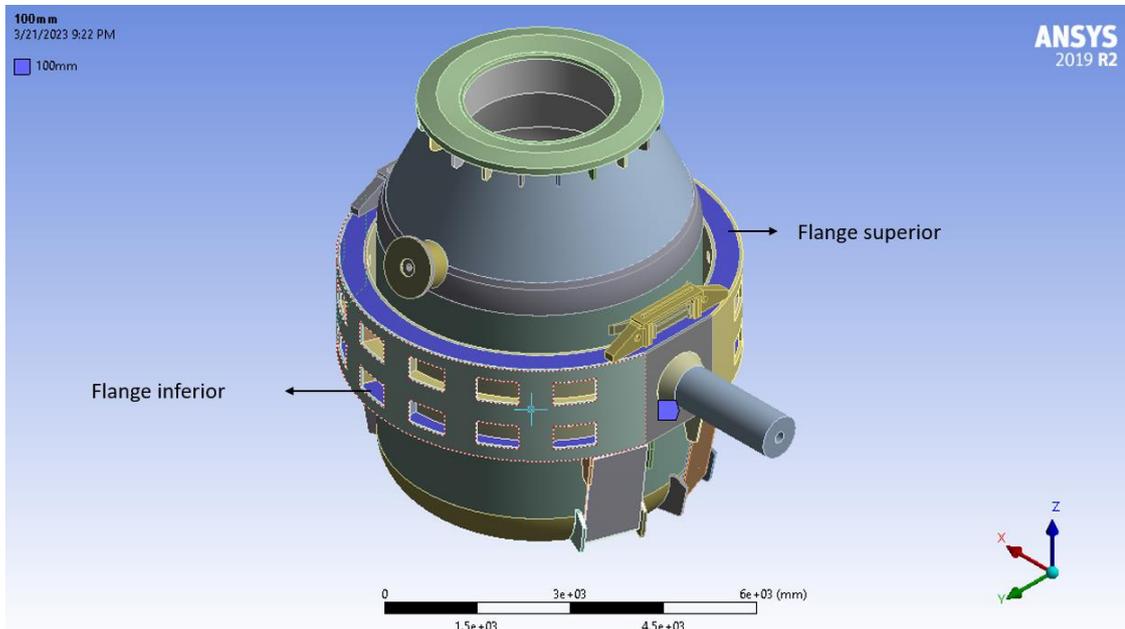
Figura 22 – Componentes com Elementos de 60 mm



Fonte: Próprio autor.

Já na Figura 23, verifica-se os componentes definidos para terem um tamanho de elemento de 100 mm.

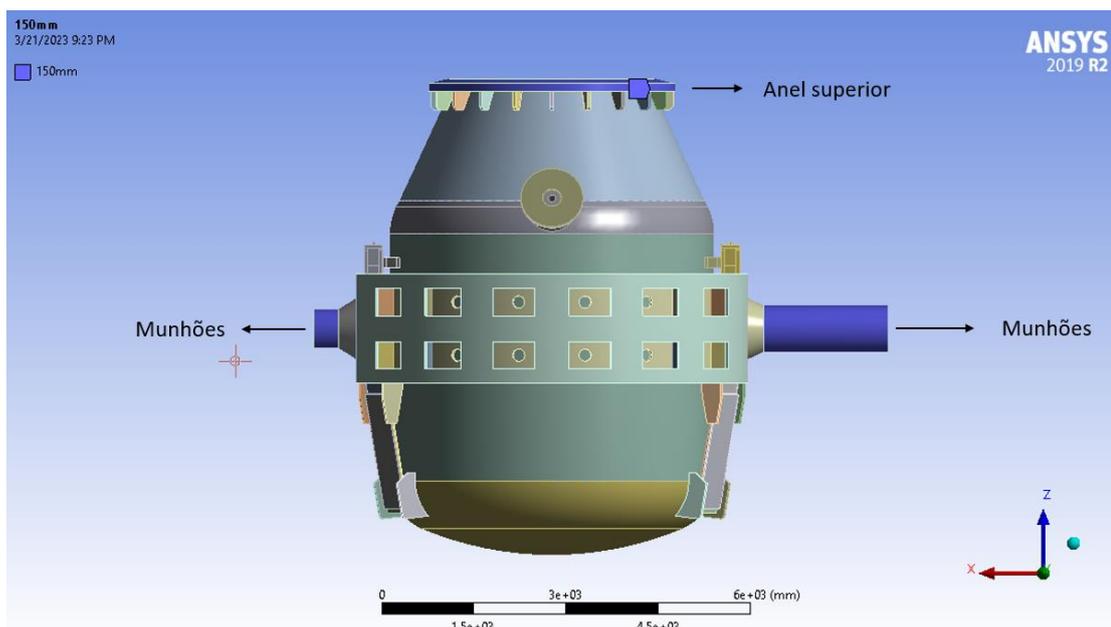
Figura 23 – Componentes com Elementos de 100 mm



Fonte: Próprio autor.

Por fim, na Figura 24 são mostrados os componentes selecionados para terem um tamanho de elemento igual a 150 mm.

Figura 24 – Componentes com Elementos de 150 mm



Fonte: Próprio autor.

4.3.1 Convergência e Qualidade da Malha

O resultado da simulação por elementos finitos é extremamente dependente da qualidade da malha, de forma que se deve balancear a sua qualidade e o tempo necessário para a solução desejada. O teste de convergência de malha avalia o valor da variável de interesse, de forma que, mediante o resultado obtido, se faz o refinamento até um ponto em que não se verifica uma diferença significativa dos valores, sendo considerado como boa prática, uma variação máxima de 3%. Além da convergência de malha, também se realiza a avaliação de sua qualidade de diferentes maneiras. Entretanto, todas as avaliações levam em conta o aspecto geométrico dos elementos gerados e podem ser medidos por números.

Para o presente trabalho, foram avaliadas as métricas da qualidade do elemento (*Element Quality*), que se baseia na razão entre o seu volume real ocupado e o seu volume ideal, sendo mensurado como “1”, quando o elemento forma um cubo perfeito e “0” quando se tem o volume tendendo a zero ou negativo. Outro parâmetro avaliado foi a Razão Jacobiana (*Jacobian Ratio*), que mede o formato do elemento em questão em função de um elemento ideal, cuja faixa varia entre -1 e 1, sendo 1 considerado como formato ideal do elemento. Por fim, avaliou-se a distorção dos elementos (*Skewness*), que é um dos principais indicadores da qualidade dos elementos gerados. A distorção avalia o quão perto do ideal um elemento está, sendo “0” uma qualidade de malha ideal ou equilátero, entre 0 e 0,25 como excelente, 0,25 e 0,5 bom, 0,5 e 0,75 razoável, 0,75 e 0,90 como pobre, 0,9 e menor que 1 como ruim e 1 como degenerado.

4.4 Condições de Entrada e de Contorno

Para a simulação térmica, os dados de entrada foram as condutividades térmicas dos refratários de trabalho, permanente e do aço 16Mo3 utilizados no convertedor. Para a análise mecânica, foram utilizadas as densidades dos três materiais e Módulo de Elasticidade e Coeficiente de Expansão Térmica somente do aço. Não foram utilizados o Coeficiente de Expansão Térmica e o Módulo de Elasticidade dos refratários, visto que são utilizadas juntas de expansão durante a instalação deste componente, a fim de evitar tensões de reação causados pelos refratários no vaso, devido às suas respectivas dilatações. Uma vez que não há presença de expansão térmica dos refratários, o Módulo de Elasticidade também não foi utilizado, pois também atuaria de forma a impedir a expansão do aço, causando também uma tensão reativa.

Na Tabela 2 são apresentados os dados de entrada para os refratários de trabalho.

Tabela 2 – Dados de Entrada do Refratários de Trabalho

Propriedades	Refratário de Trabalho Fundo	Refratário de Trabalho Lateral
Coeficiente de Expansão Térmica ($^{\circ}\text{C}^{-1}$)	0	0
Coeficiente de Poisson	0,15	0,15
Condutividade Térmica (W/mK)	$-0,0045T + 17,4$	$1,25 \times 10^{-6}T^2 - 5,75 \times 10^{-3}T + 14,90$
Densidade (kg/m^3)	2915	2915
Módulo de Elasticidade (MPa)	1	1

Obs.: Nas equações, T é dado em K.
Fonte: Próprio autor.

Na Tabela 3, observam-se os dados de entrada para os refratários permanentes.

Tabela 3 – Dados de Entrada dos Refratários Permanentes

Propriedades	Refratário Permanente de Fundo	Refratário Permanente Lateral
Coeficiente de Expansão Térmica ($^{\circ}\text{C}^{-1}$)	0	0
Coeficiente de Poisson	0,15	0,15
Condutividade Térmica (W/mK)	$5 \times 10^{-6}T^2 - 1,39 \times 10^{-2}T + 13,80$	$1,25 \times 10^{-6}T^2 - 3,25 \times 10^{-3}T + 4,50$
Densidade (kg/m^3)	2970	2970
Módulo de Elasticidade (MPa)	1	1

Obs.: Nas equações, T é dado em K.
Fonte: Próprio autor.

Por fim, também se pode observar os dados de entrada para o aço na Tabela 4.

Tabela 4 – Dados de Entrada do Aço

Propriedades	Aço 16Mo3
Coeficiente de Expansão Térmica ($^{\circ}\text{C}^{-1}$)	$-2,88 \times 10^{-12}T^2 + 7,38 \times 10^{-9}T + 1,14 \times 10^{-5}$
Coeficiente de Poisson	0,30
Condutividade Térmica (W/mK)	$-4,66 \times 10^{-6}T^2 - 4,05 \times 10^{-2}T + 61,80$
Densidade (kg/m^3)	7.850
Módulo de Elasticidade (MPa)	$-431,03T^3 + 136,53T^2 - 65,78 \times 10^6T + 203,51 \times 10^{11}$

Obs.: Nas equações, T é dado em K.
Fonte: Próprio autor.

Para a simulação térmica, as Condições de Contorno utilizadas foram a temperatura prescrita do banho metálico na etapa de injeção de oxigênio, por ser a etapa mais demorada,

convecção com coeficiente variável no convertedor, que variavam de acordo com a sua geometria e radiação entre o convertedor e a vizinhança. Para a análise mecânica, também foi considerado a etapa de injeção de oxigênio, a gravidade, a pressão ferrostática, as restrições de deslocamento dos munhões e o tipo de contato utilizado nos estabilizadores, vista a sua função de compensar o deslocamento do vaso em relação do anel de basculamento causado por expansão térmica, de forma a evitar concentradores de tensão.

Para realização da análise térmica, foram utilizadas as condições de contorno conforme a Tabela 5.

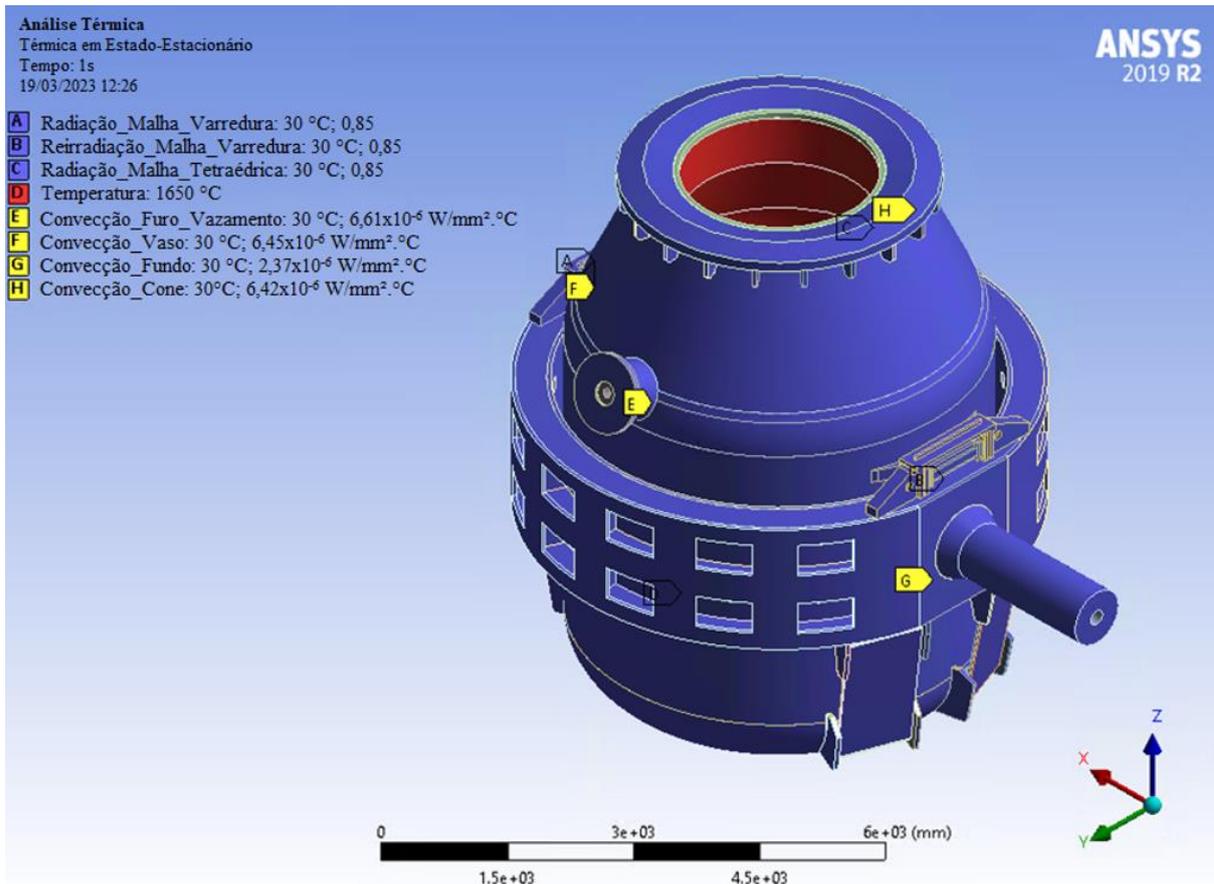
Tabela 5 – Condições de Contorno para Análise Térmica

Condições de Contorno	Valor
Coefficiente Convectivo na região do Cone (W/m ² .K)	6,42
Coefficiente Convectivo na região do Furo de Vazamento (W/m ² .K)	6,61
Coefficiente Convectivo na região do Vaso (W/m ² .K)	6,45
Coefficiente Convectivo na região do Fundo e Lamelas (W/m ² .K)	2,37
Emissividade	0,85
Radiação	Para o ambiente
Reirradiação	Superfície para Superfície
Temperatura Ambiente (°C)	30
Temperatura do Banho (°C)	1650
Tipo de Contato	Soldado

Fonte: Próprio autor.

Os coeficientes convectivos foram calculados através das equações 2, 3, 4, 5, 6 e 7. As mesmas condições de contorno utilizado na análise térmica podem ser observadas na Figura 25.

Figura 25 – Condições de Contorno para a Análise Térmica do Convertedor



Fonte: Próprio autor.

Apesar de o objetivo deste estudo ser avaliar as tensões mecânicas e termomecânicas somente do vaso e do anel de basculamento na etapa de injeção de oxigênio, foram modelados também os estabilizadores, as lamelas e os munhões para simular o comportamento real de trabalho do convertedor nesta etapa.

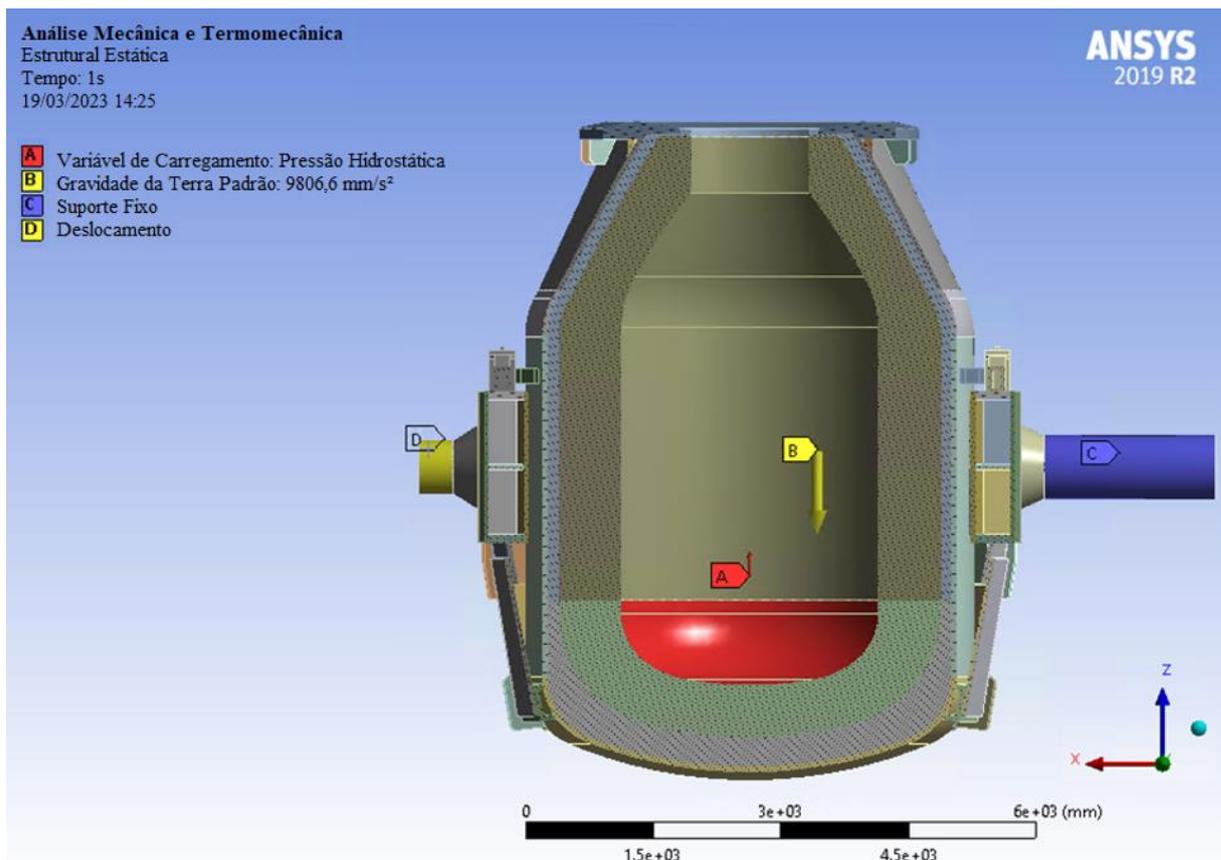
Para realização da análise mecânica e termomecânica, foram utilizados os dados conforme a Tabela 6.

Tabela 6 – Condições de Contorno para Análise Mecânica e Termomecânica

Condições de Contorno	Valor
Aceleração da Gravidade (m/s^2)	9,80606
Contato nas regiões (exceto estabilizadores)	Soldado
Contato na região dos estabilizadores	Sem Separação
Densidade Ferrostática (kg/m^3)	6.800
Restrição no munhão fixo	Suporte Fixo
Restrição no munhão livre	Deslocamento livre em X, fixo em Y e Z
Temperatura (Análise Termomecânica)	Dados obtidos da Análise Térmica

Fonte: Próprio autor.

Essas mesmas condições de contorno podem ser observadas na Figura 26.

Figura 26 – Condições de Contorno para a Análise Mecânica e Termomecânica

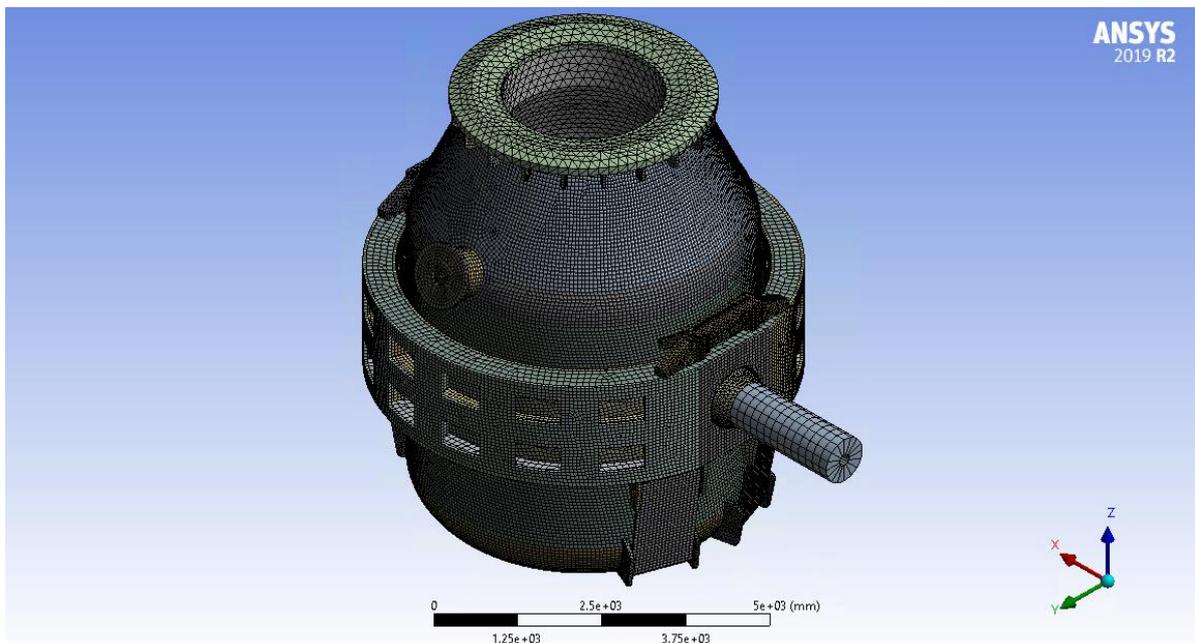
Fonte: Próprio autor.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 Qualidade da Malha para Análise Térmica

A partir do método e tamanho de malha definidos, foi gerada a malha para a Análise Térmica do conversor, conforme é mostrado na Figura 27, totalizando 346.778 elementos.

Figura 27 – Malha gerada para a Análise Térmica



Fonte: Próprio autor.

Para confirmar que o tamanho de malha escolhido gerou resultados de temperatura satisfatórios, foi realizado o teste de convergência de malha. Para isso, foram considerados três pontos distintos de medição. No primeiro teste, foram triplicados os tamanhos originais dos elementos e, no segundo teste, foram duplicados os tamanhos dos mesmos elementos originais. Finalmente, no terceiro teste, foram utilizados os tamanhos originais dos elementos (60, 100 e 150 mm). Após a aplicação dessas condições, foram comparados os valores de temperatura conforme pode-se verificar na Tabela 7.

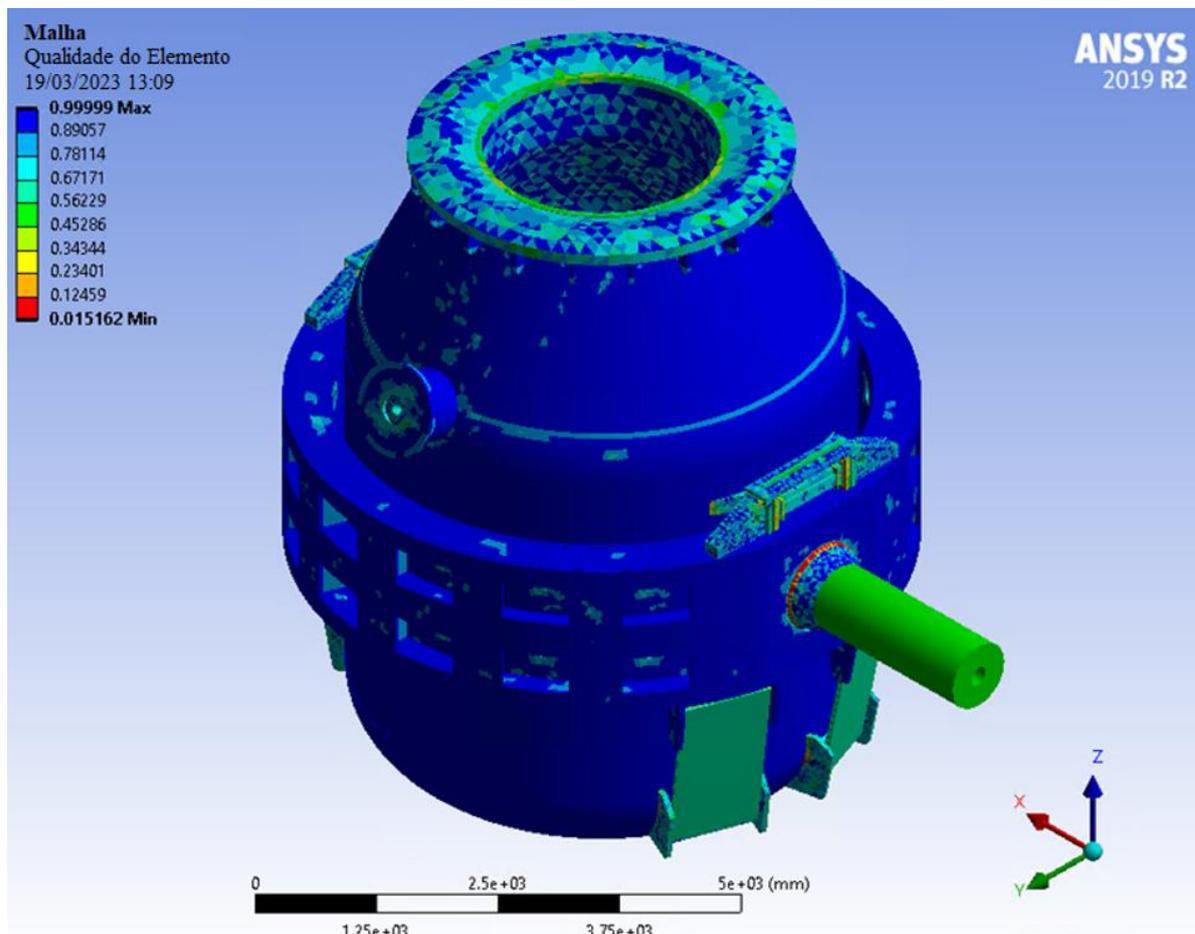
Tabela 7 – Teste de Convergência de Malha para Temperatura

Número de Elementos	Ponto 1 (°C)	Ponto 2 (°C)	Ponto 3 (°C)
31.241	118,830	401,250	365,540
68.888	118,600	401,660	369,950
346.778	118,720	401,760	366,430
Variação 1 (%)	-0,194	0,102	1,206
Variação 2 (%)	0,101	0,025	-0,951

Fonte: Próprio autor.

Conforme pode ser observado na Tabela 7, a análise poderia ter sido finalizada no segundo refinamento, uma vez que a variação obtida ficou abaixo do limite estabelecido de 3%. Todavia, ao avaliar a sua qualidade, constatou-se que a malha gerada foi insatisfatória, decidindo assim, manter o terceiro refinamento, com 346.778 elementos. Conforme a Figura 28, observa-se o critério de qualidade de malha avaliado, *Element Quality*.

Figura 28 – Critério de qualidade *Element Quality*

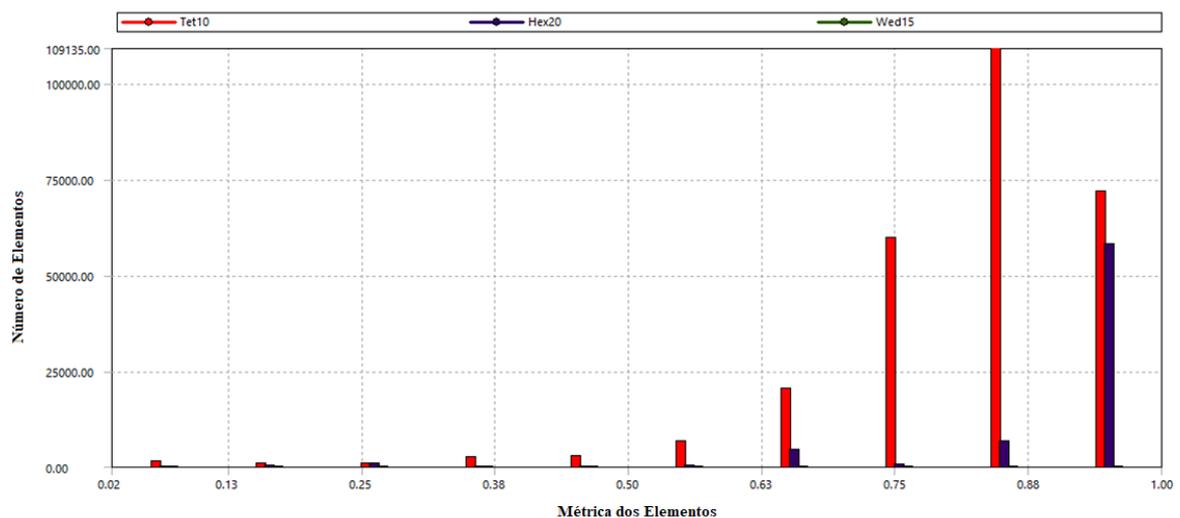


Fonte: Próprio autor.

As Figuras 29 a 31 e 34 a 36 ilustram quantitativamente a qualidade dos elementos gerados, em que o eixo Y ou Número de Elementos diz respeito à quantidade total dos elementos gerados, e o eixo X ou Métrica dos Elementos agrupa os elementos de acordo com as métricas explicadas no item 4.3.1. A primeira métrica é a *Element Quality*, em que os elementos mais próximos do valor “1” são os que ocupam o volume ideal do elemento e “0” quando o volume tende a 0. A segunda métrica é a *Jacobian Ratio*, em que o valor 1 é considerado o formato ideal do elemento. E a terceira métrica é o *Skewness*, que mede se a qualidade de malha está ideal (tendo valor igual a “0”) ou tendendo a “1”, quando a qualidade está ruim ou degenerada. Por fim, as diferentes cores dizem respeito ao tipo de elemento utilizado na geração de malha, elemento esse que fora definido pelo próprio *software*.

Pela Figura 29, observa-se a quantitativamente a qualidade dos elementos gerados.

Figura 29 – Qualidade dos Elementos gerados

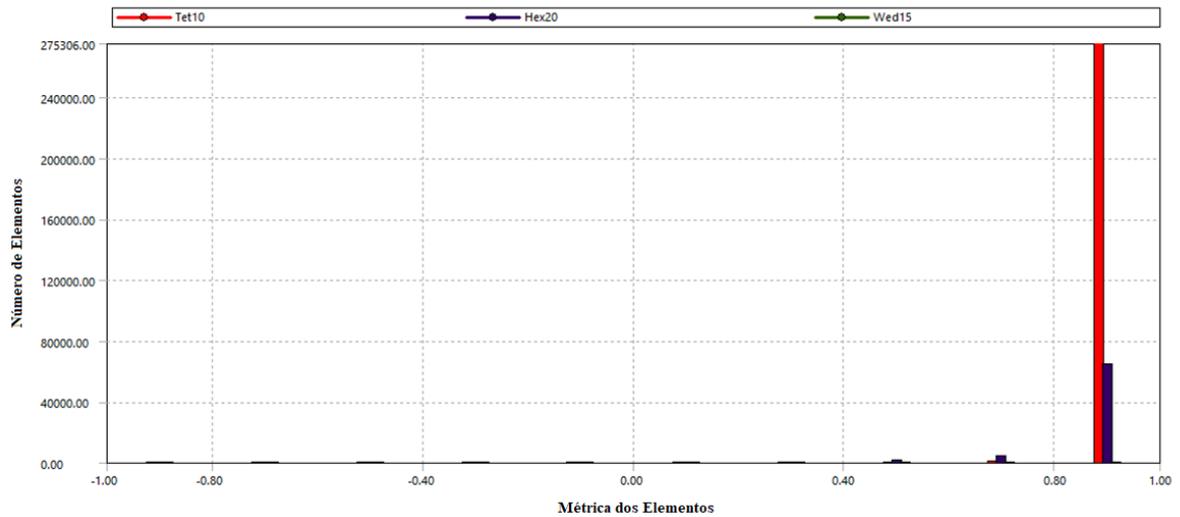


Fonte: Próprio autor.

Mediante os dados obtidos no Figura 29, pode-se somar a quantidade de elementos em cada métrica e dividir pelo total, para verificar o resultado geral. Fazendo essa análise quantitativa, observou-se um bom resultado, uma vez que a maioria dos elementos possui um valor próximo de 0,89, ou seja, o volume ocupado por eles está próximo do que um elemento ideal ocuparia. Analisando quantitativamente, nota-se que dos 346.778 elementos gerados, aproximadamente 310.000 possuem qualidade superior a 0,75, ou seja, 89% dos elementos gerados estão com seu volume próximo do ideal.

O outro critério avaliado foi a *Jacobian Ratio*, conforme demonstrado na Figura 30.

Figura 30 – Razão Jacobiana obtida para os elementos gerados

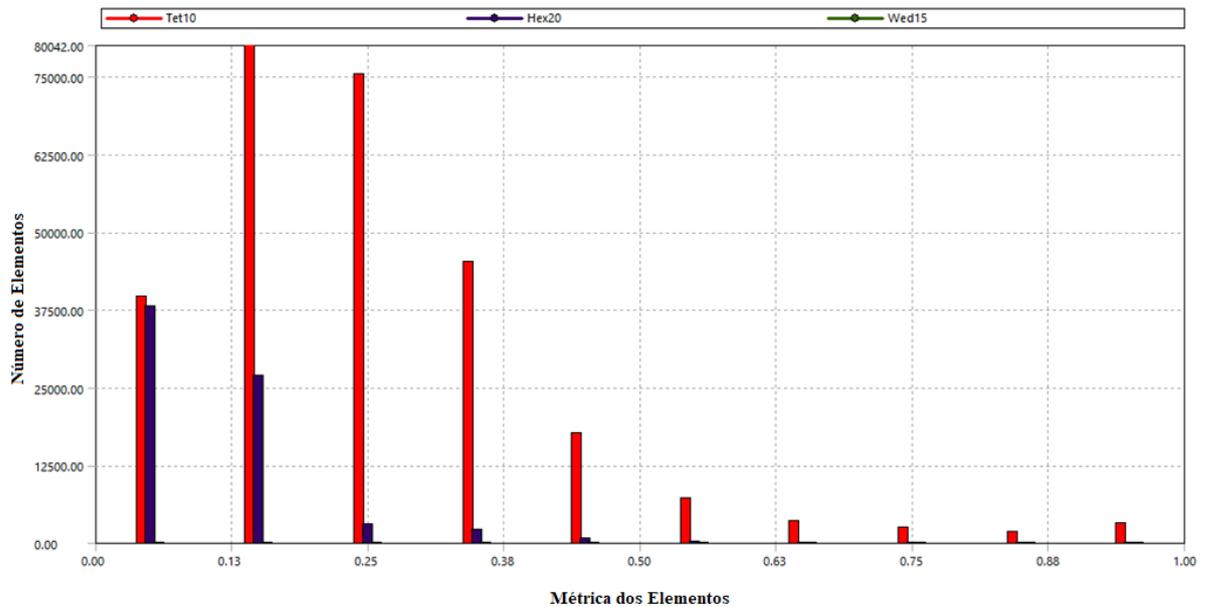


Fonte: Próprio autor.

A *Jacobian Ration* avalia o quão destoante a forma de um determinado elemento está, em comparação com o mesmo elemento tendo um formato ideal. Mediante uma análise quantitativa, observa-se que praticamente a totalidade dos elementos apresenta um valor próximo de 0,9, o que significa estar muito próximo do seu formato ideal.

O último critério avaliado foi o *Skewness*, conforme Figura 31.

Figura 31 – Grau de distorção obtido para os elementos gerados



Fonte: Próprio autor.

O *Skewness* é uma das principais métricas de qualidade de malha e ele informa o quão distorcido um elemento está, perante o mesmo elemento com dimensões equilaterais. Como pôde ser observado na Figura 31, aproximadamente 300.000 ou 86,5% dos elementos possuem valores de distorção inferior a 0,38, sendo assim uma baixa distorção.

5.2 Qualidade da Malha para Análise Mecânica e Termomecânica

Para as análises mecânica e termomecânica, foram utilizados os mesmos critérios mencionados para a análise térmica para o método, com componentes selecionados em cada método.

Para escolha do tamanho de malha para cálculos mecânicos, foi definida a menor espessura de cada componente do convertedor. Para o teste de convergência de malha, foi definido que o primeiro teste consideraria o tamanho triplicado dos elementos considerados inicialmente, enquanto o segundo teste definiria o tamanho duplicado do valor inicial dos elementos e o último teste empregaria os valores considerados inicialmente. Na Tabela 8, pode ser verificada a quantidade de elementos gerada em cada refinamento, bem como as tensões resultantes e suas respectivas variações.

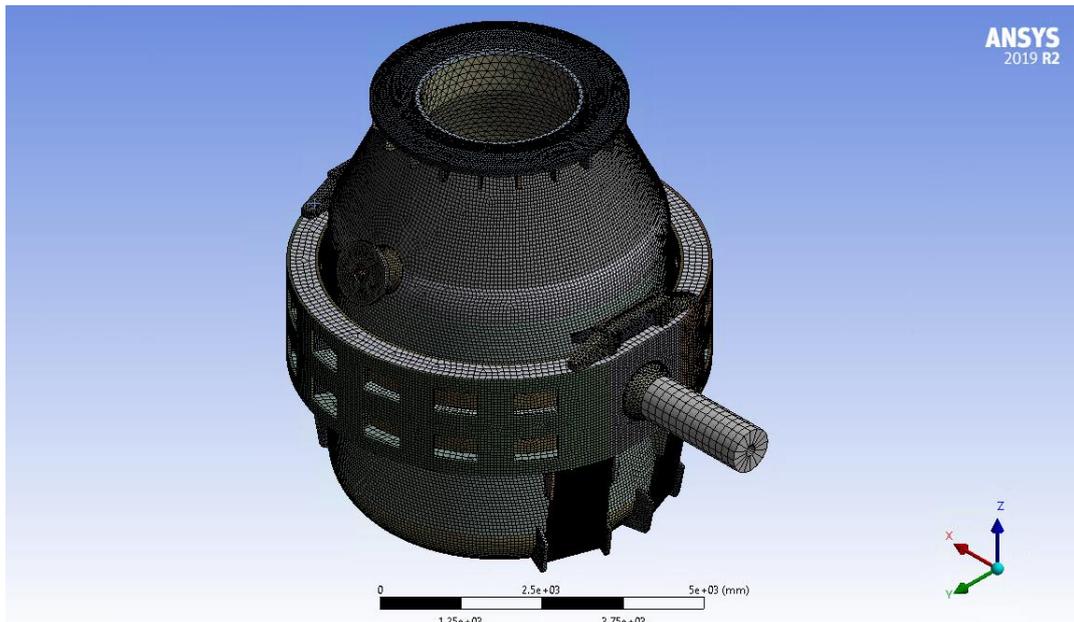
Tabela 8 – Teste de Convergência de Malha para Tensão

Número de Elementos	Ponto 1 (MPa)	Ponto 2 (MPa)	Ponto 3 (MPa)
45.830	0,253	1,761	7,947
104.739	1,761	1,772	7,804
527.991	7,947	1,791	7,805
Variação 1 (%)	2,372	0,625	-1,799
Variação 2 (%)	-0,386	1,072	0,013

Fonte: Próprio autor.

Assim como no teste de convergência para a validação da malha na análise da temperatura, o refinamento poderia ter sido finalizado na segunda etapa, uma vez que as tensões obtidas estão abaixo do limite considerado. Todavia, também para a avaliação da qualidade de malha, os primeiros refinamentos não estavam com valores aceitáveis, de forma que foi considerado o terceiro refinamento para avaliação da qualidade da malha. Na Figura 32 é apresentada a malha gerada no Convertedor, com um total de 527.991 elementos.

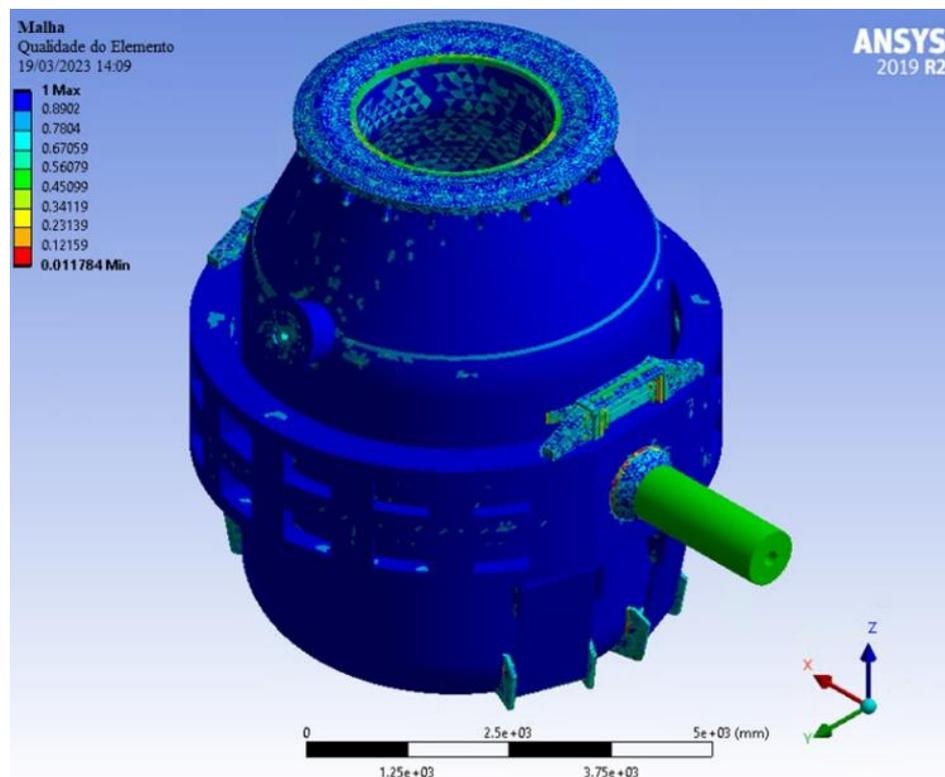
Figura 32 – Malha gerada para as Análises Mecânicas e Termomecânicas



Fonte: Próprio autor.

Para o critério de qualidade de malha, foi avaliado inicialmente o *Element Quality*, mediante ilustrado na Figura 33.

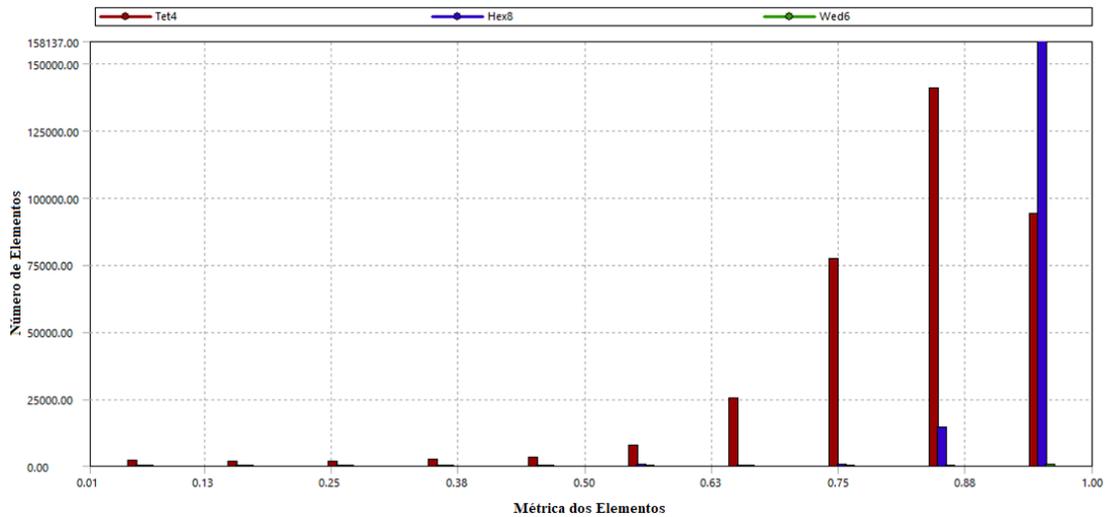
Figura 33 – Critério de qualidade *Element Quality*



Fonte: Próprio autor.

E pela Figura 34, observa-se a quantitativamente a qualidade dos elementos gerados.

Figura 34 – Qualidade dos Elementos gerados

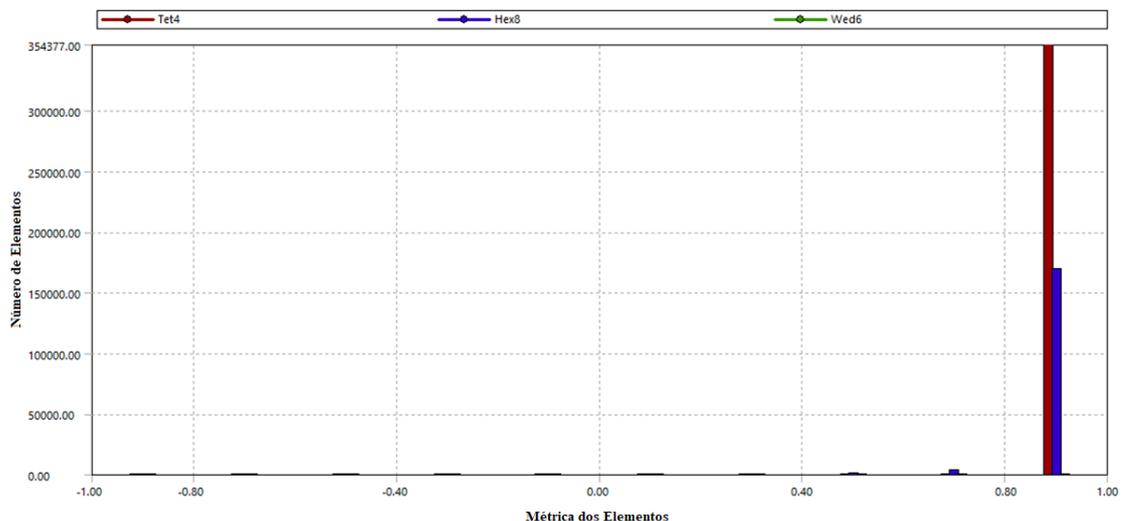


Fonte: Próprio autor.

Realizando uma análise qualitativa da malha gerada conforme a Figura 33, verificou-se que a malha obtida possui qualidade semelhante à malha gerada para a análise térmica, também com um valor próximo de 0,89, de forma que o volume ocupado por eles está próximo do que um elemento ideal ocuparia. Analisando quantitativamente, notou-se que dos 527.991 elementos gerados, aproximadamente 478.000 possuem qualidade superior a 0,75, ou seja, 90,5% dos elementos gerados estão com seu volume próximo do ideal, um aumento de aproximadamente 1,5% se comparado à malha gerada para análise térmica.

Seguindo para o próximo critério, foi avaliado o *Jacobian Ratio*, conforme demonstrado na Figura 35.

Figura 35 – Razão Jacobiana obtida para os elementos gerados

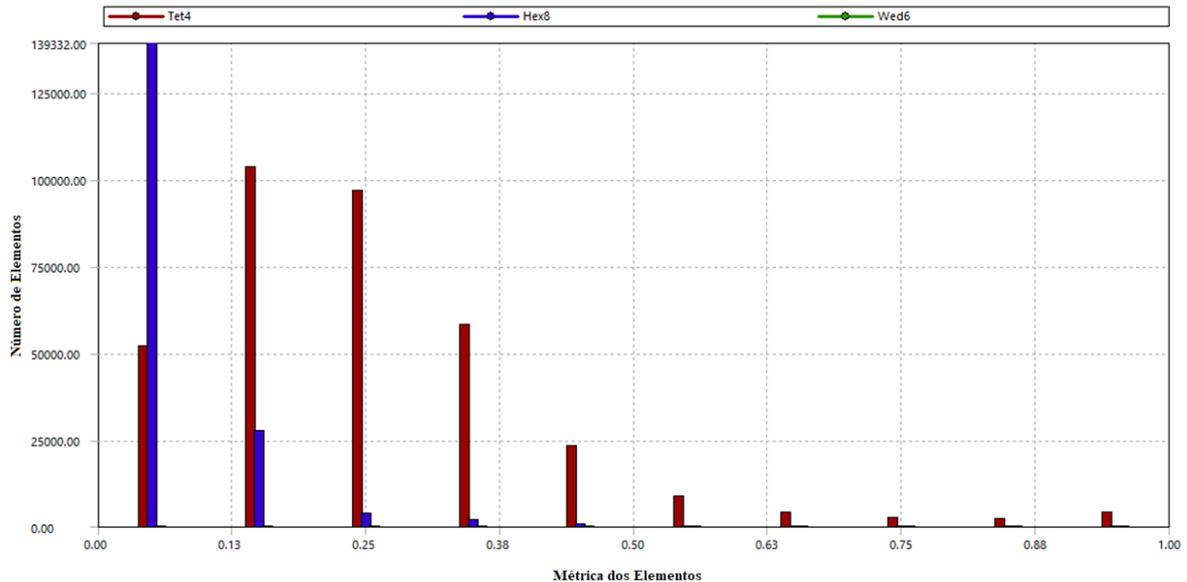


Fonte: Próprio autor.

Assim como a malha gerada para a análise térmica, observou-se que praticamente a totalidade dos elementos apresenta um valor próximo de 0,9, o que significa estar muito próximo do seu formato ideal.

O último critério avaliado foi o *Skewness*, conforme Figura 36.

Figura 36 – Grau de distorção obtido para os elementos gerados



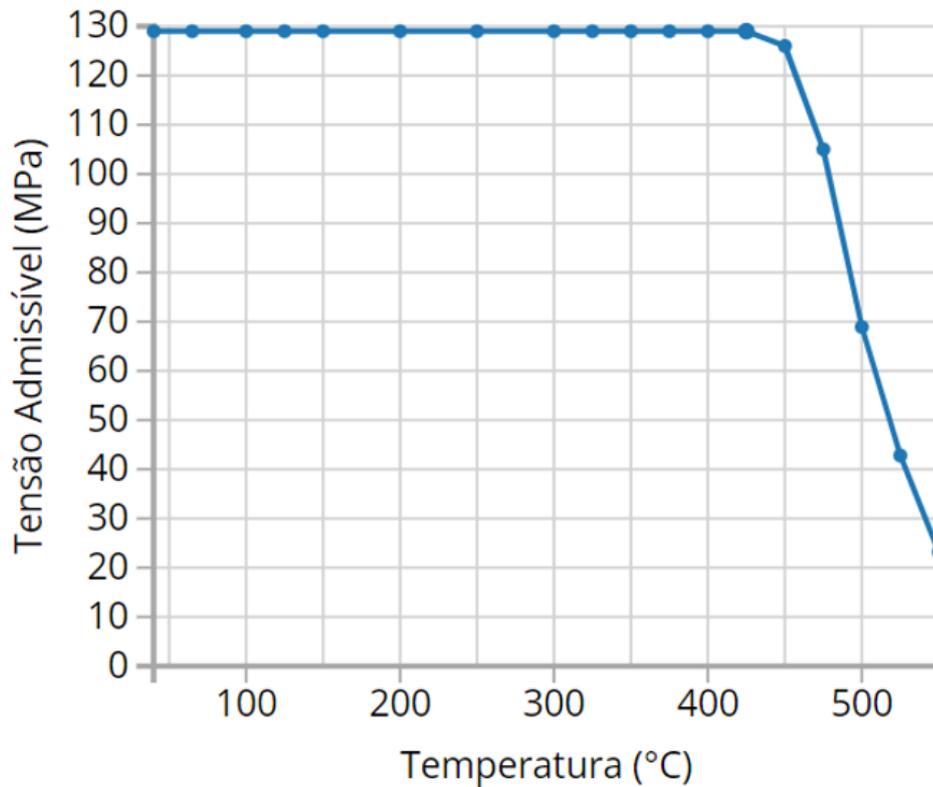
Fonte: Próprio autor.

Assim como na malha gerada para a análise térmica, o *Skewness* avaliado a partir da Figura 36 para elementos que possuem valores de distorção inferior a 0,38 (ou baixa distorção) é elevado, correspondendo a aproximadamente 477.500 ou 90,4%. Após realizada a verificação do teste de convergência e qualidade da malha, foram avaliados os resultados obtidos na análise térmica, mecânica e termomecânica.

5.3 Análise Térmica

O Convertedor é um equipamento que deve ser operado numa faixa de temperatura abaixo de 450 °C, temperatura em que a fluência se torna mais crítica para o aço 16Mo3 (material do vaso e do anel de basculamento) (ASME, 2017). O efeito desse fenômeno pode ser observado na Figura 37.

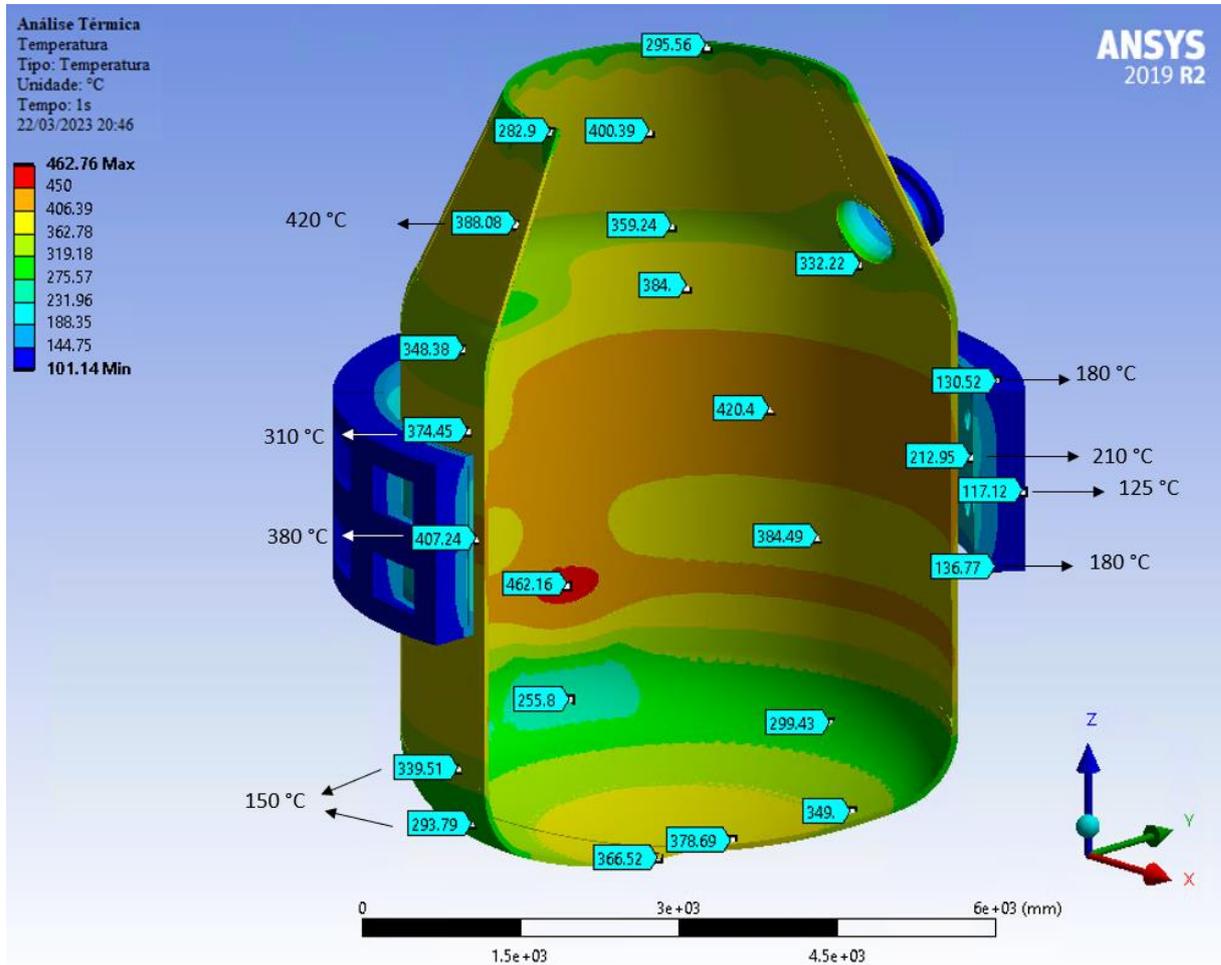
Figura 37 – Tensão admissível do aço 16Mo3 em função da temperatura



Fonte: Total Materia, 2023.

Analisando a Figura 37 **Erro! Fonte de referência não encontrada.** é possível verificar que a partir de 450 °C, o fenômeno de fluência reduz significativamente a tensão admissível do material e conseqüentemente a sua vida útil. Apesar de a temperatura limite teórica de um convertedor estar relacionada com a temperatura em que a fluência se torna crítica, foi verificado pela AISE 1998 na Figura 2 (seção 1.2), a temperatura média de operação em cada região do convertedor. A Figura 39 mostra as temperaturas observadas no convertedor estudado, bem como as temperaturas médias observadas na AISE 1998.

Figura 38 – Comparação das temperaturas observadas na AISE 1998 e no convertedor estudado



Fonte: Próprio autor.

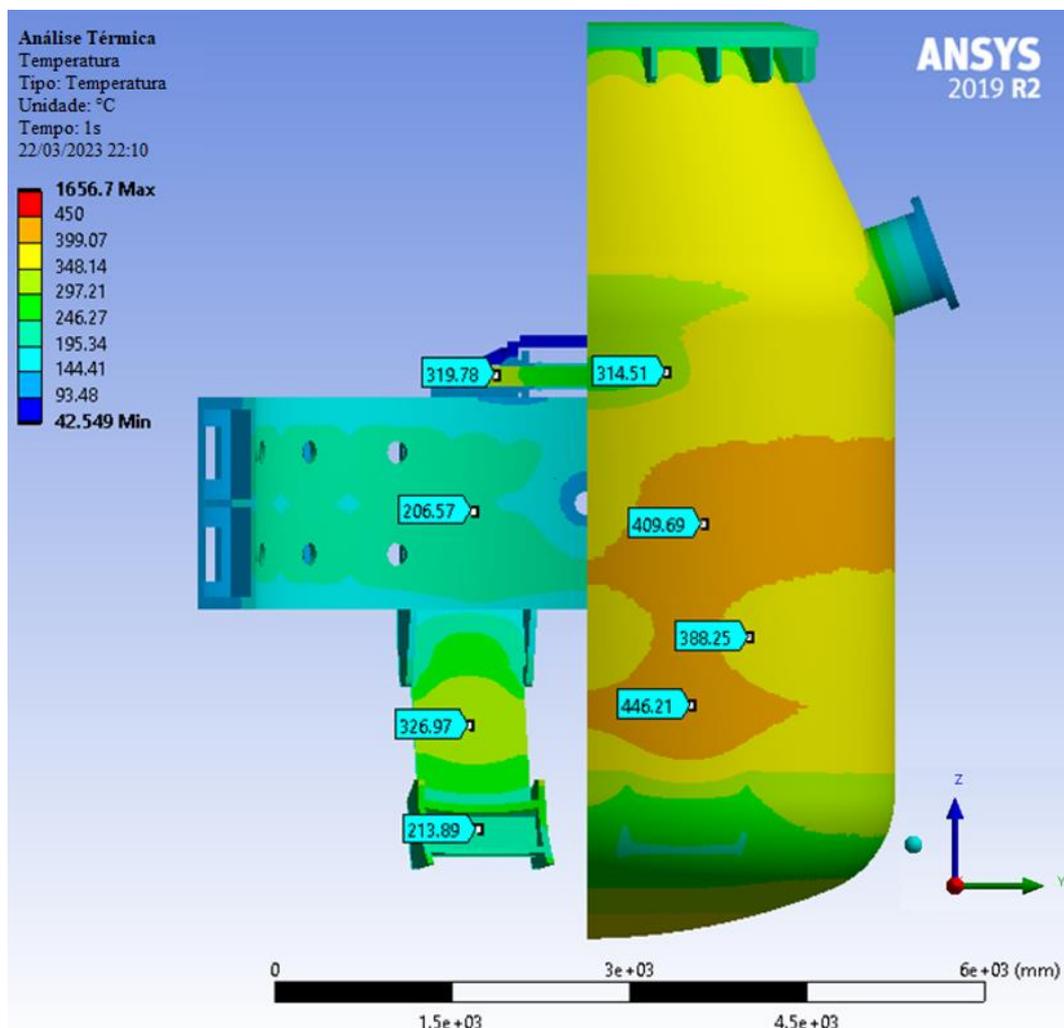
Comparando as temperaturas obtida pelo cálculo por Elementos Finitos e pela AISE 1998 nas mesmas regiões, pode-se verificar que os parâmetros de processo, geometria, materiais utilizados e suas dimensões podem alterar o perfil de temperaturas ao longo do convertedor. Além disso, verifica-se pela AISE 1998 um maior gradiente de temperatura do cone superior (420 °C) até o vaso na região de transição para o anel de basculamento (310 °C) e do vaso para a região do fundo (150 °C), que pode contribuir com distorções mais severas no vaso causado pela dilatação, atenuando fenômenos como a fadiga e a fluência.

Esse gradiente não é observado no convertedor estudado. Avaliando as mesmas regiões, observa-se que as temperaturas nos mesmos pontos estão em torno de 388,1 °C no cone superior, 374,5 °C na região de transição do vaso para o anel de basculamento e uma variação de 293,8 °C e 339,5 °C na região do fundo, conseqüentemente, obtendo uma menor variação de temperatura.

Vale ressaltar que o processo de transferência de calor por condução térmica ocorre ao longo da espessura dos materiais, dessa forma, se faz necessário avaliar as temperaturas na região interna do vaso, também ilustradas na Figura 39.

Analisando a região interna do vaso, observa-se temperaturas superiores quando comparadas com as temperaturas das regiões externas. Apesar da homogeneidade de temperatura, pode ser observado temperaturas superiores a 450 °C na região entre o Barril e as Lamelas, significando uma intensificação da fluência. Esse aumento de temperatura pode ser justificado pelo fenômeno de reirradiação que ocorre entre a superfície externa do vaso e a superfície interna das Lamelas. Na Figura 39, pode-se avaliar melhor o efeito da radiação.

Figura 39 – Efeitos da Reirradiação no Convertedor



Fonte: Próprio autor.

Mediante o corte do vaso no lado direito da Figura 39 e o corte do anel de basculamento, junto com a lamela, verificou-se a real influência da reirradiação. Nas regiões sob influência

desse fenômeno, há uma concentração de calor, ilustrado pela escala da figura em questão. Como exemplo, o centro das lamelas em conjunto com a região de ocorrência desse fenômeno no vaso, observa-se um aumento considerável de temperatura. Observa-se então um aumento de temperatura de 213,9 °C para 327,0 °C nas lamelas, enquanto no vaso a temperatura aumenta de 388,3 °C para 446,2 °C, um aumento de mais de 100 °C para as lamelas e 50 °C para o vaso. Na região entre o vaso e o anel de basculamento, também se percebe um sensível aumento de temperatura, caracterizado por um anel alaranjado no vaso, em que a temperatura aumentou de 388,3 °C para 409,7 °C.

A partir desses cálculos, observa-se que o convertedor no início de campanha já opera sob regime de fluência e, além disso, mediante a produção do aço e seus ciclos de operação, o refratário de trabalho vai se desgastando gradativamente e conseqüentemente a temperatura no vaso vai aumentando, intensificando ainda mais o efeito da fluência no vaso, podendo levar a falha do aço 16Mo3 caso não seja monitorado.

5.4 Análise Mecânica

De acordo com AIME (1982), há três abordagens para o projeto do vaso e do anel de basculamento de um convertedor, na qual as tensões de operação resultantes são comparadas com as tensões admissíveis, permitindo assim que o projetista possa elaborar uma estrutura segura e econômica. São elas: abordagem simplificada, abordagem normal e abordagem avançada. A abordagem simplificada será abordada neste tópico e as demais serão abordadas nos tópicos seguintes.

Na abordagem simplificada, o cálculo é feito somente por tensões mecânicas (normais e de flexão) e comparadas com as tensões admissíveis à temperatura localizada, uma vez que a tensão admissível reduz com o aumento da temperatura de operação de forma a compensar as elevadas tensões térmicas a maiores temperaturas. No entanto, essa abordagem tende a ser inadequada ou inaceitável para o *Trunnion Ring*, visto o grande gradiente de tensão térmica causado pela considerável distância entre as suas partes internas e externas (AIME, 1982). Para os demais componentes do convertedor são analisados outros critérios, dos quais não são o escopo deste trabalho.

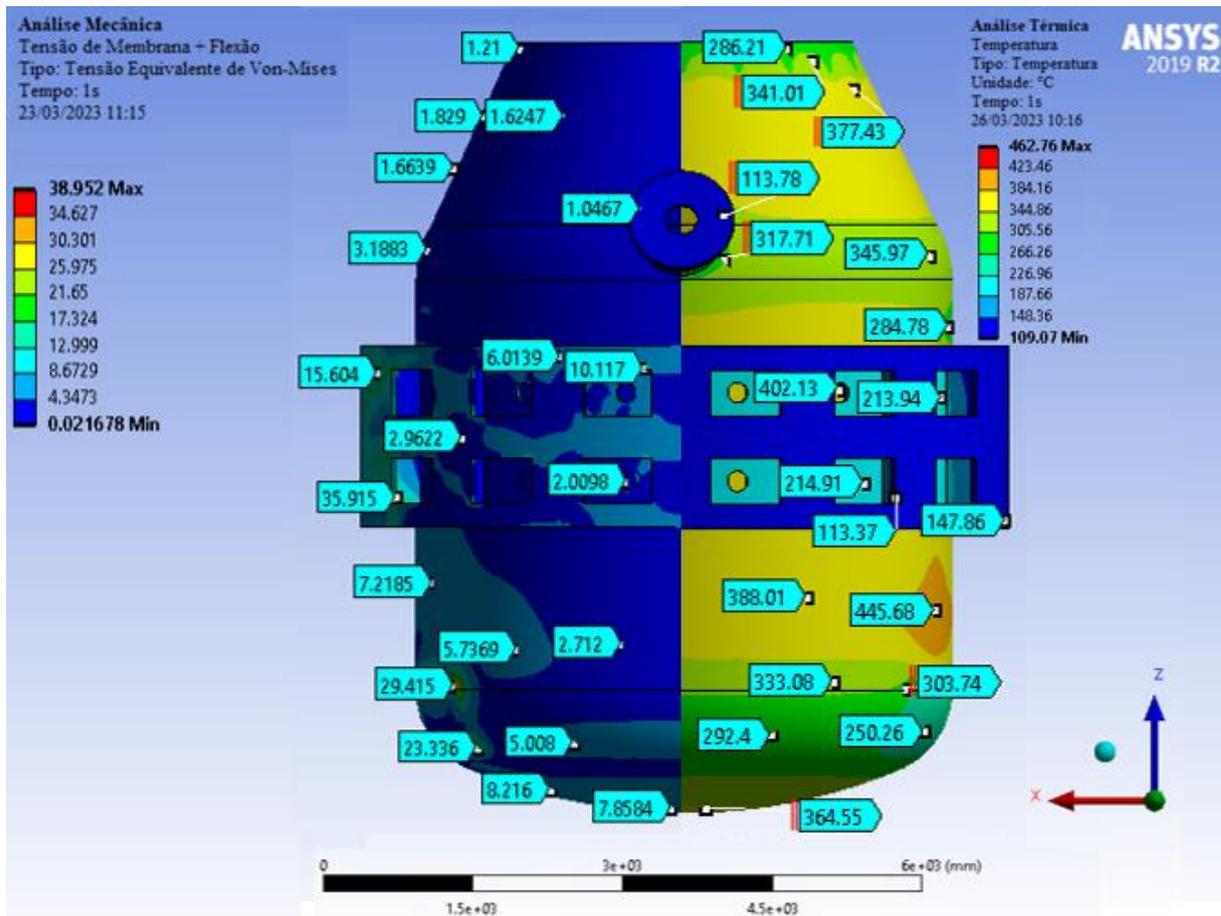
Pode-se observar na Tabela 9, as tensões admissíveis máximas para o 16Mo3, para diferentes temperaturas.

Tabela 9 – Tensões admissíveis para o 16Mo3 à diferentes temperaturas

Temperatura (°C)	Tensão Admissível (MPa)
< 425,0	129,0
450,0	126,0
475,0	105,0
500,0	68,9
525,0	42,8
550,0	23,2

Fonte: Adaptado da ASME BPVC II, Parte D – Materiais (2017).

Em posse desses valores de tensões admissíveis, realizou-se uma avaliação mecânica ($P_m + P_b$) do conversor, a fim de verificar se pela abordagem simplificada seria suficiente aprovar o projeto de um conversor. Na Figura 40, tem-se as tensões e temperaturas correspondentes no conversor.

Figura 40 – Tensões Mecânicas no Conversor

Fonte: Próprio autor.

Comparando-se as tensões admissíveis em função da temperatura e as tensões mecânicas obtidas na análise, observa-se que o convertedor possui tensões extremamente baixas. Dessa forma, ao comparar a maior tensão observada no vaso (29,4 MPa a 303,7 °C) e no *Trunnion Ring* (35,9 MPa a 113,4 °C) com a tensão admissível (129,0 MPa) a essa temperatura, poderia ser concluído que o projeto estaria aprovado do ponto de vista de carregamento estático.

5.5 Análise Termomecânica

Ainda segundo a AIME (1982), na abordagem normal calcula-se a soma das tensões mecânicas e térmicas e em seguida se faz uma comparação delas com a tensão de escoamento a uma dada temperatura. Pode-se observar na Tabela 10 a variação da tensão de escoamento mediante o aumento de temperatura.

Tabela 10 – Tensões de escoamento para o 16Mo3 à diferentes temperaturas

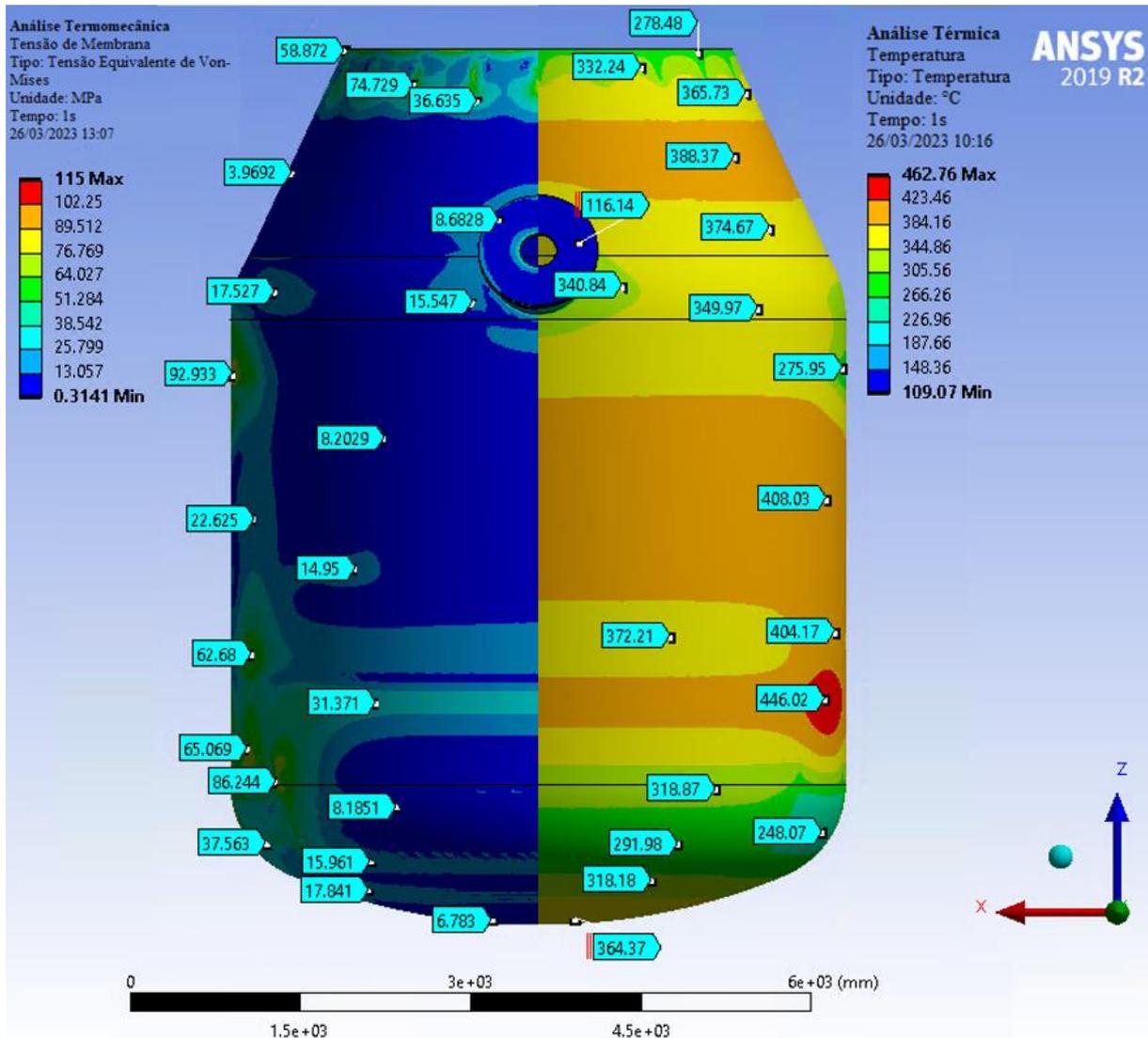
Temperatura (°C)	Tensão de Escoamento (MPa)
40,0	260,0
65,0	250,0
100,0	243,0
150,0	234,0
200,0	227,0
250,0	221,0
300,0	215,0
350,0	208,0
400,0	200,0
450,0	189,0
500,0	176,0

Fonte: Adaptado da ASME BPVC II, Parte D – Materiais (2017)

A avaliação das tensões térmicas e mecânicas faz-se necessário no *Trunnion Ring*, tendo em vista o seu maior gradiente térmico radial, que ocorre devido a maior distância entre as suas superfícies internas e externas, bem como a menor tensão mecânica devido a sua constituição (AIME, 1982).

Na Figura 41, observam-se as tensões termomecânicas P_m em função das temperaturas calculadas para o vaso do convertedor.

Figura 41 – Tensões Termomecânicas P_m no Vaso do Convertedor



Fonte: Próprio autor.

Se tratando de uma abordagem que compara as tensões de escoamento em função da temperatura do aço 16Mo3 (Tabela 10), foi colocado os resultados de tensão de membrana e a temperatura correspondente àquele ponto.

Pode-se observar que na região do *Top Cone* há duas faixas de tensões predominantes. Na primeira faixa, que se situa na região superior do *Top Cone*, verifica-se tensões que variam entre 36,6 MPa e 74,7 MPa. Essa variação pode ser explicada por dois fatores principais, a primeira se dá pela variação significativa de temperatura, partindo de 278,5 °C até alcançar 365,7 °C (uma variação de quase 90,0 °C) e a segunda justificativa se dá pela região haver restrição geométrica, visto que nela há também as nervuras e anel superior, componentes que não foram evidenciados uma vez que não fazem parte deste estudo.

Para a segunda faixa de tensões, observa-se uma homogeneidade de tensões que não excedem 13,06 MPa (tensão em que há mudança de cor da escala nas tensões de membrana), tendo em vista também a homogeneidade de temperatura, variando entre 374,7 °C e 388,4 °C.

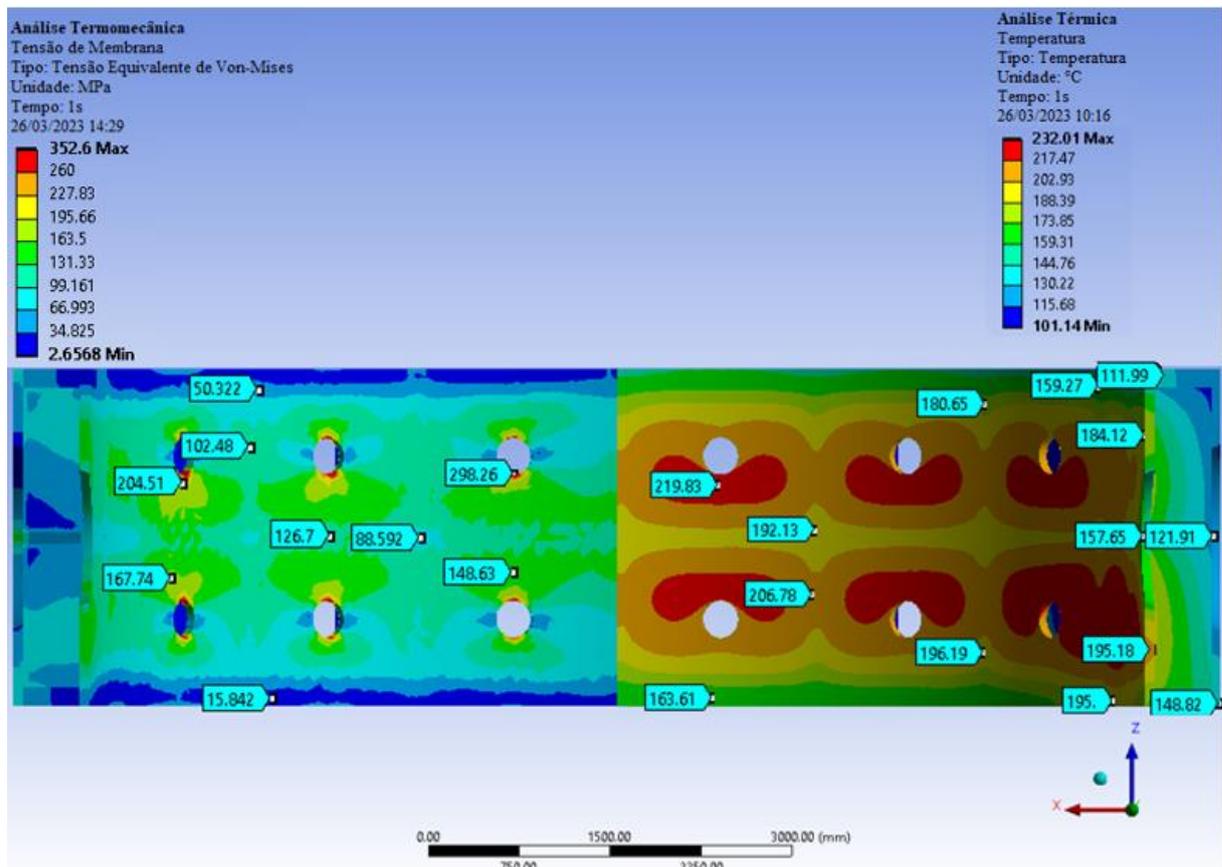
Apesar de ser observado essa variação de tensões que inicia em 4,0 MPa e chega à 74,7 MPa, essas tensões são inferiores às tensões de escoamento entre a faixa de temperatura de 278,5 °C e 388,4 °C, sendo de aproximadamente 218 MPa e 206 MPa, respectivamente.

No Barril pode-se observar uma maior heterogeneidade de tensões na superfície externa. Apesar de a faixa de tensões observadas estarem entre 8,2 MPa e 92,9 MPa, para temperaturas entre 276,0 °C e 446,0 °C, as tensões limites não deveriam exceder 218,0 MPa e 189,0 MPa. Dessa forma, verifica-se que as tensões também permanecem abaixo do limite considerado.

Por fim, na região do Fundo, para temperaturas entre 248,1 °C e 364,4 °C, as tensões limites seriam em torno de 221 MPa e 208 MPa, enquanto o observado foram tensões variando entre 6,8 e 37,6 MPa, também abaixo do limite estipulado.

Na Figura 42 são apresentadas as tensões termomecânicas de membrana para o *Trunnion Ring* em função da temperatura.

Figura 42 – Tensões Termomecânicas P_m no Anel de Basculamento

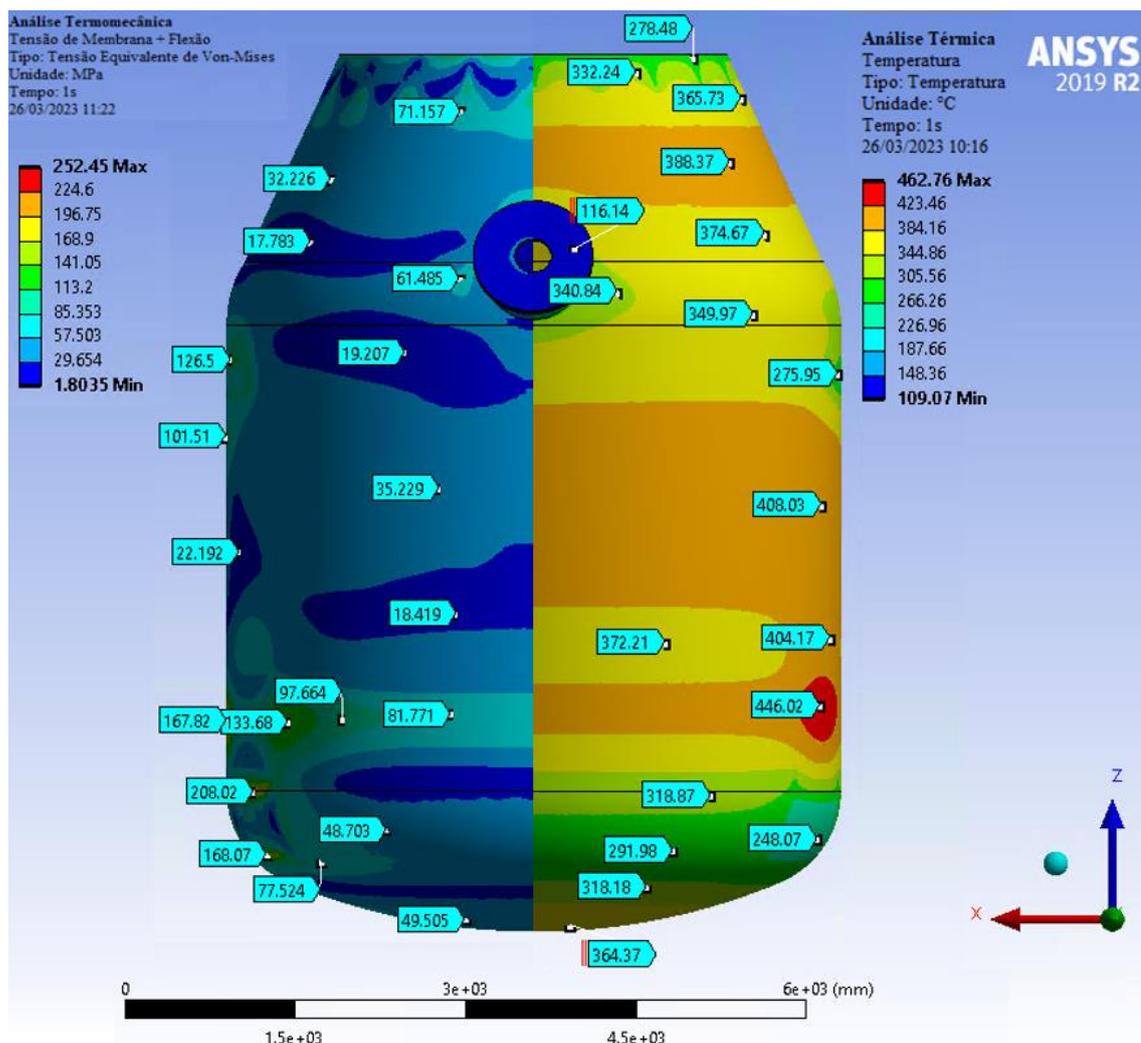


Fonte: Próprio autor.

Comparando-se novamente as tensões de escoamento em função da temperatura, observou-se na região da superfície externa do *Trunnion Ring*, temperaturas variando entre 157,7 °C e 219,8 °C, que limitaria as tensões entre 234,0 MPa e 224,0 MPa, respectivamente. Foi observado que na maior parte desse componente, as tensões não foram superiores a 148,6 MPa, enquanto na região em que se tinha furos para promover uma refrigeração por convecção, constatou-se tensões superiores ao limite permitido. Todavia, essa tensão pode ser justificada pela descontinuidade e concentração de tensão que um furo promove, deslocando as linhas de tensão para regiões adjacentes e assim aumentando as tensões também nas regiões adjacentes ao furo.

Seguindo os cálculos realizados, os próximos dizem respeito às tensões termomecânicas de membrana e de flexão (P_m e P_b), conforme ilustrado na Figura 43.

Figura 43 – Tensões Termomecânicas $P_m + P_b$ no Vaso

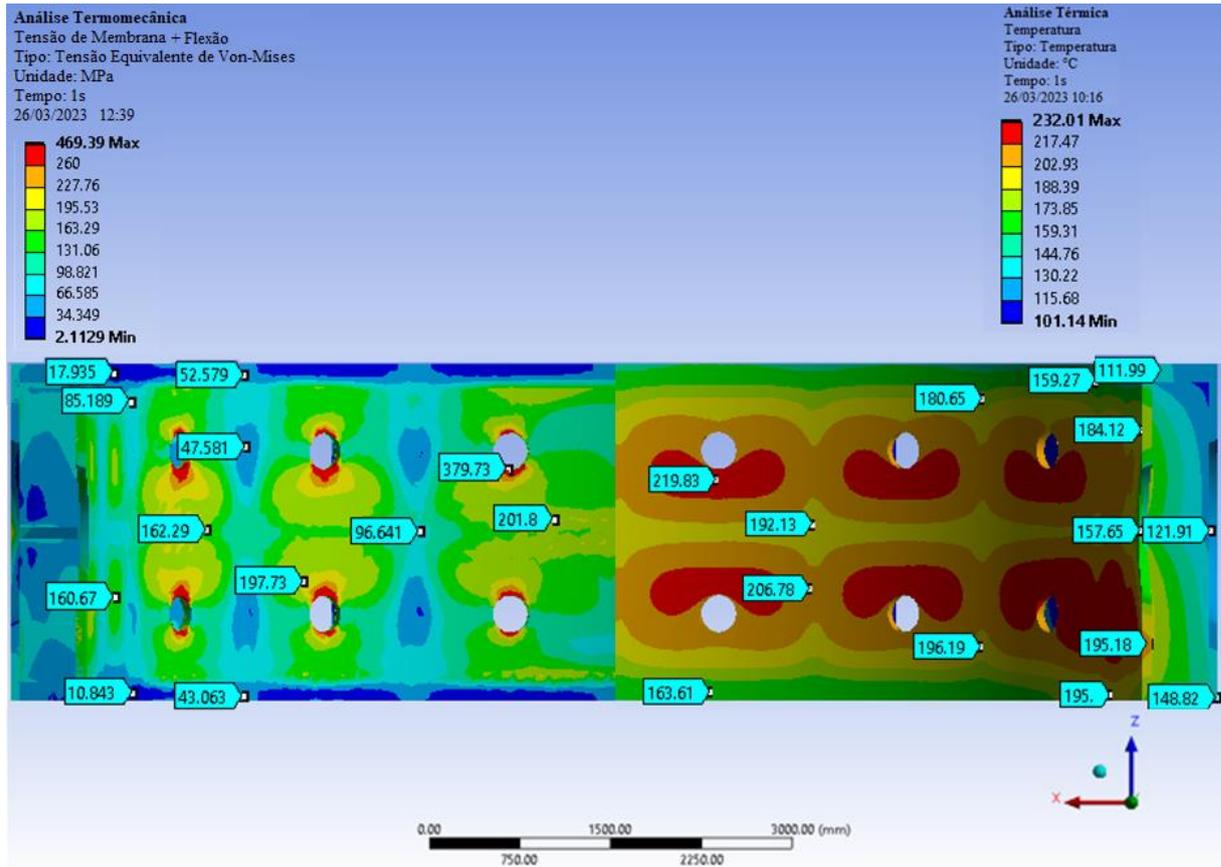


Fonte: Próprio autor.

Mediante a comparação de tensões, houve um aumento de tensão em todas as regiões do Vaso, todavia, a maior tensão obtida (208,0 MPa) para 318,9 °C ainda está dentro do limite estipulado pela Tabela 10, que é em torno de 214,0 MPa.

As demais tensões podem ser observadas na Figura 44.

Figura 44 – Tensões Termomecânicas $P_m + P_b$ no Anel de Basculamento



Fonte: Próprio autor.

Assim como na discussão sobre as tensões de membrana no *Trunnion Ring*, observou-se que na faixa de temperatura de 157,7 °C e 219,8 °C, as tensões admissíveis seriam 234,0 MPa e 224,0 MPa, respectivamente. Mesmo assim, a maior parte das regiões as tensões obtidas estavam abaixo dos limites, exceto a região adjacente aos furos. Assim como na discussão sobre os furos, a justificativa permanece a mesma, de que o aumento de tensões se dá pela concentração das linhas de tensão que o furo ocasiona. Apesar disso, convém verificar essas tensões pela abordagem avançada.

5.6 Análise da Acumulação Progressiva de Deformação Plástica

A terceira abordagem, segundo a AIME (1982) é a abordagem avançada. Esta metodologia é mais sofisticada e complexa e, devido a tais características, ela se torna menos aplicada às práticas de projetos. Todavia, quando se trata de convertedores maiores, essa abordagem se torna mais necessária, devido à complexidade que esses equipamentos apresentam, devido ao espaço ocupado e ao seu próprio peso. Esse método em questão é completamente descrito na ASME BPVC, Seção VIII, Divisão 2 e se chama “*Design Based on Stress Analysis*”. De forma geral, são calculadas as tensões gerais de membrana (primária e local), tensão primária de flexão, tensão secundária de membrana mais flexão e pico de tensão, que são classificadas em cinco grupos de tensões admissíveis para comparação com diferentes combinações de grupos de tensões calculadas, em que a soma de todas as tensões primárias e secundárias precisam ser menores que três vezes o valor de tensão-intensidade projetado ou duas vezes o valor da tensão de escoamento do material, limitado à temperatura na região em questão, que foram calculadas pela Equação 27.

Para o presente trabalho, essas tensões foram calculadas pelo *software* ANSYS e em seguida comparada com um comportamento que os materiais podem apresentar, chamado de *ratcheting* ou acumulação progressiva de deformação plástica. Esse comportamento, segundo Bree (1967), é um fenômeno descrito como ciclos assimétricos de tensão entre limites prescritos que causam uma fluência progressiva na direção da tensão média. Em outras palavras, o *ratcheting* é uma deformação inelástica progressiva e incremental caracterizada por um deslocamento do ciclo de histerese tensão-deformação ao longo do eixo da deformação. Quando a amplitude de tensões cíclicas excede o limite elástico, a deformação plástica que ocorre continua se acumulando, abrindo caminho para uma falha catastrófica da estrutura.

De acordo com a ASME BPVC, Seção VIII, Divisão 2, a avaliação do *Ratcheting* possui um critério qualitativo, ou seja, se a soma das tensões ($S_{n,k}$) for inferior a três vezes a tensão admissível de projeto (S) ou duas vezes a tensão de escoamento do 16Mo3 (S_y) em relação à temperatura local, em que o valor de tensão escolhido é o menor e é denominado S_{PS} , não haverá esse fenômeno, se for acima desses critérios, haverá o fenômeno de *Ratcheting*. Esse limite e as tensões em cada região podem ser observadas na Tabela 11.

Tabela 11 – Limite S_{PS} e Tensão Total ($S_{n,k}$) calculados em cada região

Componente	Temperatura (°C)	$S_{n,k}$ (MPa)	S_{PS} (MPa)
Cone	388,3	71,7	387,0
Barril/ <i>Trunnion Ring</i>	405,0	35,2	387,0
Barril/Lamelas	446,2	133,7	378,0
Fundo	365,0	90,2	387,0
<i>Trunnion Ring</i>	191,1	201,8	387,0

Fonte: Próprio autor.

As tensões $S_{n,k}$ e S_{PS} foram calculadas de acordo com as Equações 26, 27 e conforme os valores observados na Tabela 11. Para o cálculo de “X”, S_{Qmb} e S_{Qm} , foram utilizados as Equações 28, 29, 30, 31, 32 e 33:

- Tensão Admissível para Tensões de Membrana Secundária (S_{Qm}): 338 MPa;
- Tensão Admissível para Tensões de Membrana Secundária + Flexão (S_{Qmb}): 1305 MPa;
- Tensão de Membrana Secundária (Q_m): 300 MPa;
- Tensão de Membrana Secundária + Flexão (Q_{mb}): 500 MPa.

Para que houvesse o fenômeno em questão, as tensões $S_{n,k}$, Q_m e Q_{mb} deveriam ser superiores ao critério das Equações 27, 34 e 35:

$$S_{n,k} > S_{PS}$$

$$Q_m > S_{Qm}$$

$$Q_{mb} > S_{Qmb}$$

como elas são inferiores, verifica-se que em nenhuma região haverá o fenômeno de acumulação progressiva de deformação plástica no início de vida do convertedor. Todavia, vale ressaltar que está sendo avaliado somente o convertedor no início de vida, mediante a operação desse equipamento somado com o desgaste dos refratários, haverá aumento das temperaturas nas regiões do convertedor e conseqüentemente aumento das tensões secundárias, de forma que possa ser possível observar o fenômeno de deformação plástica progressiva nos componentes deste equipamento. Uma possibilidade de se avaliar esse tipo de deformação seria através da medição periódica com um equipamento de escaneamento por nuvem de pontos, visto que este tipo de equipamento consegue recriar objetos e estruturas 3D a partir de uma grande coleção de pontos com precisão dimensional (AYMAY, 2023).

5.7 Fadiga

Os convertedores são equipamentos projetados para durar pelo menos 15 anos e uma metodologia para avaliar a sua vida útil é a fadiga. De acordo com a ASME BPVC, Seção VIII, Divisão 2, a fadiga é calculada utilizando a Temperatura ($^{\circ}\text{C}$) de cada região, o Limite de Resistência à Tração (σ_{uts}), a metade da Tensão Máxima em cada região, denominada S_a e o Módulo de Elasticidade (E_t) do aço 16Mo3, bem como a Quantidade de Corridas por Ano (N).

Esses dados podem ser observados na Tabela 12.

Tabela 12 – Dados para o cálculo da Fadiga no Converteedor

Componente	Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)	σ_{uts} (MPa)	S_a (MPa)	E_t (GPa)	N
Cone	388,3		35,9	172,0	
Barril/ <i>Trunnion Ring</i>	405,0		17,6	171,0	
Barril/Lamelas	446,2	450,0	66,9	162,0	6797
Fundo	365,0		45,1	177,0	
<i>Trunnion Ring</i>	191,1		100,9	197,0	

Fonte: Próprio autor.

Dispostos desses dados da Tabela 12, a vida útil pode ser calculada através das Equações 36, 37, 38 e 39. A partir desses cálculos, obtém-se a vida útil em cada região, conforme a Tabela 13.

Tabela 13 – Vida útil para cada componente do Converteedor

Componente	Vida do Converteedor (Anos)
Cone	15,0
Barril/ <i>Trunnion Ring</i>	15,0
Barril/Lamelas	15,0
Fundo	15,0
<i>Trunnion Ring</i>	15,0

Obs.: A vida de projeto máxima de cada componente foi limitada em 15 anos.

Fonte: Próprio autor.

Mediante a vida útil calculada e apresentada na Tabela 13, pode-se verificar que para as regiões analisadas, o critério de 15 anos de vida útil foi satisfeito. Isso significa que o

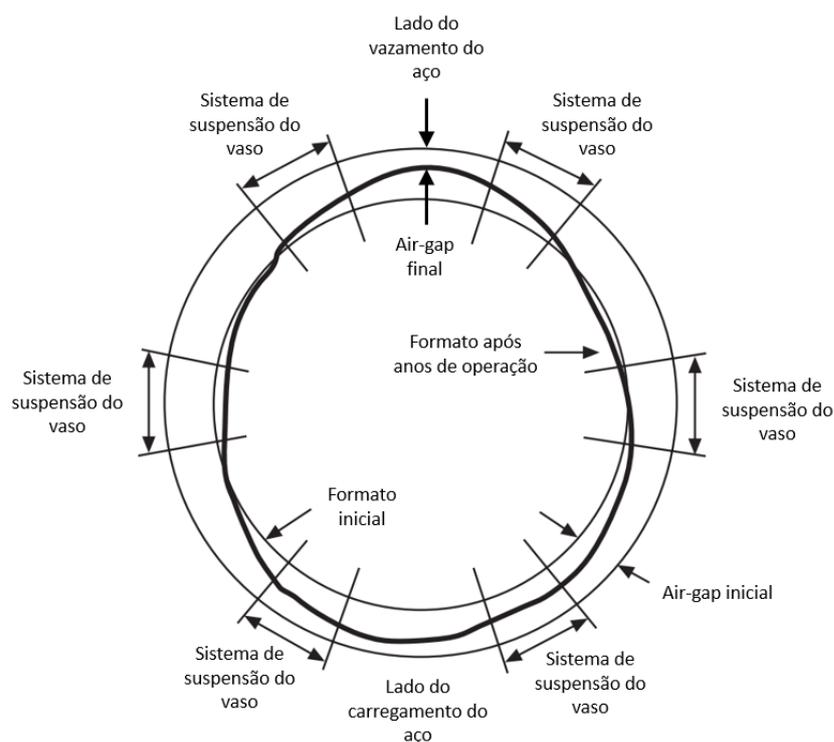
equipamento tende a não falhar por fadiga, desde que as tensões de cada ciclo não ultrapassem o limite S_a .

5.8 Fluência

Segundo a *AISE Technical Report N° 32* (1998), o cálculo da fluência é realizado para estimar a vida de projeto dos convertedores. Os cálculos realizados levam em consideração o primeiro estágio por não ser superior a 1.000 horas de operação do equipamento e o segundo estágio de fluência, por se tratar de uma deformação linear que pode ser calculada através de diferentes métodos, sendo um dos métodos a distorção do vaso, que será demonstrada adiante. Por se tratar de um equipamento que produz um material (aço) a elevadas temperaturas (cerca de 1650 °C), não se pode haver ruptura pelo terceiro estágio de fluência, uma vez que isso causaria um acidente catastrófico na produtora de aço.

Mediante os ciclos de operação, o vaso do convertedor vai sofrendo acúmulo de deformação plástica ao longo do tempo (fluência), de forma a distorcer e aumentar o seu diâmetro no sentido do carregamento e do vazamento, reduzindo assim o espaço entre a superfície externa e a superfície interna do anel de basculamento, chamado de *Air-Gap*. Tal efeito pode ser observado na Figura 45.

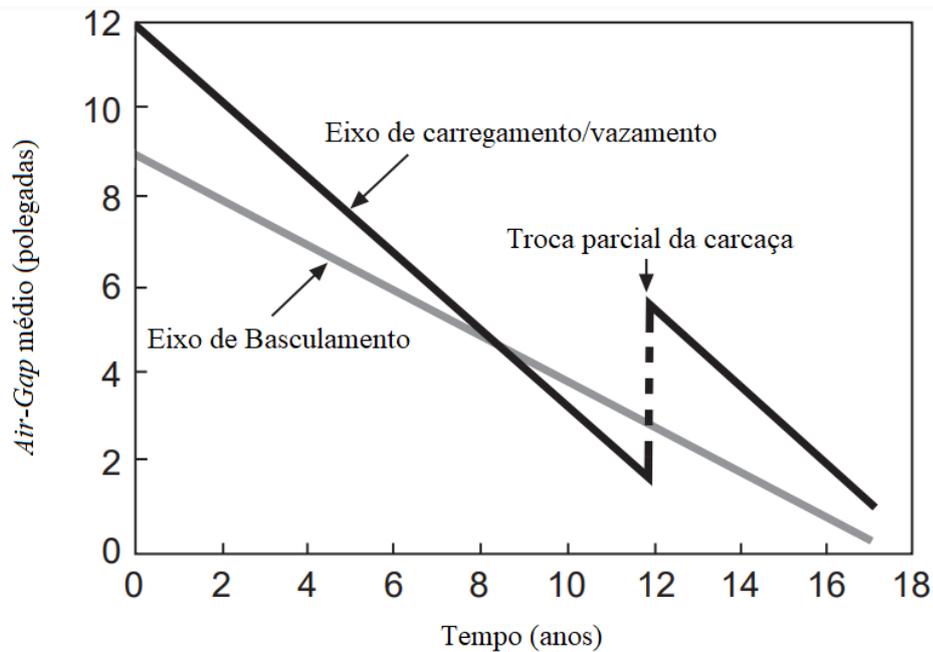
Figura 45 – Distorção do vaso do convertedor



Fonte: Adaptado da AISE (1998).

Quando o *Air-Gap* chega em um valor mínimo determinado pelo fabricante do equipamento, o vaso é retirado de operação para substituição parcial ou total do vaso (AISE, 1998). Pode-se verificar um exemplo de deformação por fluência do vaso na Figura 46.

Figura 46 – Redução do *Air-Gap* ao longo dos anos do convertedor



Fonte: Adaptado da AISE (1998).

Para o presente trabalho, foi considerado um *Air-Gap* inicial de 150 mm e final de 40 mm, uma vez que permitir a deformação total poderia causar a perda da estabilidade dimensional do equipamento e acarretar uma falha catastrófica. Mediante às Equações 40, 41, 42, 43 e 44, foram calculados a deformação total por fluência (ϵ) ao longo de 15 anos de operação, bem como a taxa de deformação ao longo deste período (v_o) e por fim a fluência no estágio primário (ϵ_p), considerando que o convertedor opera 40 minutos a cada hora. Esses resultados são apresentados na Tabela 14.

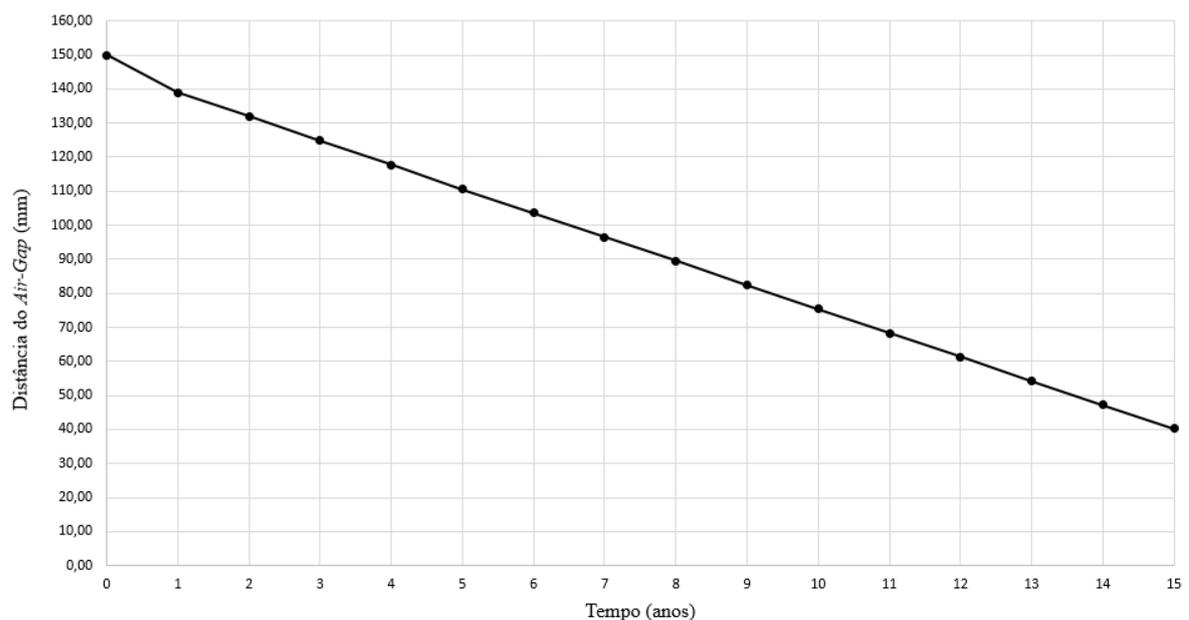
Tabela 14 – Valores de deformação por fluência

Variável analisada	Valor
ΔC (mm)	349,101
ε (mm/mm)	0,021
ε_p (mm)	2,640
v_o (mm/mm/hr)	$2,315 \times 10^{-7}$

Fonte: Próprio autor.

O acompanhamento da taxa de deformação ao longo da operação do convertedor é suma importância, uma vez o equipamento pode trabalhar com variáveis dinâmicas de carregamento, sopro e manutenção, dentre outras, de forma que a taxa de deformação pode ser diferente daquela calculada no projeto. Tendo isso em mente, determinou-se que o acompanhamento poderia ser realizado a cada seis meses (tempo de duração média de uma campanha do convertedor) no período de parada do equipamento para troca dos refratários, para assim medir o *Air-Gap* teórico através do uso de instrumento de medição, na região de carregamento e vazamento, com objetivo de estabelecer a taxa de deformação em milímetros aceitável a cada ano, conforme pode-se verificar no Figura 47.

Figura 47 – Redução estimada do *Air-Gap* ao longo dos anos



Fonte: Próprio autor.

Através do valor de *Air-Gap* esperado a cada ano, o cliente pode comparar a distância teórica e real a fim de acompanhar a real taxa de deformação do vaso e verificar o quão agressivo está o fenômeno de fluência, de forma a poder concluir se o tipo e espessura de refratário utilizado está dimensionado corretamente para a operação do convertedor, de forma que em caso negativo, pode-se realizar um novo projeto de refratários, para prolongar a vida do vaso do convertedor.

6 CONCLUSÕES

Esse trabalho consistiu na realização de uma avaliação termomecânica de um convertedor LD de uma grande produtora de aço brasileira, com intuito de avaliar as tensões atuantes nesse equipamento e identificar o fenômeno de redução da sua vida útil.

De acordo com os resultados obtidos pelas análises numéricas e segundo a AIME (1982), conclui-se que realizar o projeto de um convertedor através de abordagens simplificadas pode ser inadequado, dada a superficialidade com que os resultados são obtidos. Validar o projeto de um convertedor somente pelas tensões mecânicas pode ser uma prática pouco indicada, tendo em vista que, se fosse calculada a vida útil a partir desses valores, o convertedor teria uma duração indeterminada, uma vez que as tensões mecânicas calculadas são muito inferiores ao limite de escoamento na temperatura de operação.

A partir dos resultados termomecânicos pode-se calcular as tensões do convertedor através da abordagem normal e avançada, que permitiu compreender o real comportamento do convertedor nas condições de operação e com isso obter uma vida útil coerente com o que é projetado. Além disso, conclui-se a importância de realizar a abordagem avançada, tendo em vista que com essa abordagem tornou-se capaz de avaliar o fenômeno de acumulação progressiva de deformação plástica, um fenômeno capaz de acelerar a falha do equipamento em operação e assim causar acidentes mediante o vazamento de aço líquido.

Ao realizar uma avaliação por fluência, verificou-se uma esperada deformação no vaso do convertedor, a fim de fornecer uma previsibilidade e forma de verificação do *Air-Gap*, com o objetivo de determinar a vida remanescente do equipamento.

Em suma, pode-se concluir que o mecanismo de redução de vida útil do convertedor estudado no início de vida se dará pelo fenômeno de fluência. Todavia, mediante o desgaste dos refratários, o mecanismo de redução de vida útil poderá ser dado pela acumulação progressiva de deformação plástica ou até mesmo fadiga termomecânica. Dessa forma, como sugestão para trabalhos futuros, poderia ser realizada uma análise termomecânica para o fim de vida desse tipo de equipamento, para avaliar qual dos mecanismos citados poderia ser o mais influente na redução da sua vida útil e assim verificar a possibilidade de propor alterações de projeto. Como exemplos, poderíamos citar a adição de refrigeração por ar forçado na região entre o barril e o anel de basculamento ou o aumento das espessuras dos refratários de trabalho e permanente, com objetivo de reduzir a temperatura nessas regiões, minimizando os fenômenos de *ratcheting* ou fluência e promover mais segurança durante a operação do convertedor.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AIME. **BOF Steelmaking**: volume one, introduction, theory, and design part 1. 2. ed. Warrendale, Pennsylvania, USA, 1982.

AISE STEEL FOUNDATION. **Making, Shaping and Treating of Steel**. 11. ed. Pittsburgh, PA, USA: Association of Iron and Steel Engineers, 1998.

ANSYS GUIDE. **Ansys Mechanical APDL Element Reference**. Ansys, Inc. 2011.

ARAÚJO, L. A. **Manual de Siderurgia**. 2 ed. Brasil: Editora Arte e Ciência, 2009. vol 1.

ASM INTERNATIONAL. **ASM Metals handbook of fatigue and fracture: Vol 19**. ASM International, 1996.

ASME. **ASME Boiler and Pressure Vessel Code: an International Code: Rules for construction of pressure vessels. VIII**.

ASME. **ASME boiler and pressure vessel code 2017 - Section 2 - Materials - Part D - Properties (Metric)**. 2017.

AYMAY, L. B. **Nuvem de pontos: o que é e como funciona?** Disponível em: <<https://thorusengenharia.com.br/nuvem-de-pontos-o-que-e-e-como-funciona/>>. Acesso em: 8 jun. 2023.

BELHOCINE, A.; ABDULLAH, O. I. A thermomechanical model for the analysis of disc brake using the finite element method in frictional contact. **Journal of Thermal Stresses**, v. 43, n. 3, p. 305–320, 15 nov. 2019.

BREE, J. Elastic-plastic behaviour of thin tubes subjected to internal pressure and intermittent high-heat fluxes with application to fast-nuclear-reactor fuel elements. **Journal of Strain Analysis**, v. 2, n. 3, p. 226–238, 1 jul. 1967.

CALLISTER, W. D; RETHWISCH, D. G. **Materials Science and Engineering: an Introduction**. Brantford, Ont.: W. Ross Macdonald School Resource Services Library, 2016.

CAVALIERE, P. **Ironmaking and Steelmaking Processes: Greenhouse Emissions, Control, and Reduction**. Cham: Springer International Publishing, 2016.

CHIAVERINI, V. **Aços e Ferros Fundidos**. 7ª Edição. São Paulo: Associação Brasileira de Metalurgia e Materiais, 2005. 599 p.

DAI, Y. et al. Corrosion mechanism and protection of BOF refractory for high silicon hot metal steelmaking process. **Journal of Materials Research and Technology**, v. 9, n. 3, p. 4292–4308, maio 2020.

GOMES, C.; FONSECA, E. M. M.; LOPES, H. M. Thermomechanical Analysis of Steel-to-Timber Connections under Fire and the Material Density Effect. **Applied Sciences**, v. 12, n. 20, p. 10516, 18 out. 2022.

GRUBER, D.; ANDREEV, K.; HARMUTH, H. Optimisation of the Lining Design of a BOF Converter by Finite Element Simulations. **Steel Research International**, v. 75, n. 7, 1 jul. 2004.

GUPTA, R. C. **Fuels, Furnaces and Refractories**. Prentice-Hall Of India, 2016.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**, 6ª ed., Rio de Janeiro: Editora LTC, 2008.

KUMAR, R. et al. Thermo-structural analysis of composite structures. **Materials Science and Engineering: A**, v. 412, n. 1-2, p. 66–70, 5 dez. 2005.

KUMARI, E.; SINGH, J.; KASERA, G. Analysis of Piston of Internal Combustion Engine under Thermo-mechanical Load. **International Research Journal on Advanced Science Hub**, v. 3, n. Special Issue 9S, p. 11–18, 1 set. 2021.

LOTFY, M. M.; AHMED, H. A.; ELREFAIE, F. A. Estimating the temperature of liquid steel in BOF steelmaking. **Journal of Engineering and Applied Science**. 61(6):581–602, 2014.

MIRLISENNA, G. **O que é o Método dos Elementos Finitos e como ele é usado na simulação**. Disponível em: <<https://www.esss.co/blog/metodo-dos-elementos-finitos-o-que-e/>>. Acesso em: 10 de nov. de 2022.

MOSS, D. R.; BASIC, M. M. **Pressure Vessel Design Manual**. [s.l.] Butterworth-Heinemann, 2012.

MOURÃO, M. B., *et al.* **Introdução à Siderurgia**. 1. ed. São Paulo: ABM, v. 1, 2007.

ÖZGÜN. **Mesh Methods and Element Types in ANSYS Workbench**. Disponível em: <<https://www.mechead.com/mesh-methods-and-element-types-in-ansys-workbench/#:~:text=In%20a%20D%20form%2C%20we>>. Acesso em: 11 de nov. de 2022.

PATRIK, A.; CHIQUESI¹, L. **Uso do método dos elementos finitos para o cálculo dos deslocamentos em treliças**. [s.l.: s.n.]. Disponível em: <<http://izabelahendrix.edu.br/congresso/anais/2020/engenharia/485-499-elementos-finitos.pdf>>. Acesso em: 13 dez. 2022.

ROARK, R. J.; YOUNG, W. C.; BUDYNAS, R. G. **Roark's formulas for stress and strain**. New York: Mcgraw-Hill, 2002.

ROUT, B. K. *et al.* Dynamic Model of Basic Oxygen Steelmaking Process Based on Multi-zone Reaction Kinetics: Model Derivation and Validation. **Metallurgical and Materials Transactions B**, v. 49, n. 2, p. 537–557, 8 jan. 2018.

SCHACHT, C. A. **Refractories Handbook**. New York: Marcel Dekker, 2004.

SESHADRI SEETHARAMAN, *et al.* **Treatise on Process Metallurgy. Vol. 3, Pt. B, Industrial Processes, Part B**. Amsterdam: Elsevier, 2014.

SHACKELFORD, James F; DOREMUS, Robert H ; SPRINGERLINK (ONLINE SERVICE). **Ceramic and Glass Materials : Structure, Properties and Processing**. New York, Ny: Springer Us, 2008.

SILVA, A. J. **Estudos dos principais processos metalúrgicos de aciaria (EOF, FEA, LD)**. Divinópolis: Faculdade Pitágoras / Unidade Divinópolis, 2013. 54 p.

Total Materia - The world's most comprehensive materials database. Disponível em: <<https://search.totalmateria.com/MaterialDetails/MaterialDetail?vkKey=1473709&keyNum=2&type=3&hs=0>>. Acesso em: 20 jun. 2023.

ZHENG, Yao ; WANG, Hehui. Thermal Stress Analysis of Tube Plate and Tube Bundle of Multi-Tube Pass Spirally Corrugated Tubes Heat Exchanger. **IOP Conference Series: Earth and Environmental Science**, v. 687, n. 1, p. 012130, 2021.

ZOLOCHEVSKY, A. Theory of creep deformation with kinematic hardening for materials with different properties in tension and compression. **International Journal of Plasticity**, v. 21, n. 3, p. 435–462, 2005.

WRIGHT, R. N. **Wire technology : process engineering and metallurgy**. Amsterdam I Pozostale: Elsevier, Copyright, 2016.