

**LUCAS DIAS BORGES**

**ANÁLISE DE FADIGA EM ENGRENAGEM PLANETÁRIA  
DO EC225 VIA SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**2025**

**LUCAS DIAS BORGES**

**ANÁLISE DE FADIGA EM ENGRENAGEM PLANETÁRIA  
DO EC225 VIA SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à  
Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade  
Federal de Uberlândia como parte dos requisitos  
para obtenção do título de Bacharel em Engenharia  
Aeronáutica.

Orientador: Prof. Dr. Fernando Lourenço

**Uberlândia - MG**

**2025**

**LUCAS DIAS BORGES**

**FATIGUE ANALYSIS OF THE EC225 PLANETARY GEAR  
THROUGH COMPUTATIONAL SIMULATION**

Final Paper submitted to the Faculty of Mechanical Engineering from Federal University of Uberlândia in partial fulfillment of the requirements for the degree of Aeronautical Engineer.

Advisor: Prof. Dr. Fernando Lourenço

**Uberlândia - MG**

**2025**

**LUCAS DIAS BORGES**

# **ANÁLISE DE FADIGA EM ENGRENAGEM PLANETÁRIA DO EC225 VIA SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à  
Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade  
Federal de Uberlândia como parte dos requisitos  
para obtenção do título de Bacharel em Engenharia  
Aeronáutica.

Uberlândia, 27 de novembro de 2025

## **BANCA EXAMINADORA:**

---

Prof. Dr. Fernando Lourenço de Souza  
(Orientador)  
FEMEC / UFU

---

Prof. Dr. Higor Luis Silva  
FEMEC / UFU

---

Prof. Dr. Leonardo Campanine  
Sicchieri  
FEMEC / UFU



# AGRADECIMENTOS

---

---

Agradeço ao meu pai, Celso Borges, minha mãe Elaine Borges e minha irmã Mariana Borges pelo apoio incondicional e por sempre acreditar no meu potencial, mesmo nos momentos conturbados.

Ao meu orientador, Professor Fernando Lourenço, pela orientação atenciosa, pela paciência, pela compreensão e pela sabedoria compartilhada durante todo o processo de construção deste trabalho. Sua contribuição foi essencial para o meu crescimento acadêmico e pessoal.

Aos amigos que fiz durante a graduação, que tornaram essa jornada mais leve e significativa. Cada conversa, cada risada e cada momento de companheirismo foram fundamentais para que eu chegasse até aqui com mais força e motivação.

Por fim, agradeço a todos que, de alguma forma, fizeram parte desta caminhada e contribuíram para que este sonho se tornasse realidade.

*“A mente que se abre a uma nova ideia  
jamais voltará ao seu tamanho original.”  
(Albert Einstein)*

# RESUMO

BORGES, L. D. **Análise de Fadiga em Engrenagem Planetária do EC225 via Simulação Computacional**. 2025. 70 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Aero-náutica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia - MG, 2025.

Este trabalho apresenta a análise e desenvolvimento do modelo computacional da engrenagem planetária presente na Main Gear Box (MGB) do Helicóptero EC225 Super Puma, afim de mitigar as falhas do componente devido a fadiga, visto que a falha por fadiga em componentes de sistemas de transmissão são recorrentes pelo fato de ser submetido a cargas cíclicas. Neste trabalho foi feita a investigação do acidente do Voo 241 de serviço de helicóptero CHC perto de Turøy na Noruega, que ocorreu devido a falha por fadiga da engrenagem planetária da MGB do EC225 SuperPuma. Assim foi realizado uma análise e proposto melhorias neste componente, usando os softwares SolidWorks para criação do modelo do Computer Aided Design (CAD) e o ANSYS para realizar as simulações estruturais de fadiga utilizando o Método de Elementos Finitos (MEF). Além disso foi analisado os critérios e métodos de fadigas para realizar tais simulações. Após o estudo e análise das simulações da engrenagem composta pelo aço 16NCD13, sendo ele o original da engrenagem, foi proposto uma solução de melhoria do material do componente estudado, assim foi feita a comparação do aço original com o aço Maraging 18Ni e aço 300M. Com os resultados obtidos das simulações, ao comparar os aços entre eles foi possível observar o aumento significativo da quantidade de vidas completas do componente ao escolher o Aço Maraging ou 300M, onde o aço Marging demonstrou uma melhoria maior. Com a análise computacional e os métodos utilizados, foi possível obter uma solução de melhoria do material do componente estudado, contribuindo com o aumento da confiabilidade e segurança do projeto aeronáutico.

**Palavras-chave:** Engrenagem planetária, Main Gear Box, Ansys, Falha por Fadiga, Análise.

# ABSTRACT

BORGES, L. D. **Fatigue Analysis of the EC225 Planetary Gear through Computational Simulation**. 2025. 70 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Aeronáutica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia - MG, 2025.

This study presents the analysis and development of a computational model of the planetary gear located in the Main Gear Box (MGB) of the EC225 Super Puma helicopter, with the objective of mitigating component failures caused by fatigue. Fatigue failures in transmission system components are recurrent due to their exposure to cyclic loads. In this study, the accident involving CHC Flight 241 near Turøy, Norway, was investigated, which occurred as a result of fatigue failure in the planetary gear of the MGB of the EC225 Super Puma. Based on this case, an analysis was conducted and improvements to the component were proposed, employing SolidWorks software for the creation of the Computer-Aided Design (CAD) model and ANSYS software to perform structural fatigue simulations using the Finite Element Method (FEM). Additionally, fatigue criteria and methodologies were examined to support the simulations. Following the study and analysis of the simulations of the gear manufactured from 16NCD13 steel, the original material of the gear, a solution was proposed to enhance the material of the studied component. A comparative evaluation was carried out between the original steel and Maraging 18Ni steel and 300M steel. The simulation results revealed a significant increase in the number of complete life cycles of the component when using Maraging or 300M steel, with Maraging steel demonstrating superior improvement. Through computational analysis and the applied methodologies, this research provides a material enhancement solution for the studied component, contributing to increased reliability and safety in aeronautical engineering projects.

**Keywords:** Planetary Gear, Main Gear Box, Ansys, Fatigue Failure, Analysis.

# LISTA DE ILUSTRAÇÕES

---

Figura 1 – Imagem da aeronave EC255 Super Puma. . . . .	19
Figura 2 – Motor Turbomeca Makila 2A. . . . .	20
Figura 3 – Esquemático sistema de transmissão completo do EC225 Super Puma. . . .	20
Figura 4 – Esquemático da caixa de engrenagens principal e do cabeçote do rotor principal do EC225 Super Puma. . . . .	20
Figura 5 – Esquemático caixa de engrenagens principal detalhado. . . . .	21
Figura 6 – Sistema de engrenagens do segundo estágio do módulo epicíclico do EC225 Super Puma. . . . .	21
Figura 7 – Detalhes da engrenagem planetária. . . . .	22
Figura 8 – Fratura devido a fadiga presente na engrenagem planetária do EC225 Puma. . . . .	22
Figura 9 – Representação dos estágio da fratura devido a fadiga presente na engrenagem planetária do EC225 Puma. . . . .	23
Figura 10 – Nomenclatura das medidas dos dentes de uma engrenagem. . . . .	33
Figura 11 – Dimensões gerais da aeronave EC225 Super Puma. . . . .	34
Figura 12 – Desenho 2D com medida da engrenagem planetária do EC225 Super Puma. . . . .	36
Figura 13 – Vista isométrica do modelo 3D da engrenagem planetária do EC225 Super Puma. . . . .	37
Figura 14 – Vista frontal do modelo 3D da engrenagem planetária do EC225 Super Puma. . . . .	37
Figura 15 – Detalhes dos dentes da engrenagem planetária do EC225 Super Puma no modelo 3D. . . . .	38
Figura 16 – Tipos de elementos de malha por dimensão. . . . .	38
Figura 17 – Definição da malha no Ansys. . . . .	40
Figura 18 – Seleção da região do fundo e do dedendo da engrenagem no Ansys. . . . .	40
Figura 19 – Seleção da região do círculo interno no Ansys. . . . .	41
Figura 20 – Representação das forças aplicadas no dente de uma engrenagem. . . . .	41
Figura 21 – Carregamentos e condições de contorno aplicadas na engrenagem no Ansys. . . . .	44
Figura 22 – Pressão de contato aplicada na engrenagem do EC225 Super Puma no Ansys. . . . .	44
Figura 23 – Torque aplicada na engrenagem do EC225 Super Puma no Ansys. . . . .	45
Figura 24 – Cylindrical support aplicado na engrenagem do EC225 Super Puma no Ansys. . . . .	45
Figura 25 – Frictionless support aplicado na engrenagem do EC225 Super Puma no Ansys. . . . .	45
Figura 26 – Representação do estágio da trinca em um componente. . . . .	46
Figura 27 – Representação de uma curva S-N genérica de um material. . . . .	47
Figura 28 – Gráfico representando o critério de Goodman - obtido no Ansys. . . . .	49

Figura 29 – Gráfico representando o critério de Soderberg - obtido no Ansys. . . . .	49
Figura 30 – Gráfico representando o critério de Gerber - obtido no Ansys. . . . .	50
Figura 31 – Gráfico de convergência de malha. . . . .	54
Figura 32 – Malha gerada no Ansys. . . . .	55
Figura 33 – Detalhe da malha gerada no Ansys entre os dentes da engrenagem. . . . .	55
Figura 34 – Tensões Equivalentes de Von-Mises presentes na engrenagem geradas pela condição ideal de carregamento. . . . .	56
Figura 35 – Tensões Equivalentes de Von-Mises presentes na engrenagem geradas pela condição de carregamento 1,5 vezes da condição ideal. . . . .	56
Figura 36 – Regiões com alta concentração de tensão na engrenagem gerada pela condição ideal de carregamento. . . . .	57
Figura 37 – Deslocamentos gerados pela condição ideal de carregamento presentes na engrenagem. . . . .	57
Figura 38 – Deslocamentos gerados pelo carregamento 1,5 vezes maior que o ideal presentes na engrenagem. . . . .	57
Figura 39 – Vida sob fadiga da engrenagem planetária de segundo estágio da MGB devido ao carregamento ideal. . . . .	58
Figura 40 – Dano sob fadiga da engrenagem planetária de segundo estágio da MGB devido ao carregamento ideal. . . . .	58
Figura 41 – Fator de segurança da engrenagem planetária de segundo estágio da MGB devido ao carregamento ideal. . . . .	59
Figura 42 – Fator de segurança da engrenagem planetária de segundo estágio da MGB devido ao carregamento 1,5 vezes maior do ideal. . . . .	59
Figura 43 – Tensão Equivalente de Von-Mises na face da engrenagem planetária devido ao carregamento ideal. . . . .	60
Figura 44 – Gráfico de sensibilidade a fadiga da engrenagem planetária feita de aço 16NCD13 na condição de carregamento ideal. . . . .	61
Figura 45 – Gráfico de sensibilidade a fadiga da engrenagem planetária feita de aço 16NCD13 na condição de carregamento 1,5 vezes maior do ideal. . . . .	61
Figura 46 – Vida sob fadiga na engrenagem planetária feita de aço Maraging 18Ni condição de carga ideal. . . . .	63
Figura 47 – Dano sob fadiga na engrenagem planetária feita de aço Maraging 18Ni na condição de carga ideal. . . . .	63
Figura 48 – Gráfico de sensibilidade a fadiga da engrenagem planetária feita de aço Maraging 18Ni na condição de carregamento ideal. . . . .	64
Figura 49 – Gráfico de sensibilidade a fadiga da engrenagem planetária feita de aço Maraging 18Ni na condição de 1,5 vezes maior que o carregamento ideal. . . . .	64
Figura 50 – Gráfico de sensibilidade a fadiga da engrenagem planetária feita de aço 300M na condição de carregamento ideal. . . . .	65

Figura 51 – Gráfico de sensibilidade a fadiga da engrenagem planetária feita de aço 300M  
na condição de 1,5 vezes maior que o carregamento ideal. . . . . 65

## LISTA DE TABELAS

---

Tabela 1 – Medida gerais da engrenagem planetária. . . . .	36
Tabela 2 – Informações de performance do motor. . . . .	42
Tabela 3 – Carregamentos e resultados obtidos. . . . .	43
Tabela 4 – Propriedades do aço 16NCD13 . . . . .	51
Tabela 5 – Propriedades do aço Maraging 18Ni. . . . .	52
Tabela 6 – Propriedades do aço 300M. . . . .	52
Tabela 7 – Medidas da malha. . . . .	54
Tabela 8 – Resultados das Tensões Equivalente de Von-Mises e Deslocamento. . . . .	55



# LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

---

---

AGMA	American Gear Manufactures Association
ANAC	Agência Nacional de Aviação Civil
CAD	Computer Aided Design
CAE	Computer Aided Engineering
FAA	Federal Aviation Administration
FAR	Federal Aviation Regulations
ICAO	International Civil Aviation Organization
MEF	Método de Elementos Finitos
MGB	Main Gear Box
MRH	Main Rotor Hub
OEI	One Engine Inoperative
RBAC	Regulamento Brasileiro da Aviação Civil
SAE	Society of Automotive Engineers

# LISTA DE SÍMBOLOS

---

---

$\phi$  — Ângulo de Pressão

$\sigma_a$  — Tensão Alternada

$\sigma_m$  — Tensão Média

$\sigma'_f$  — Coeficiente de Resistência à Fadiga

$a_d$  — Adendo

$b_d$  — Dedendo

$b$  — Expoente de Fadiga

$c_c$  — Constante de Conversão rpm para rad/s

$D_e$  — Distância de Espaçamento entre Dentes

$d_f$  — Diâmetro do Furo

$d_p$  — Diâmetro Primitivo

$F_e$  — Força de Engrenamento

$F_r$  — Força radial

$h_d$  — Altura completa do Dente

$l_d$  — Largura da Face do Dente

$M_d$  — Módulo do Dente

$N_d$  — Número de Dentes

$N_p$  — Número de Engrenagens Planetárias

$N_f$  — Número de ciclos

$P_c$  — Passo Circular

$P_d$  — Passo Diametral

$P_t$  — Potência total

$P_{cont}$  — Potência de Contingência

$P_{contato}$  — Pressão de Contato entre Rolamento e Engrenagem

$r_f$  — Raio do Filete

$S_u$  — Resistência à Tração Última

$S_e$  — Limite de fadiga

$S_y$  — Limite de Escoamento

$t_{aro}$  — Espessura do Aro da Engrenagem

$t_d$  — Espessura do Dente

$T_e$  — Torque da Engrenagem

$T_{1,5e}$  — Torque da Engrenagem a 1,5 vezes o ideal

$t_{min}$  — Espessura Mínima do Dente

$T_t$  — Torque Total da MGB

$T_{1,5t}$  — Torque Total da MGB a 1,5 vezes o ideal

$V_c$  — Velocidade de Cruzeiro

$V_{max}$  — Velocidade de Máxima

$V_{st}$  — Velocidade de Saída para o Rotor (na Potência Total)

$V_{sc}$  — Velocidade de Saída para o Rotor (na Potência de Contingência)

# SUMÁRIO

---

1	INTRODUÇÃO . . . . .	16
1.1	Objetivos . . . . .	17
1.2	Estrutura do Trabalho . . . . .	17
2	REVISÃO DA LITERATURA . . . . .	18
2.1	Acidente do Voo 241 da CHC Helikopter . . . . .	18
2.2	Normas Aeronáuticas e Critérios de Segurança . . . . .	23
2.3	Sistema de Transmissão em Helicópteros . . . . .	26
2.4	Ferramentas de Modelagem e Simulação Estrutural . . . . .	29
3	METODOLOGIA . . . . .	31
3.1	Softwares . . . . .	31
3.2	Modelagem Geométrica no CAD . . . . .	32
3.3	Modelagem da Malha . . . . .	38
3.4	Carregamentos e Condições de Contorno . . . . .	41
3.5	Métodos de Análise de Fadiga . . . . .	46
3.6	Escolha dos Resultados a serem Obtidos Via Simulação . . . . .	50
3.7	Materiais . . . . .	51
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES . . . . .	53
4.1	Parâmetros da Malha . . . . .	53
4.2	Análise do Resultados e Validação do Modelo . . . . .	55
4.3	Propostas de Melhoria . . . . .	62
5	CONCLUSÕES . . . . .	67
5.1	Conclusões . . . . .	67
5.2	Trabalhos futuro . . . . .	68
	REFERÊNCIAS . . . . .	69

---

# INTRODUÇÃO

---

A falha devido a fadiga mecânica é um problema recorrente no setor aeronáutico, onde essa falha se caracteriza pela ruptura do componente abaixo do limite de resistência do material, sendo a causa dessa ruptura o fato de a peça ser submetida a um carregamento cíclico. Deste modo, ao se ter uma alta vida em fadiga no componente aeronáutico, mais segura e eficiente se torna a operação.

Visto que a engrenagem planetária presente na caixa de engrenagem principal do EC225 Super Puma é um componente que está submetido a cargas cíclicas em sua operação e possui uma função fundamental no sistema de transmissão de potência de um helicóptero, cuja principal função é reduzir as velocidades de rotação e aumentar a distribuição de torque no rotor principal. Desse modo, esta pesquisa tem o intuito de apresentar análises e estudos de tal componente para que aumente sua confiabilidade e segurança, evitando acidentes como o Voo 241 da CHC Helikopter Service, que ocorreu em Turøy, na Noruega. Este acidente será usado como base para realizar os devidos estudos.

O presente trabalho busca soluções por meio de simulações computacionais avançadas, que permitem prever o comportamento de determinados componentes e materiais em situações críticas de voo, possibilitando encontrar soluções que reduzam os riscos de fratura devido a fadiga em componentes submetidos a uma alta quantidade de cargas alternadas. Assim, foram utilizadas ferramentas de Computer Aided Design (CAD) e do Método de Elementos Finitos (MEF) para a realização de modelagem 3D e simulações estruturais de fadiga.

Além de realizar estudos da peça com o aço 16NCD13 (atualmente utilizado), foram propostas melhorias no material utilizando o aço Maraging e o aço 300M, com o intuito de melhorar a vida útil do componente.

Por fim, com tais melhorias, o trabalho busca um aumento na confiabilidade e segurança do sistema de transmissão aeronáutico, para que possa evitar acidentes como o ocorrido com a aeronave EC225 Super Puma.

## 1.1 Objetivos

Com isso, tal trabalho tem diversos objetivos específicos que o constituem, sendo esses:

- Investigar e analisar as causas do acidente no Voo 241 da CHC Helikopter Service ocorrido em Turøy na Noruega, a principal falha originou-se na engrenagem planetária da Main Gear Box (MGB) onde apresentou sinais de fratura devido a fadiga, com o intuito de estudar as condições críticas que o componente pode se submeter;
- Estudar e analisar as condições de contorno, as cargas e tensões submetidas durante a operação da engrenagem planetária, tendo o objetivo de identificar as áreas mais vulneráveis e com alta concentração de tensão da estrutura da engrenagem;
- Averiguar informações sobre dimensões e materiais do componente, afim de projetar o modelo Computer Aided Design (CAD) da engrenagem planetária no software SolidWorks para logo após realizar as simulações estruturais computacionais do modelo utilizando o Método de Elementos Finitos através do software ANSYS;
- Analisar e propor alterações nos materiais para aumentar a vida em fadiga do componente, mitigando as possíveis falhas na operação da engrenagem planetária.

## 1.2 Estrutura do Trabalho

Para melhor compreensão do tema, este trabalho está estruturado da seguinte forma:

- **Introdução:** Exibe o tema do trabalho, a motivação e seus objetivos, mostrando a importância da análise de fadiga e melhorias no componente dentro da indústria aeronáutica, principalmente em relação às engrenagens planetárias da Main Gear Box (MGB) do helicóptero EC225 Super Puma;
- **Revisão da Literatura:** Apresenta os estudos e referências utilizados durante o trabalho. Onde são abordados os seguintes tópicos: Voo 241 da CHC Helikopter Service, normas aeronáuticas e critérios de segurança, sistema de transmissão em helicópteros e as ferramentas de modelagem e simulação estrutural.
- **Metodologia:** Mostra os métodos e cálculos aplicados para realizar análises e obter seus resultados. Apresenta os processos de modelagem geométrica, criação da malha, cálculo de carregamentos, condições de contorno, métodos de análise de fadiga e materiais.
- **Resultados e discussões:** Apresentam as análises e os resultados obtidos no decorrer do relatório. Esses resultados referem-se a tensões, deslocamentos, vida em fadiga, dano, fatores de segurança e gráficos de sensibilidade a fadiga. Além disso, são exibidas comparações de materiais e seus desempenhos, a fim de buscar melhorias.
- **Conclusões:** Mostra o que foi concluído do estudo feito, resumindo e destacando os principais resultados das pesquisas e análises. E, por fim, demonstra alguns trabalhos futuros que podem ser realizados com base neste.

---

## REVISÃO DA LITERATURA

---

Neste capítulo são apresentados os fundamentos teóricos necessários para o desenvolvimento deste trabalho com a finalidade de abordar conceitos, pesquisas e estudos relacionados ao tema. Primeiramente, serão apresentadas pesquisas relacionadas às investigações do acidente do voo 241 da CHC Helikopter, buscando informações necessárias para compreender o funcionamento do componente, a operação e as causas que levaram à falha de tal. Logo após, são analisadas as normas aeronáuticas e critérios de segurança estabelecidos por elas. Além disso, são apresentadas pesquisas sobre o funcionamento do sistema de transmissão e da MGB nos helicópteros. Por fim, será mostrado o estudo dos métodos e ferramentas de modelagem e simulação estrutural, com ênfase no uso do software ANSYS e na aplicação do Método dos Elementos Finitos (MEF).

### 2.1 Acidente do Voo 241 da CHC Helikopter

Segundo a Eurocopter (2009) o EC255 Super Puma (apresentado na Figura 1) é um helicóptero bimotor de médio porte com dois motores Turbomeca Makila 2A1(2.382 hp cada), ele foi desenvolvido para missões de longo alcance com a capacidade de transportar 19 passageiros e 3 tripulantes na cabine; tal helicóptero foi projetado para executar missões em alto-mar, de pesquisa, resgate e entre outras missões.

Figura 1 – Imagem da aeronave EC255 Super Puma.



Fonte: Wikipedia (2025).

Tal aeronave possui os seguintes parâmetros de desempenho:

- **Velocidade de cruzeiro( $V_c$ ):** 260 km/h
- **Velocidade máxima( $V_{max}$ ):** 275 km/h
- **Teto de serviço:** 5.900 m
- **Alcance:** 857-937 km (depende da condição da carga)

Observa-se que o helicóptero EC225 Super Puma do acidente ocorrido do voo 241 da CHC Helikopter que ocorreu perto de Turøy na Noruega possuía o número de matrícula LN-OJF e estava com a configuração para transporte de 19 passageiros e 2 tripulantes, como relata a AIBN – Accident Investigation Board Norway (2018). Também é relatado que, no acidente, o helicóptero estava com o Take-Off Weight de 10.150 kg.

O acidente ocorreu no mar perto da ilha de Turøy na Noruega, entre a costa e uma instalação marítima, tal aeronave estava levando os trabalhadores para a plataforma de petróleo. Durante o percurso, a Main Gear Box (MGB) sofreu uma falha crítica, assim levando à perda de controle da aeronave que estava sobrevoando uma área oceânica.

De acordo com Aerossurance (2016), a MGB do EC225 Super Puma se conecta com o cabeçote do rotor principal (Main Rotor Hub), onde sua principal função é reduzir a velocidade de rotação vinda dos dois motores Turbomeca Makila 2A (apresentado na Figura 2) para o rotor principal e distribuir a potência gerada pelos motores.



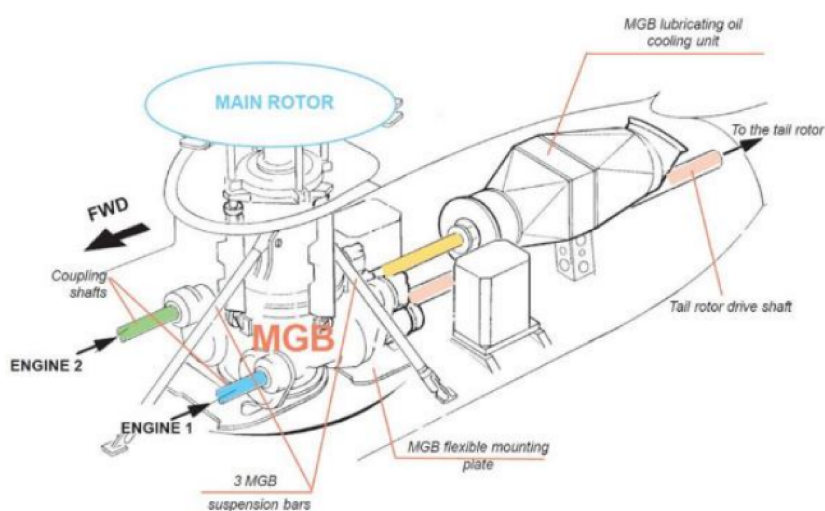
Figura 2 – Motor Turbomeca Makila 2A.



Fonte: Heliflite Brasil (2025).

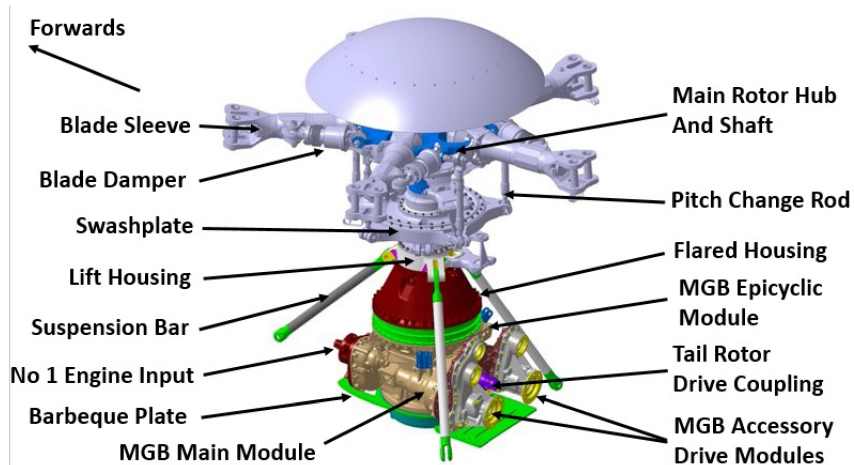
A MGB e o Main Rotor Hub (MRH) se conectam através de um eixo integrado ao rotor principal, como mostram os esquemáticos presentes nas Figuras 3 e 4.

Figura 3 – Esquemático sistema de transmissão completo do EC225 Super Puma.



Fonte: AIBN – Accident Investigation Board Norway (2018).

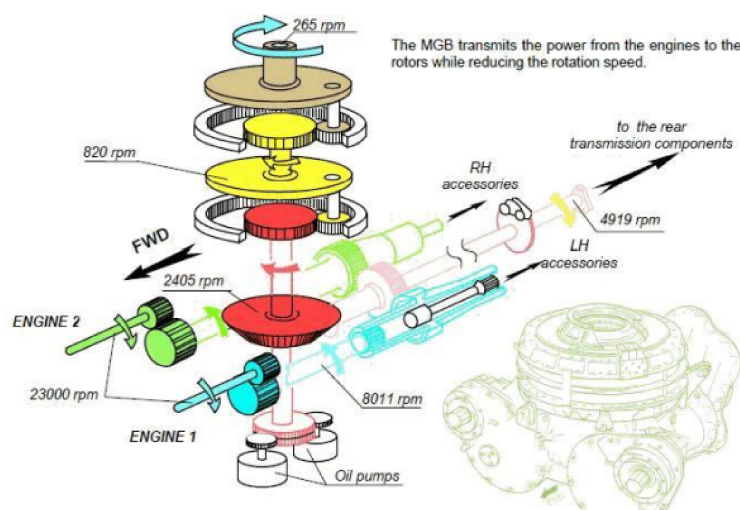
Figura 4 – Esquemático da caixa de engrenagens principal e do cabeçote do rotor principal do EC225 Super Puma.



Fonte: Aerossurance (2016).

Sabe-se que a MGB é modular onde seu módulo principal (composto por engrenagens cônicas) aciona um módulo epicíclico de dois estágios (composto por engrenagem solar, anelar e planetária de dentes retos) e outros dois módulos acessórios, tal sistema é apresentado detalhadamente na Figura 5.

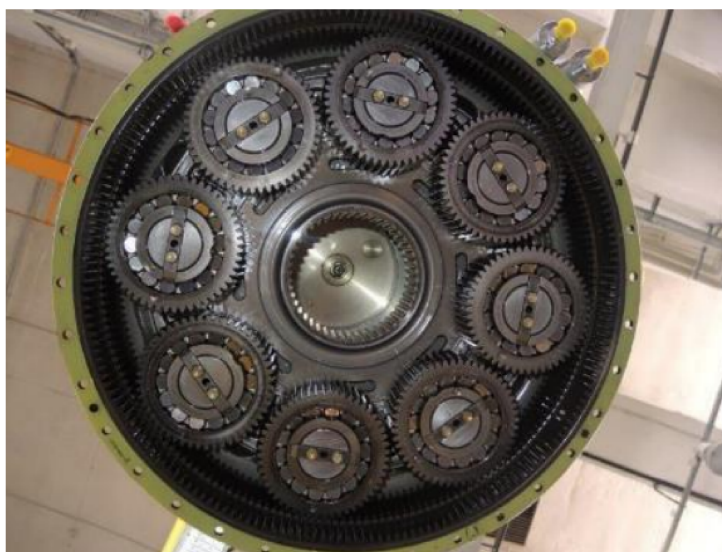
Figura 5 – Esquemático caixa de engrenagens principal detalhado.



Fonte: AIBN – Accident Investigation Board Norway (2018).

Em conformidade com AIBN – Accident Investigation Board Norway (2018), a falha devido a fadiga ocorreu em uma engrenagem planetária presente no segundo estágio do módulo epicíclico da MGB, sendo o estágio que realiza a redução final da velocidade vinda dos motores para 265 rpm. O segundo estágio possui um sistema de engrenagens formado por uma engrenagem solar de dentes retos, uma engrenagem anelar de dentes retos e oito engrenagens planetárias, como mostra a Figura 6.

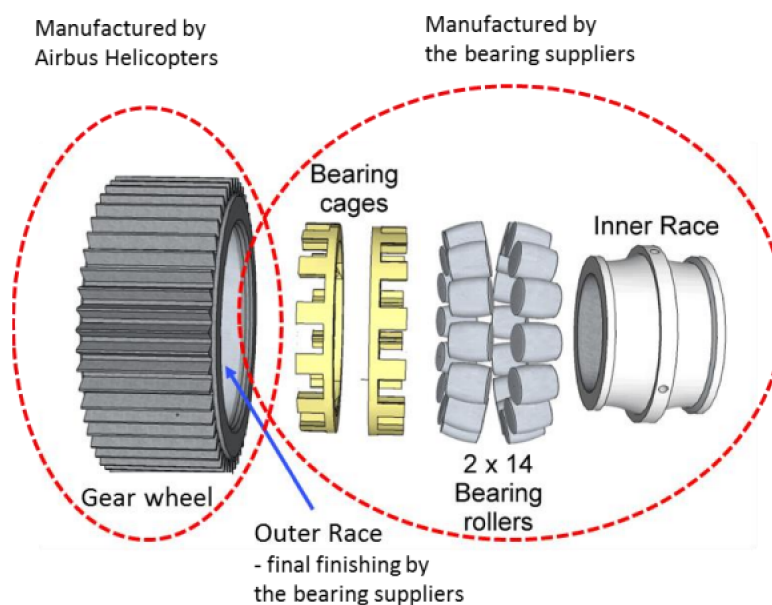
Figura 6 – Sistema de engrenagens do segundo estágio do módulo epicíclico do EC225 Super Puma.



Fonte: AIBN – Accident Investigation Board Norway (2018).

A engrenagem planetária é uma engrenagem cilíndrica que possui 51 dentes retos e tem como material o aço de alta resistência 16NCD13, segundo a AIBN – Accident Investigation Board Norway (2018), onde ela é composta por dois conjuntos de 14 rolos de rolamento com duas gaiolas de rolamento e uma pista interna, sendo tais componentes representados na Figura 7. E tais engrenagens foram fabricadas pelas empresas FAG e NTN-SNR.

Figura 7 – Detalhes da engrenagem planetária.



Fonte: AIBN – Accident Investigation Board Norway (2018).

Segundo a AIBN – Accident Investigation Board Norway (2018), a engrenagem planetária presente no acidente apresentou fraturas devido a fadiga, pois foram feitas inspeções visuais do componente pós o acidente. A fratura analisada está presente nas Figuras 8 e 9.

Figura 8 – Fratura devido a fadiga presente na engrenagem planetária do EC225 Puma.



Fonte: AIBN – Accident Investigation Board Norway (2018).

Figura 9 – Representação dos estágios da fratura devido a fadiga presente na engrenagem planetária do EC225 Puma.



Fonte: AIBN – Accident Investigation Board Norway (2018).

Na Figura 9 a zona A representa a iniciação da trinca, a zona B representa a propagação da trinca formando as "marcas de praia" e na zona C está representando a ruptura final do componente.

## 2.2 Normas Aeronáuticas e Critérios de Segurança

As normas aeronáuticas e critérios de segurança em estruturas exigem que o componente projetado seja testado e monitorado, a fim de mitigar o problema relacionado às falhas por fadiga e garantir que o componente resista à fadiga durante toda a sua vida útil prevista em projeto. Assim, existem algumas normas aeronáuticas ligadas à prevenção de falhas por fadiga, elas estão presentes no Regulamento Brasileiro da Aviação Civil (RBAC), que são monitoradas e atualizadas pela autoridade reguladora Agência Nacional de Aviação Civil (ANAC), tais regulamentos são o RBAC nº 27 da Agência Nacional de Aviação Civil (ANAC) (2023a) e o RBAC nº 29 da Agência Nacional de Aviação Civil (ANAC) (2023b), tais regulamentos são adotados da Federal Aviation Administration (FAA), sendo assim a ANAC segue o Federal Aviation Regulations (FAR) nº 27 e nº 29.

No FAR 27 e no FAR 29, apresentam normas específicas em relação a prevenção de falha por fadiga, são elas:

- §29.571: Fatigue Tolerance Evaluation of Metallic Structure;
- §29.923: Rotor drive system and control mechanism tests;
- § 29.927: Additional tests.

A norma §29.571 presente na FAR, descreve como deve ser feita a análise de fadiga dos componentes críticos, dado que a engrenagem planetária presente na MGB é um componente crítico, pois a falha de tal pode resultar em uma falha catastrófica. Tal norma também determina

que devem ser estabelecidas inspeções apropriadas para o componente avaliado; portanto, de acordo com o regulamento, a avaliação de tolerância à fadiga deve considerar os efeitos da fadiga e dos danos. Assim, tem que se realizar uma avaliação de ameaças que especifique os prováveis tipos, tamanhos e locais de dano no componente, levando em conta todos os efeitos da fabricação e de operação que podem afetar o componente. Além disso, é exigido também que tenham os dados de medições em voo, espectro de carregamento, cargas (decolagem, pouso e taxiamento), análises feitas através de ensaios, determinação da resistência residual e considerar o efeito do dano sobre a rigidez, comportamento dinâmico, cargas e desempenho funcional nas análises.

A norma §29.923, determina os ensaios que o componente crítico deve se submeter, a testes de resistência e fadiga sob cargas máximas e ciclos representativos. Nesta norma é previsto que cada sistema de transmissão dos rotores deve ser ensaiado na própria aeronave com ciclos de 10 horas de ensaio, dado que o torque e a rotação do ensaio são determinados pelas limitações do grupo motopropulsor.

Tal disposição normativa, também exige que diversos tipos de ensaio sejam feitos, são eles:

- Ensaios de resistência do componente relacionados a corrida de decolagem;
- Ensaios de resistência do componente realizando uma operação contínua na potência máxima contínua;
- Ensaios de resistência do componente usando 90% da potência máxima contínua;
- Ensaios de resistência do componente usando 80% da potência máxima contínua;
- Ensaios de resistência do componente usando 60% da potência máxima contínua;
- Ensaios de resistência do componente dado o funcionamento do sistema com panes de motor;
- Ensaios de resistência do componente em overspeed;
- Ensaios de resistência do componente com determinadas posições de comando do rotor;
- Ensaios de resistência com engates de embreagem e freio;
- Ensaios de resistência realizando operação em potência de One Engine Inoperative (OEI);
- Ensaios especiais;
- Ensaios de resistência utilizando lubrificantes operacionais.

A norma prevê que esses ensaios no total equivalem a pelo menos 200 horas. Além dessas normas de ensaio, a FAR também possui a norma § 29.927 de testes adicionais que determina



que devem ser realizados quaisquer ensaios adicionais dinâmicos, de resistência e operacionais, caso sejam necessários para determinar que o sistema de transmissão dos rotores é seguro. Tal norma também prevê alguns casos que devem realizar testes adicionais, são eles:

- Caso o torque de saída do motor a turbina para a transmissão puder exceder o maior limite de torque do motor ou da transmissão, e essa saída não for diretamente controlada pelo piloto em condições normais de operação
- Se houver falha no sistema de lubrificação.

Nesta norma também descrevem alguns itens adicionais para a realização dos ensaios em overspeed. Além das normas aeronáuticas presentes na FAR, também existem algumas normas internacionais para engrenagens e sistemas de transmissão, uma delas é determinada pela American Gear Manufacturers Association (AGMA) (2004) sendo a norma 2001-D04.

Dado que a AGMA 2001-D04 estabelece fatores fundamentais de cálculo e métodos de cálculos para dentes de engrenagens de dentes retos e helicoidais, visando padrão no projeto de engrenagens. Seu principal objetivo é definir fórmulas analíticas que avaliam a resistência à fadiga por flexão e a resistência à formação de “pitting”. Tal norma considera alguns fatores essenciais que influenciam no projeto da engrenagem, sendo alguns deles a geometria do dente, qualidade de fabricação, condição de operação e entre outros fatores.

Dado que a AGMA 2001-D04 tem como principal objetivo apresentar cálculos para projetos de engrenagem, tem algumas equações fundamentais apresentadas nas normas, são elas:

- Equação da tensão de contato;
- Equação do valor admissível de tensão de contato;
- Equação da potência nominal de resistência ao pitting;
- Equação para cálculo do fator de carga de contato;
- Equação da tensão de flexão em um dente de engrenagem;
- Equação do valor admissível de tensão de flexão no dente da engrenagem;
- Equação da potência nominal de resistência à flexão;
- Equação da carga unitária;
- Equação da carga tangencial transmitida.

Tais equações têm como objetivo calcular os possíveis esforços submetidos na engrenagem, porém a norma não apresenta fórmulas que garantam o desempenho do sistema de

transmissão e, sim, apenas o conhecimento e fatores necessários para se realizar o projeto da engrenagem.

Além das normas na ANAC e da AGMA também existem normas na International Civil Aviation Organization (ICAO), Society of Automotive Engineers (SAE) e no Departamento de Defesa dos Estados Unidos da América. A norma presente no Anexo 8 da ICAO estabelece condições semelhantes a FAR 27 e 29, impõe que os componentes do sistema de transmissão que são considerados críticos devem ter vida limitada e certificados para que sejam inspecionados periodicamente para evitar falhas devido a fadiga.

Já a SAE define os métodos de marcação de identificação dos componentes, entre eles estão as engrenagens, que têm como objetivo facilitar a rastreabilidade do componente para facilitar a inspeção, manutenção e reparo durante sua vida útil, assim evitando e mitigando falhas devido à fadiga e aumentando a segurança da operação, sendo ela a norma AS478.

E o Departamento de Defesa dos Estados Unidos da América define normas específicas para aeronaves militares.

Por fim, tem-se que as normas exigem alguns critérios de segurança nas operações e na criação do projeto que ajudam a reduzir riscos; tais critérios são aplicados para evitar falhas de projeto, certificação, monitoramento, manutenção, operação e gestão organizacional. Visto que esses critérios são aplicados em todas as áreas desde o início do projeto até a operação, visando criar um padrão de boas práticas para garantir a segurança do componente e da operação.

## 2.3 Sistema de Transmissão em Helicópteros

O sistema de transmissão presente em helicópteros tem como objetivos principais diminuir a rotação gerada pelos motores e distribuir a potência oferecida pelos motores para os outros sistemas. O sistema de transmissão é composto por diversos subsistemas, de acordo com o livro *Helicopter Flying Handbook* (Federal Aviation Administration (FAA), 2012), são eles geralmente: transmissão do rotor principal, sistema de acionamento do rotor da cauda, embreagem e a freewheeling unit.

A transmissão do rotor principal é o subsistema que nele está presente a MGB e sua principal função é reduzir a velocidade de rotação de saída do motor para uma rotação ideal no rotor principal. Tal subsistema é composto por um sistema com engrenagens e eixos de transmissão. Como dito anteriormente, nele está presente a MGB que possui, geralmente, um sistema composto por engrenagens planetárias. Tal sistema de engrenagem é formado por: engrenagem solar, engrenagem anelar e engrenagem planetária. Além das engrenagens que reduzem a velocidade e aumentam o torque gerado pelo motor, no sistema de transmissão do rotor principal também há eixos de transmissão que conectam os motores, a MGB e o rotor principal; também possui uma caixa de acessórios onde aciona alguns sistemas auxiliares como

bombas hidráulicas e geradores. Por fim, a transmissão apresenta sistemas de lubrificação, resfriamento e detectores de partículas metálicas, com o intuito de reduzir danos e desgastes no sistema.

O subsistema de acionamento do rotor da cauda tem como objetivo transmitir uma parte da potência do motor para a cauda onde possui um rotor, assim permitindo que a aeronave tenha um maior controle direcional. Já o sistema de embreagem tem como função realizar o controle da potência transmitida pelo motor. A embreagem, no EC225 Super Puma, está presente no sistema de acoplamento automático, não possuindo uma embreagem manual como em helicópteros de pequeno porte. Nele também há a função de autorotação em caso de falha que é feita pela freewheeling unit.

Tendo que as engrenagens têm um papel fundamental em sistemas de transmissão de helicóptero, e de acordo com Norton (2013) as engrenagens são utilizadas em diversas aplicações com o intuito de transmitir torque e velocidade angular, dado que existe uma ampla variedade de engrenagens, são elas:

- **Engrenagem cilíndrica reta:** É um tipo de engrenagem simples, onde sua fabricação é de baixo custo, tais engrenagens tem alta eficiência pois não há deslizamento entre os dentes e suportam altas cargas sendo elas tangenciais ou radiais, porém em alta rotação podem gerar ruídos, além disso sua aplicação é limitada pelo fato de serem usadas somente em eixos paralelos;
- **Engrenagem helicoidais:** É uma engrenagem cilíndrica com dentes inclinados em relação ao eixo de rotação, tal inclinação é em ângulo de hélice que varia entre  $10^\circ$  e  $45^\circ$ , assim os dentes da engrenagem formam uma hélice. Tais engrenagens tem um bom desempenho em altas velocidades, onde seu funcionamento é silencioso e com pouco ruído, além disso ela suporta altas cargas pois a força é distribuída em mais dentes durante a operação, porém elas necessitam de uma lubrificação mais eficiente e geram menos eficiência em comparação com engrenagens retas;
- **Engrenagem cônicas:** São engrenagens em formato cônico onde pode possuir dentes retos ou helicoidais, são elas conhecidas como cônica retas e cônicas espirais. Tal engrenagem ela permite mudar a direção do movimento em até  $90^\circ$  e possui a capacidade de transmitir altos torques, assim ela pode ser utilizada em diversas situações, porém sua fabricação é bem complexa em relação às outras e igualmente às helicoidais elas necessitam de uma boa lubrificação e alinhamento, mas geram um pouco de ruído a mais em comparação com a helicoidal;
- **Engrenagem sem-fim:** Em comparação com todas as outras este é o tipo de engrenagem que possui o processo de fabricação mais complexo. Este tipo de engrenagem sempre será acompanhada por outro elemento conhecido como sem-fim, sendo que o sem-fim é



semelhante a uma engrenagem helicoidal com o ângulo da hélice muito grande. Tal tipo de engrenagem consegue reduzir a rotação em alta escala em um único estágio, transmitindo-se um alto torque, que possui um efeito auto travante auxiliando no seu uso, ela necessita de uma lubrificação constante e de modo que possui uma menor eficiência em relação as outras.

Segundo Norton (2013) o conjunto de duas ou mais engrenagens acopladas entre si é chamado de trem de engrenagens; existem trens de engrenagens simples, compostos ou epicíclicos.

Trem de engrenagens simples é um conjunto onde cada engrenagem possui um eixo, geralmente tem uma estrutura composta por engrenagem motora (conectada com o eixo de entrada), intermediária (transmite o movimento para engrenagem movida) e movida (conectada com o eixo de saída). Assim, nesta configuração de trem de engrenagem, com arranjo em série a razão de velocidade é dada pela razão da primeira engrenagem sobre a última.

O trem de engrenagens compostos contém ao menos um eixo que tem mais de uma engrenagem, ao contrário do simples, que todos os eixos possuem apenas uma engrenagem. A configuração deste trem pode ser um arranjo paralelo ou série-paralelo. São usados com o intuito de reduzir a velocidade ou aumentar o torque do sistema.

De acordo com Norton (2013), os trens de engrenagens simples e compostos apresentam somente um grau de liberdade; já o trem de engrenagens epicíclicos possui dois graus de liberdade, sendo considerado outra classe, e é composto geralmente por engrenagens planetárias, solar e anelar. Neste tipo de configuração, é necessário ter duas entradas para se obter a saída desejável. Tal trem de engrenagem é conhecido por ser uma transmissão automática, sendo totalmente eficiente para redução de velocidades e aumento de torque; também é bem compacto, assim, ele possui uma grande versatilidade para uso. Além disso, esta configuração melhora a distribuição de cargas entre engrenagens, contribuindo para mitigar falhas nos componentes. Sendo assim, uma das principais configurações de trem de engrenagens presentes em helicópteros.

Por fim, as engrenagens presentes em helicópteros necessitam constantemente de lubrificação, mesmo possuindo engrenagens de dentes retos que necessitam menos de lubrificação em relação às outras. Mas em operações aeronáuticas, é necessário ter maneiras que mitigam o dano no componente, dado que lubrificantes auxiliam a separar as superfícies metálicas e reduzir o calor gerado pelo contato entre engrenagens em alta rotação, assim reduzindo o atrito e desgaste que podem gerar falhas prematuras nas superfícies da engrenagem. Dada tal importância, segundo a Federal Aviation Administration (FAA) (2012) muitas aeronaves usam chip detector para monitorar como está a qualidade do óleo lubrificante e o nível de metal presente nele, a fim de monitorar os desgastes no equipamento e esses detectores estão presentes no painel do piloto.

## 2.4 Ferramentas de Modelagem e Simulação Estrutural

De acordo com Norton (2013), o Método de Elementos Finitos (MEF) é um método de cálculo que pode ser utilizado com o objetivo calcular as tensões e deflexões de um componente submetido a algum carregamento através da divisão do volume da peça em um conjunto finito de elementos adjacentes e discretos; desse modo, resolve-se um conjunto de equações para cada elemento e nós que se conectam com elementos vizinhos.

Dado que o modelo MEF para realização de cálculos é um método trabalhoso e que exige muito tempo, como citado no Norton (2013), normalmente ele é utilizado em softwares de simulação como método base para realização de cálculos, pois é um método mais preciso para analisar os comportamentos do componente, dado que ao usar ferramentas computacionais a obtenção de resultados fica mais rápida pelo fato de ser possível realizar várias iterações.

Estes tipos de softwares de simulação estão ligados a softwares de modelagem 3D, conhecidos como CAD, têm como principal função criar componentes e estruturas em 3 ou 2 dimensões em um ambiente computacional para realizar a manufatura de componentes. Muitos desses softwares permitem que se utilizem arquivos gerados por eles em outros softwares que utilizam como base a modelagem de uma peça para gerar resultados específicos, como o caso dos softwares de simulações estruturais.

Como dito anteriormente, o MEF divide o componente em determinada quantidade de elementos que são conectados uns ao outro através de nós, tal divisão é conhecida como a malha. Assim, quanto menor for o tamanho do elemento presente na malha, mais preciso é o resultado, porém aumenta o número de iterações e equações a serem executadas, fazendo com que demore mais a obtenção de resultado. Por tal motivo, busca-se um equilíbrio entre o tamanho dos elementos e a velocidade da obtenção de resultados para que tenha um resultado preciso e rápido. De acordo com Norton (2013) os métodos utilizados para garantir um rápido processamento e resultados precisos são o refinamento da malha em locais em que as tensões variam rapidamente ou em regiões com alta concentração de tensão.

Também é muito importante utilizar tipos de elementos adequados para determinados tipos de componente, visto que no MEF existem diversos tipos de elementos de malha, são eles: triangulares, quadriláteros, tetraédricos e entre outros. A escolha do tipo de elemento depende totalmente do formato da geometria e o objetivo da simulação.

O MEF em simulações estruturais utiliza como base o método da rigidez direta para a realização de seus cálculos. Os softwares de simulação com os resultados gerados pelo MEF geralmente geram resultados de tensões principais, deformação, deslocamento e Tensão Equivalentes de Von-Mises.

As simulações estruturais têm como intuito fornecer dados que preveem e analisam o comportamento de um determinado componente quando submetido a condições de carga e condições de contorno. Tais simulações são muito utilizadas para análise de fadiga, visto

que têm o intuito de prever o comportamento do material e obter os resultados de tensões e deformações, onde tais resultados são utilizados para a obtenção de vida e dano em fadiga. Muitas das vezes esses resultados são utilizados para otimizar o componente tanto no aspecto geométrico e material, com o intuito de aumentar a durabilidade e aliviar a massa da estrutura.

O uso de simulação estrutural vem sendo bem utilizado por engenheiros atualmente, pois elas geram resultados com baixo custo em comparação aos ensaios reais. Além disso, a simulação estrutural auxilia na prevenção de falhas do componente, segurança e eficiência.

---

## METODOLOGIA

---

A metodologia adotada para realizar este trabalho consistiu em realizar pesquisa através das revisões bibliográficas para obter o conhecimento sobre o componente a ser analisado. Logo após, são escolhidos os softwares que são utilizados para a realização das análises, assim é feito o desenvolvimento da modelagem geométrica do componente no CAD. Depois, é feita a análise das condições de cargas e de contorno que a engrenagem é submetida durante seu ciclo de vida. É feita também a modelagem da malha para a simulação e a análise dos métodos de fadiga usados em simulações estruturais. Além disso, buscou-se comparar materiais e resultados a fim de encontrar soluções otimizadas.

### 3.1 Softwares

Para a realização de modelagem 3D, foi utilizado o software SolidWorks, desenvolvido pela Dassault Systemes S.A. Ele é muito utilizado dentro da engenharia para desenvolvimento de peças 3D, montagens e desenhos 2D, também permite a parametrização dos modelos, assim sendo uma interface intuitiva, eficiente e precisa. Tal software está muito presente na indústria aeronáutica, para a realização dos projetos de componentes e equipamentos.

Já para simulações estruturais foi utilizado como software de Computer Aided Engineering (CAE) o Ansys Workbench que é uma plataforma integrada para diversos tipos de simulação, com o objetivo de realizar o pré-processamento, simulação e pós-processamento no mesmo espaço. O Ansys baseia-se no MEF para cálculos estruturais. Dado que para as análises estruturais estáticas ele é ligado ao Ansys Mechanical para inserir as condições de contorno, forças, tipo de malhas e resultados. Tal software é muito utilizado na indústria aeronáutica e automotiva para analisar e prever comportamento de determinada estrutura nas condições reais.

## 3.2 Modelagem Geométrica no CAD

Para a modelagem da engrenagem planetária presente na MGB do Helicóptero do EC225, utilizou-se de algumas informações oferecidas pela Aerossurance (2016), AIBN – Accident Investigation Board Norway (2018) e Eurocopter (2009). Porém, nem todas as medidas e informações necessárias para a modelagem do componente estão disponíveis para o público; assim, foram estimadas algumas dimensões através de cálculos usados em projetos de engrenagem.

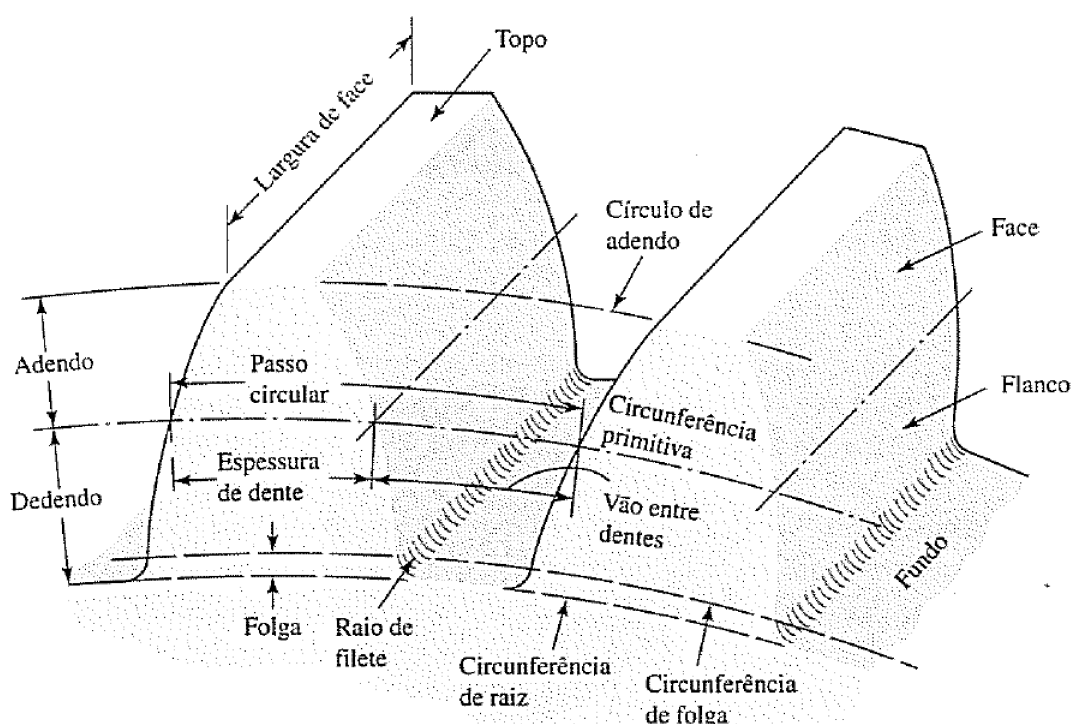
Dado que as engrenagens possuem determinada nomenclatura para cada medida, segundo Shigley, Mischke e Budynas (2005) e Norton (2013) existem as seguintes nomenclaturas e definições:

- **Diâmetro Primitivo( $d_p$ ):** É o diâmetro do círculo primitivo de uma engrenagem, que consiste em um círculo teórico que serve de base para todos os cálculos da engrenagem;
- **Passo circular( $P_c$ ):** É a distância entre dentes, ele é dado pela soma da espessura do dente ( $t_d$ ) e o a distância de espaçamento entre dentes ( $D_e$ ), todos medidos dentro do círculo primitivo;
- **Módulo do dente( $M_d$ ):** Ele é dado pela razão do diâmetro primitivo sobre o número de dentes( $N_d$ );
- **Passo Diametral ( $P_d$ ):** Ele é contrário ao módulo do dente, já que é dado pela razão do número de dentes sobre o diâmetro primitivo, para tal medida é usada a unidade de medida dentes por polegada, visto que ele é somente usada no sistema de medidas americano ;
- **Topo do Dente:** Superfície do dente presente em sua parte mais alta, também é chamado de "cabeça do dente";
- **Face do dente:** Superfície lateral superior do dente;
- **Flanco do dente:** Superfície lateral inferior do dente;
- **Fundo do dente:** Superfície presente na base do dente;
- **Adendo( $a_d$ ):** Representa a distância radial entre o círculo primitivo e o topo do dente;
- **Dedendo( $b_d$ ):** É a distância entre o círculo primitivo e o fundo do dente
- **Altura completa do dente( $h_d$ ):** É a soma do adendo com o dedendo;

- **Largura da face do dente ( $l_d$ ):** É a a profundidade do dente ao longo do eixo;
- **Circulo da raiz:** É o círculo que passa pelo fundo do dente;
- **Raio do filete ( $r_f$ ):** É o raio do filete presente entre o fundo e o dente da engrenagem.
- **Diâmetro do furo ( $d_f$ ):** É o diâmetro do furo presente no meio da engrenagem onde permite a inserção do rolamento.

Tais definições estão representadas na Figura 10.

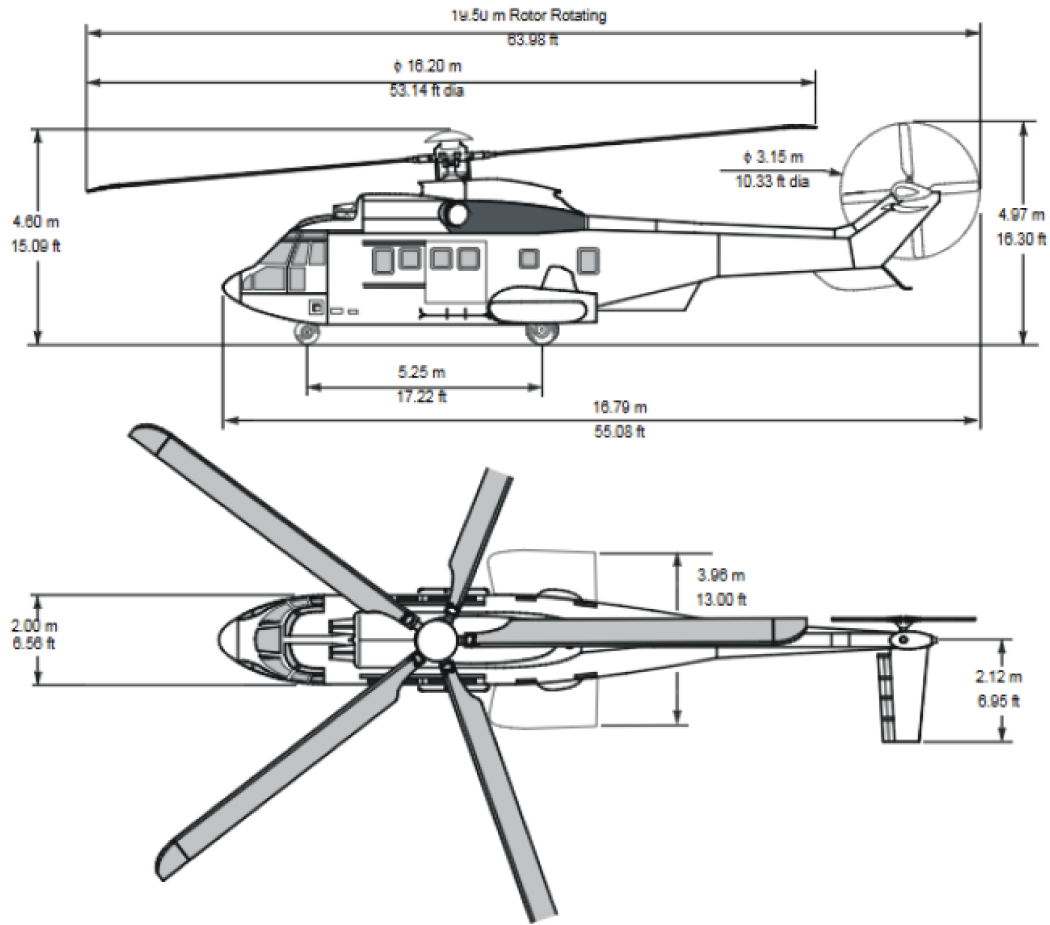
Figura 10 – Nomenclatura das medidas dos dentes de uma engrenagem.



Fonte: Shigley, Mischke e Budynas (2005).

De acordo com a AIBN – Accident Investigation Board Norway (2018) a engrenagem planetária possui 51 dentes, assim tendo as dimensões gerais dadas no datasheet da aeronave (Eurocopter, 2009) apresentadas na Figura 11.

Figura 11 – Dimensões gerais da aeronave EC225 Super Puma.



Fonte: Eurocopter (2009).

Deste modo, utilizando algumas informações apresentadas no (Aerossurance, 2016) e comparando com helicópteros com mesmas características, estima-se que o diâmetro do anel de segundo estágio da MGB possui 1,40 metros, dado que o diâmetro primitivo ( $d_p$ ) das engrenagens planetárias de segundo estágio é aproximadamente 20 % do diâmetro do anel da MGB. Considerando o valor de 280,00 milímetros para o diâmetro primitivo da engrenagem, é possível realizar os cálculos para obter os dados para a modelagem da engrenagem.

Sabendo que, o módulo do dente pode ser dado por:

$$M_d = \frac{d_p}{N_d} \quad (3.1)$$

Com isso, para obter o passo circular presente na engrenagem é dado pela seguinte equação:

$$P_c = \pi \cdot M_d \quad (3.2)$$

Convertendo o diâmetro primitivo para polegada, que chega a ser aproximadamente

11,02 in, é possível calcular o passo diametral, com a fórmula dada a seguir:

$$P_d = \frac{N_d}{d_p} \quad (3.3)$$

De acordo com Norton (2013), nos Estados Unidos é comum calcular alguns parâmetros a partir do passo diametral; tais fórmulas são dadas pela AGMA, sendo elas apresentadas a seguir, dado que o passo diametral é grosseiro.

Adendo:

$$a_d = \frac{1,00}{P_d} \quad (3.4)$$

Dedendo:

$$b_d = \frac{1,25}{P_d} \quad (3.5)$$

Espessura do dente:

$$t_d = \frac{1,571}{P_d} \quad (3.6)$$

Raio do filete:

$$r_f = \frac{0,300}{P_d} \quad (3.7)$$

Espessura mínima do topo:

$$t_{min} = \frac{0,250}{P_d} \quad (3.8)$$

Além destas equações, conforme a American Gear Manufactures Association (AGMA) (2004) a largura da face ( $l_d$ ) é usada como 10 vezes o valor do módulo nas indústrias e para se obter o diâmetro do furo ( $d_f$ ) é dado pela Equação 3.9 onde  $t_{aro}$  é a espessura do aro que é dada por 6 vezes o módulo da engrenagem.

$$d_f = (d_p - (2 \cdot b_d)) - (2 \cdot t_{aro}) \quad (3.9)$$

Com isso, é obtida a Tabela 1 com valores dos parâmetros necessários para fazer o modelo 3D no CAD.

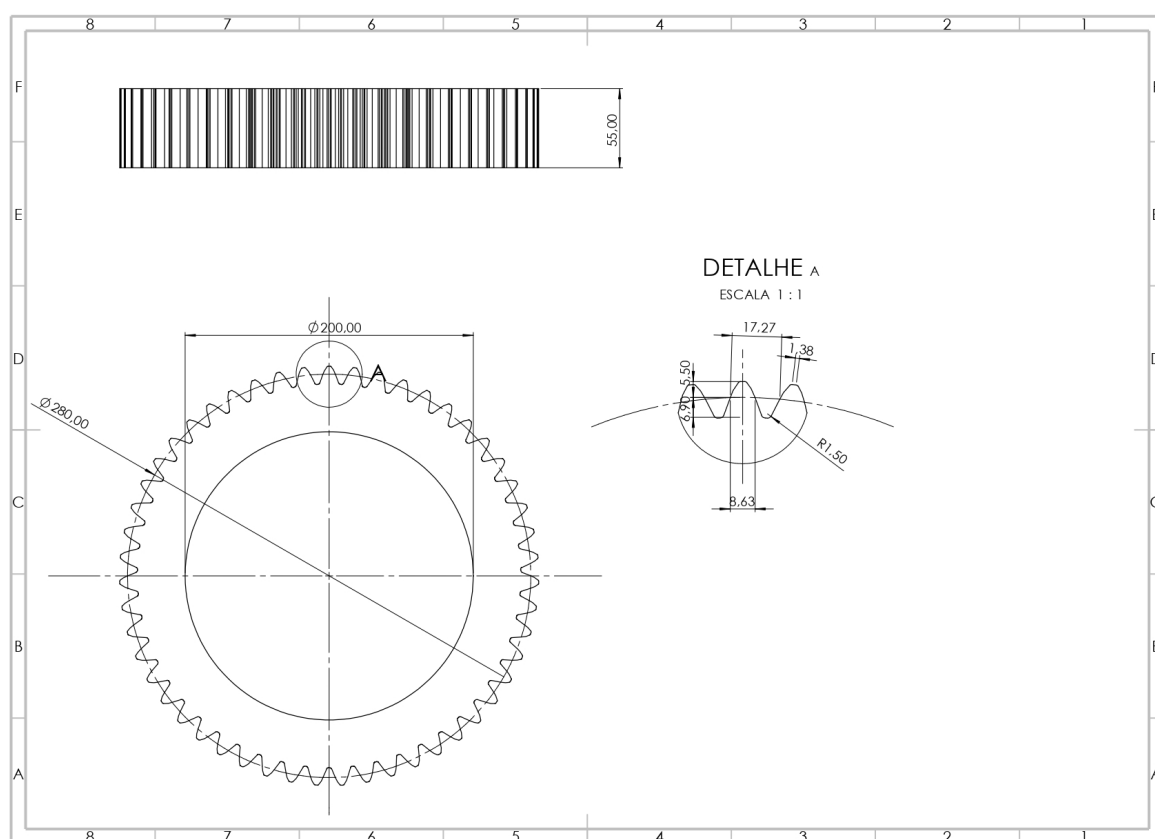
Assim é emitido os desenhos da engrenagem planetária presente no segundo estágio da MGB do EC225 Super Puma. O desenho 2D apresentado na Figura 12 mostra as medidas da engrenagem planetária.



Tabela 1 – Medida gerais da engrenagem planetária.

Tipo de Medida	Simbolo	Valor	Unidade
Número de dentes	$N_d$	51	-
Diâmetro primitivo	$d_p$	280,00	mm
Módulo do dente	$M_d$	5,50	mm
Passo circular	$P_c$	17,27	mm
Passo diametral	$P_d$	4,62	$N_d/in$
Adendo	$a_d$	5,50	mm
Dedendo	$b_d$	6,90	mm
Altura completa do dente	$h_d$	12,40	mm
Largura da face do dente	$l_d$	55,00	mm
Espessura do dente	$t_d$	8,63	mm
Espessura mínima do topo	$t_{min}$	1,38	mm
Raio do filete	$r_f$	1,50	mm
Diâmetro do furo	$d_f$	200,00	mm

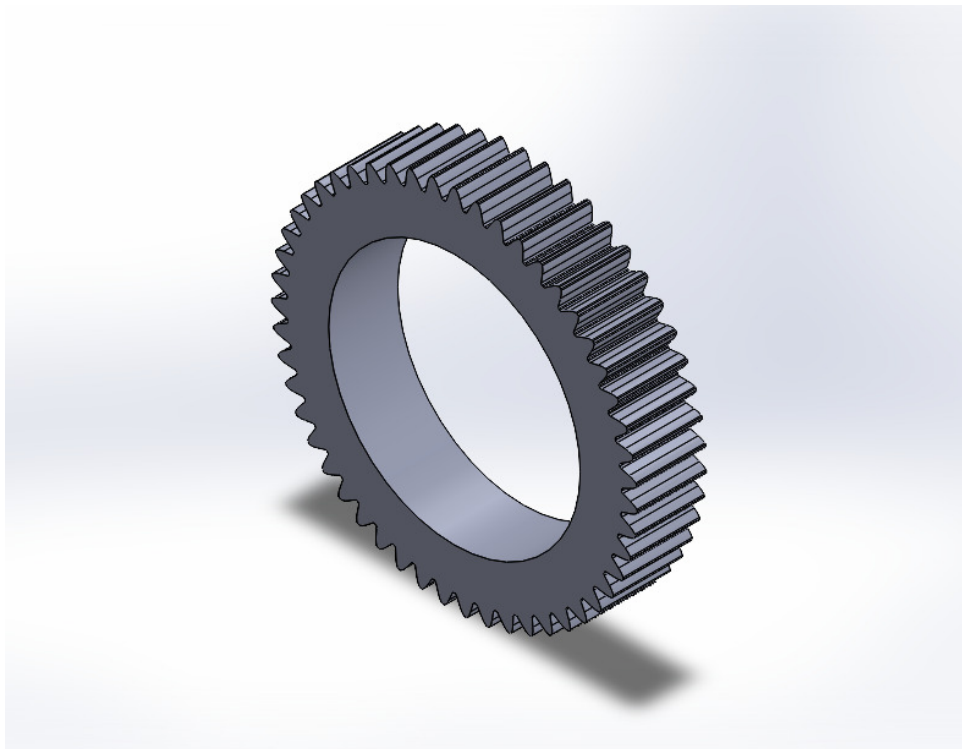
Figura 12 – Desenho 2D com medida da engrenagem planetária do EC225 Super Puma.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Utilizando o software SolidWorks é feito o modelo 3D do componente, como mostram as Figuras 13, 14 e 15

Figura 13 – Vista isométrica do modelo 3D da engrenagem planetária do EC225 Super Puma.



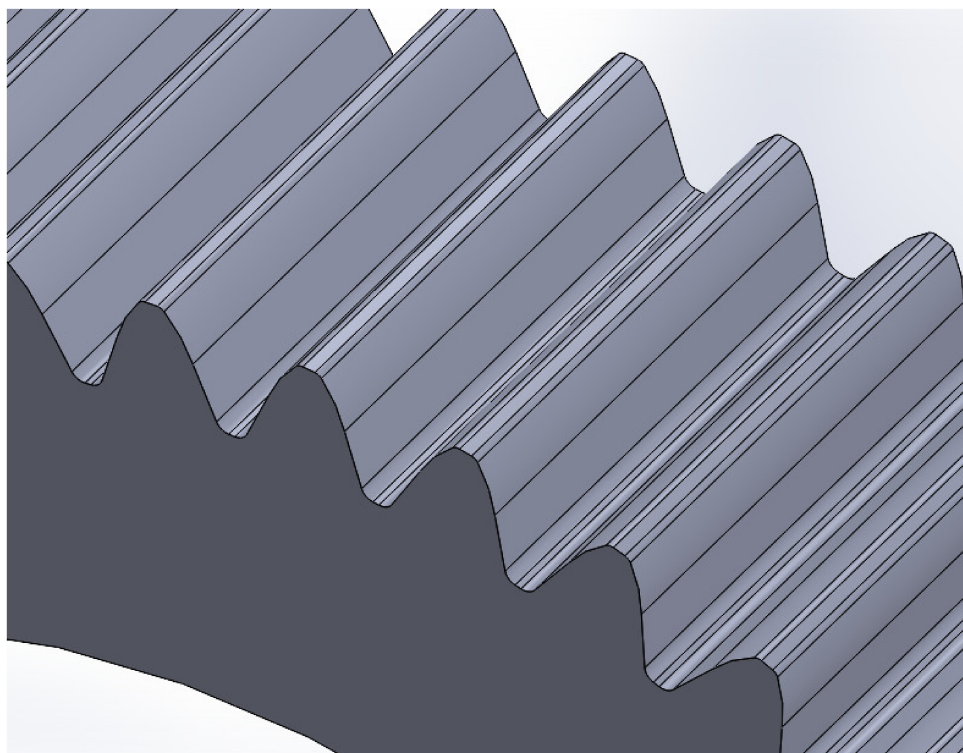
Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 14 – Vista frontal do modelo 3D da engrenagem planetária do EC225 Super Puma.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 15 – Detalhes dos dentes da engrenagem planetária do EC225 Super Puma no modelo 3D.

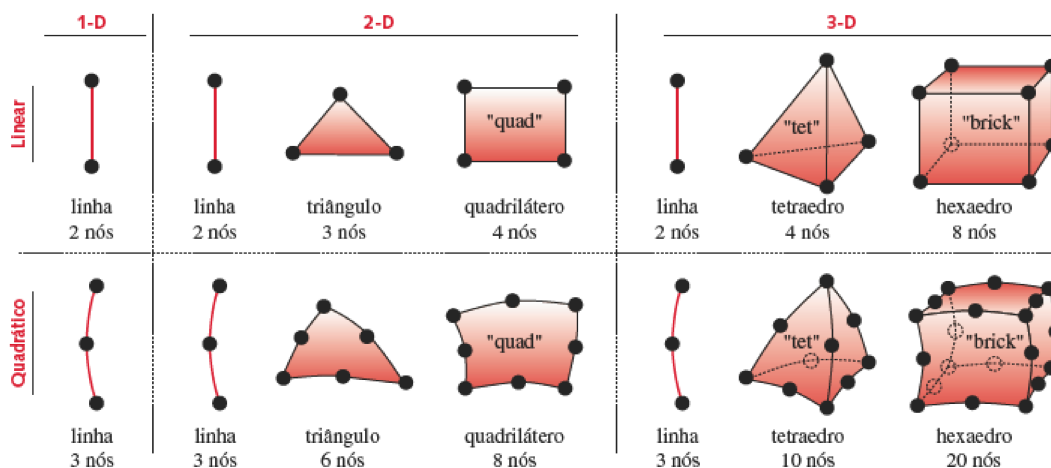


Fonte: Elaborada pelo autor.

### 3.3 Modelagem da Malha

A malha de um componente é composta por elementos e nós, dado que os elementos de uma malha podem ser de uma, duas ou três dimensões, dependendo de sua análise, e os nós são os pontos que conectam os elementos entre si. Existem diversos tipos de elementos de malha eles são separados para cada dimensão, como mostra na Figura 16.

Figura 16 – Tipos de elementos de malha por dimensão.



Fonte: Norton (2013).

O tipo elemento de uma dimensão é usado em estruturas lineares, já o tipo de elemento com duas dimensões é utilizado em placas e superfícies, e por fim o tipo de elemento 3D é usado em componentes com volumes.

É possível observar na Figura 16, que para modelos 3D existem os tipos de elemento com o formato de linha, tetraedro e hexaedro. Porém, além desses, também existe o tipo de elemento prismático, que é muito conhecido. O software Ansys oferece diversos métodos usados para a formação de malhas; nesses métodos, ele faz a junção de diferentes tipos de elementos para formar as malhas.

Os métodos são:

- **Tetrahedrons:** Esse método gera uma malha com elementos no formato tetraedro;
- **Hex Dominant:** Gera malha com elementos no formato hexaedro;
- **Sweep:** Tal método gera malha com elementos no formato de prisma e/ou hexaedro dependendo do formato do componente;
- **MultiZone:** Separa o componente em zonas e em cada zona é formado por elementos com elemento com formato de hexaedro;
- **Cartesians:** Tal método gera uma malha com elementos em formas de cubos;
- **Layered Tetrahedrons:** Gera elementos tetraedros em camadas, muito usado para espessuras finas.

Percebe-se que todos os métodos se baseiam em elementos do formato tetraédrico, hexaédrico ou prisma. Os elementos hexaédricos possuem alta precisão na análise com baixo custo computacional, porém são limitados para geometrias simples, sendo difíceis de gerar em geometrias complexas.

Os elementos com formato de prisma são muito utilizados para fazer a transição de malhas em regiões com elementos tetraédricos e hexaédricos, mas não possuem uma alta precisão como os elementos hexaédricos.

E elementos tetraédricos são elementos que são gerados com facilidade em geometrias complexas, porém não têm tanta precisão quanto os elementos hexaédricos. Utilizando-se de refinamentos de malha, pode-se alcançar uma alta precisão.

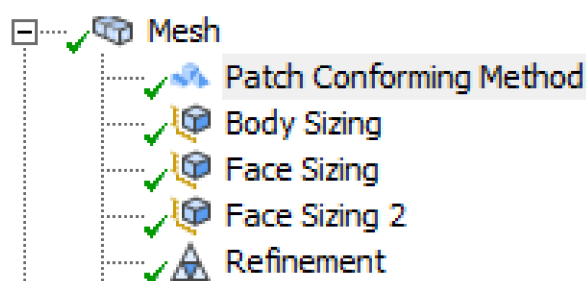
Para os tipos de elementos, existem dois tipos de ordem, como apresentado na Figura 16, são essas ordens a quadrática e a linear. Essas ordens definem a posição dos nós e a quantidade de nós em cada elemento. Para elementos de ordem quadrática, os nós estão presentes nos vértices e no meio das arestas; já os de ordem linear estão presentes apenas nos vértices.

Elementos com ordem linear não possuem alta precisão, porém não exigem um alto custo computacional. E os elementos com ordem quadrática têm uma alta precisão e alto custo computacional.

Para análises de fadiga, é necessário que a malha tenha uma boa precisão, em razão da sua importância para captar regiões que possuem concentração de tensão.

Tendo em vista que a engrenagem planetária de segundo estágio da MGB possui uma geometria complexa, foi utilizado o tipo de elemento tetraédrico (tetrahedrons no Ansys) com a ordem de elemento quadrática, visando buscar o equilíbrio entre precisão e trabalho computacional. Além disso, a malha foi refinada em regiões que contêm alta concentração de tensões, sendo utilizadas as configurações de malha como está evidenciado na Figura 17.

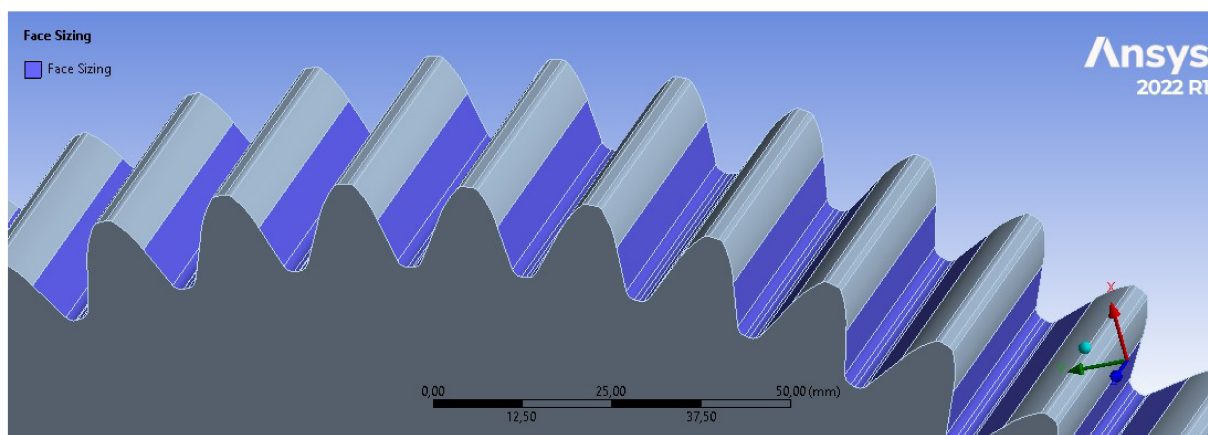
Figura 17 – Definição da malha no Ansys.



Fonte: Elaborada pelo autor.

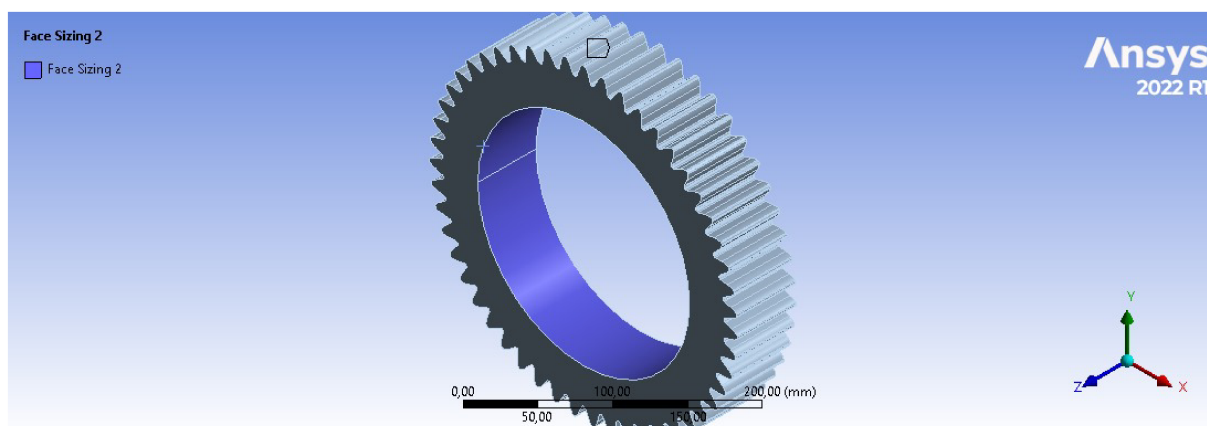
Como dito anteriormente, o Patch Conforming Method está definindo o tipo e a ordem do elemento. O Body Sizing define o tamanho do elemento para todo o corpo da engrenagem. Já o Face Sizing define o tamanho do elemento na região do fundo da engrenagem, como mostrado na Figura 18. O Face Sizing 2 define o tamanho do elemento na face do círculo interno da engrenagem apresentado na Figura 19. E o Refinement refina a mesma região do Face Sizing presente na Figura 18.

Figura 18 – Seleção da região do fundo e do dedendo da engrenagem no Ansys.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 19 – Seleção da região do círculo interno no Ansys.



Fonte: Elaborada pelo autor.

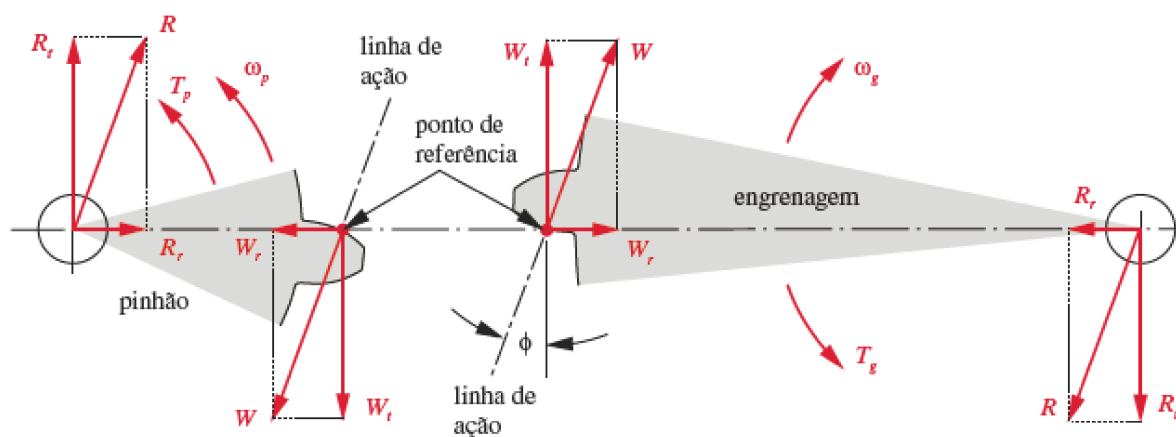
### 3.4 Carregamentos e Condições de Contorno

Carregamentos são as forças, pressões e torques aplicados na estrutura, já as condições de contorno são as restrições de movimento impostas na estrutura.

Posto isso, ao aplicar os carregamentos e condições de contorno na estrutura para realizar a simulação, tem-se como objetivo deixar a simulação e os resultados mais próximos da realidade onde o componente é submetido.

A engrenagem em seu funcionamento, segundo Norton (2013), os dentes sofrem a ação da força de contato com o dente de outra engrenagem. Essa força está presente na linha de ação do ângulo de pressão (dado pela American Gear Manufactures Association (AGMA) (2004) o valor de  $20^\circ$ ) que é representada por duas componentes, sendo elas a força de engrenamento (força tangencial) e a força radial. Tal força é mostrada na Figura 20.

Figura 20 – Representação das forças aplicadas no dente de uma engrenagem.



Fonte: Norton (2013).

Tais forças podem ser dadas pelas seguintes equações:

$$F_e = \frac{2 \cdot T_e}{d_p} \quad (3.10)$$

$$F_r = F_e \cdot \tan(\phi) \quad (3.11)$$

Onde:

- $F_e$ : Força de engrenamento;
- $F_r$ : Força radial;
- $T_e$ : Torque da engrenagem;
- $d_p$ : Diâmetro primitivo;
- $\phi$ : Ângulo de pressão.

Para efeito de análises de fadiga da engrenagem no Ansys, foi aplicado torque no sentido anti-horário nas faces laterais a direita de todos os dentes da engrenagem no lugar das forças se torna mais viável pelo fato de representar melhor a força rotacional em todas as faces, e com ele já será aplicado o efeito dessas forças na direção correta ao longo do diâmetro da engrenagem.

Dado que o torque é uma forma de representar todas as forças que serão empregadas nas faces dos dentes, sendo de fácil aplicação na simulação e atua de forma semelhante se a força fosse aplicada em cada dente, evitando assim erros de distribuição e direção da força. A utilização das forças de engrenamento e radial se torna melhor em análises específicas em um único dente da engrenagem onde deseja-se analisar condições muito específicas do componente e na região, como microtensões.

Dadas algumas informações do motor e da MGB apresentadas no datasheet da (Eurocop-ter, 2009), obtemos a Tabela 2.

Tabela 2 – Informações de performance do motor.

Variável	Simbolo	Valor	Unidade
Potência total da MGB (a 100% de torque)	$P_t$	2610	kW
Potência de contingência da MGB (a 100% de torque)	$P_{cont}$	1593	kW
Velocidade de saída para o rotor (na potência total)	$V_{st}$	260	rpm
Velocidade de saída para o rotor (na potência de contingência)	$V_{sc}$	255	rpm

Sabendo que o torque total do sistema da MGB a 100% é dado por:

$$T_t = \frac{c_c \cdot P_t}{V_{st}} \quad (3.12)$$

Onde:

- $T_t$ : Torque total da MGB;
- $c_c$ : Constante de conversão rpm para rad/s.

Para se obter o torque, é utilizada a equação a seguir:

$$T_e = \frac{T_t}{N_p} \quad (3.13)$$

Onde  $N_p$  é o número de engrenagens planetárias presentes no segundo estágio.

Além dos carregamentos já apresentados, o esforço que a engrenagem é submetida segundo a AIBN – Accident Investigation Board Norway (2018) é a pressão de contato entre a engrenagem e o rolamento presente na engrenagem, informando o valor de 1,55 MPa do rolamento e engrenagem feito pela SNR.

Dado que tais condições de carregamentos estabelecidas não preveem condições críticas de operação que ocorrem constantemente, sendo algumas delas como "trancos" no sistema de transmissão e até mesmo impacto nas hélices, onde muitas vezes geram picos de tensão que diminuem consideravelmente a vida em fadiga do componente. Além disso, sabendo que as informações relacionadas as cargas dinâmicas de voo de tal componente possuem um acesso restrito, foi considerado apenas uma condição de carga ideal e estática.

Deste modo, também será feita uma análise utilizando um torque 1.5 vezes maior que o utilizado em condição ideal, com o intuito de analisar carregamentos além do ideal.

Assim, obtêm-se os seguintes resultados e carregamentos, exibidos na Tabela 3.

Tabela 3 – Carregamentos e resultados obtidos.

Variável	Simbolo	Valor	Unidade
Ângulo de Pressão	$\phi$	20	Graus
Constante de conversão rpm para rad/s	$c_c$	9550	-
Número de engrenagens planetária	$N_p$	8	-
Torque total da MGB	$T_t$	94058,49	N · m
Torque da Engrenagem	$T_e$	11757,31	N · m
Força de engrenamento	$F_e$	83980,78	N
Força radial	$F_r$	30566,48	N
Pressão de Contato	$P_{contato}$	1,55	MPa
Torque total da MGB a 1,5 vezes o ideal	$T_{1,5t}$	141087,73	N · m
Torque da Engrenagem a 1,5 vezes o ideal	$T_{1,5e}$	17635,96	N · m

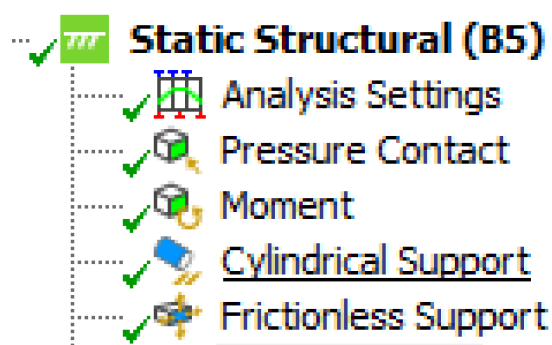
Como condições de contorno, foi utilizada a função ‘cylindrical support’ do Ansys para fixar a engrenagem nos eixos radial, tangencial e axial; além disso, foi utilizado um ‘frictionless



support' nas faces frontal e traseira da engrenagem para simular o contato com as placas de retenção da MGB.

As funções aplicadas para simular os carregamentos e condições de contorno são apresentadas a seguir na Figura 21

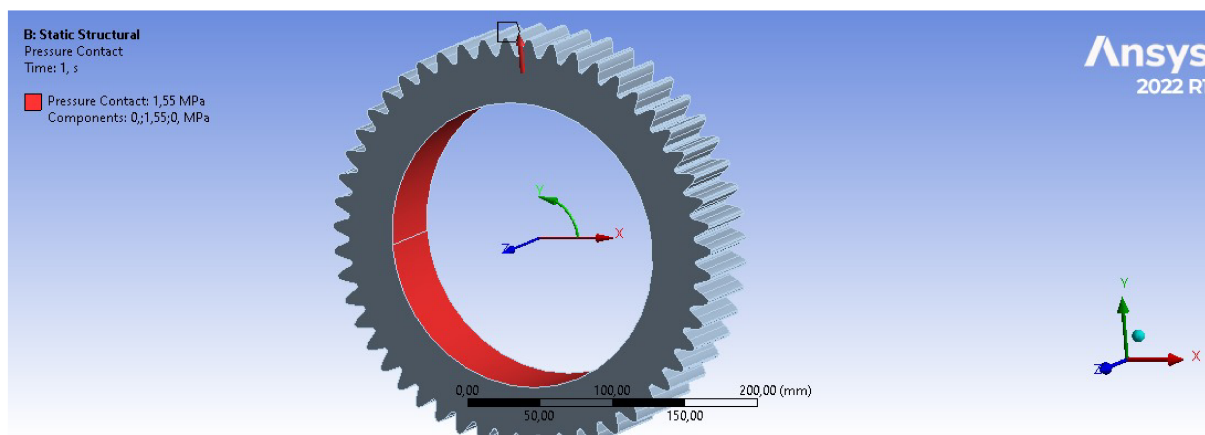
Figura 21 – Carregamentos e condições de contorno aplicadas na engrenagem no Ansys.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A pressão de contato foi aplicada nas faces apresentadas na Figura 22.

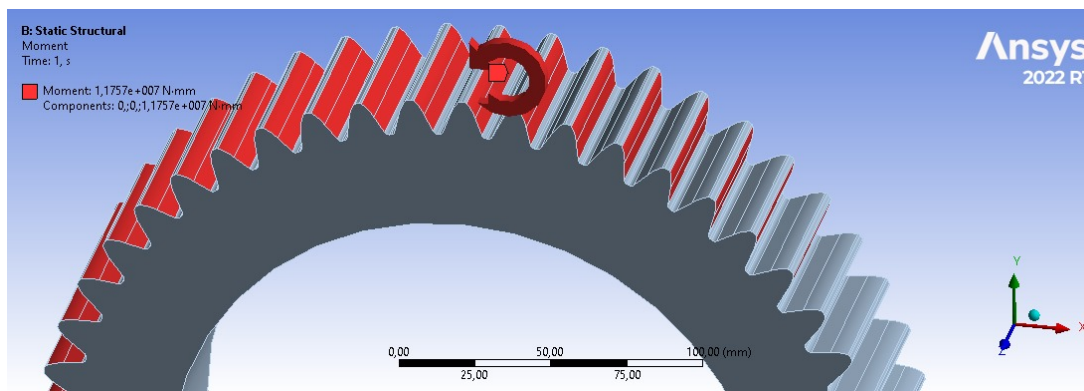
Figura 22 – Pressão de contato aplicada na engrenagem do EC225 Super Puma no Ansys.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Sabendo que o torque aplicado no dente da engrenagem é no mesmo sentido de rotação da engrenagem, sendo que a rotação da engrenagem planetária de segundo estágio da MGB gira em sentido anti-horário, portanto o torque  $T_e$  é aplicado no sentido anti-horário, usando a função moment do Ansys como mostra a Figura 23.

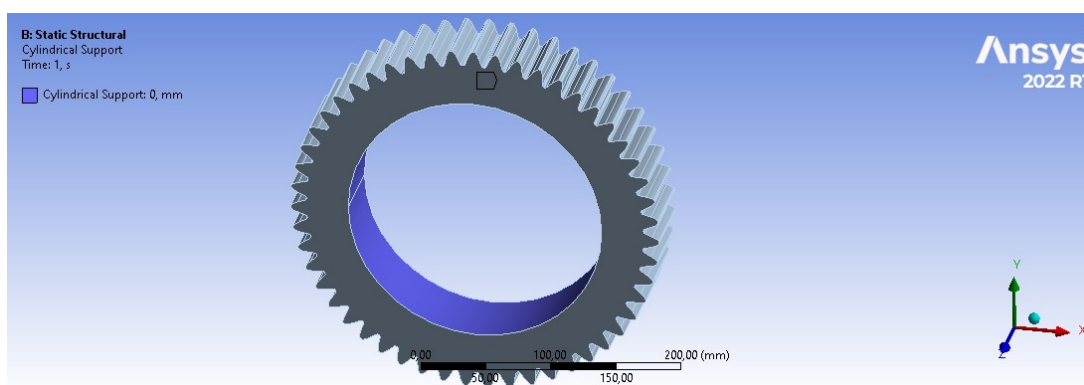
Figura 23 – Torque aplicada na engrenagem do EC225 Super Puma no Ansys.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A função ‘cylindrical support’ é aplicada no componente, como mostra a Figura 24.

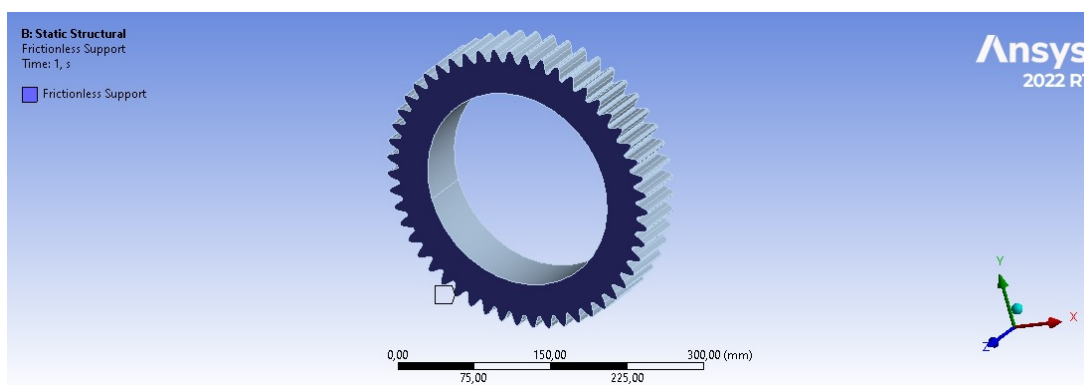
Figura 24 – Cylindrical support aplicado na engrenagem do EC225 Super Puma no Ansys.



Fonte: Elaborada pelo autor.

E por fim, o ‘frictionless support’ é aplicado em duas faces, sendo a traseira e dianteira da engrenagem, a Figura 25 mostra a seleção em apenas uma face.

Figura 25 – Frictionless support aplicado na engrenagem do EC225 Super Puma no Ansys.



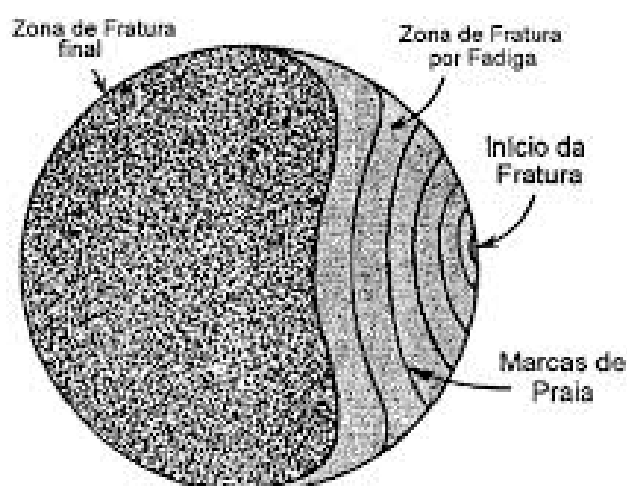
Fonte: Elaborada pelo autor.

### 3.5 Métodos de Análise de Fadiga

Tendo em vista que a falha devido à fadiga ocorre pelo fato do componente estar submetido a tensões cíclicas, alternadas ou flutuantes, e, segundo Shigley, Mischke e Budynas (2005) a falha por fadiga tem uma aparência semelhante à de uma fratura frágil. Verifica-se, que tal falha possui 3 estágios para ocorrer a falha completa do material. O estágio 1 é a fase de nucleação da trinca, onde formam-se micro-trincas em regiões que possuem alta concentração de tensão, dado que tais micro-trincas não são visíveis a olho nu. No estágio 2 ocorre a propagação da trinca onde as micro-trincas se tornam visíveis a olho nu, e formam-se as chamadas "marcas de praia" no componente.

Por fim, o estágio 3 é onde ocorre a ruptura completa do material, sendo essa ruptura frágil, dúctil ou a combinação dessas duas. Os estágios são ilustrados na Figura 26.

Figura 26 – Representação do estágio da trinca em um componente.



Fonte: Souza (2012).

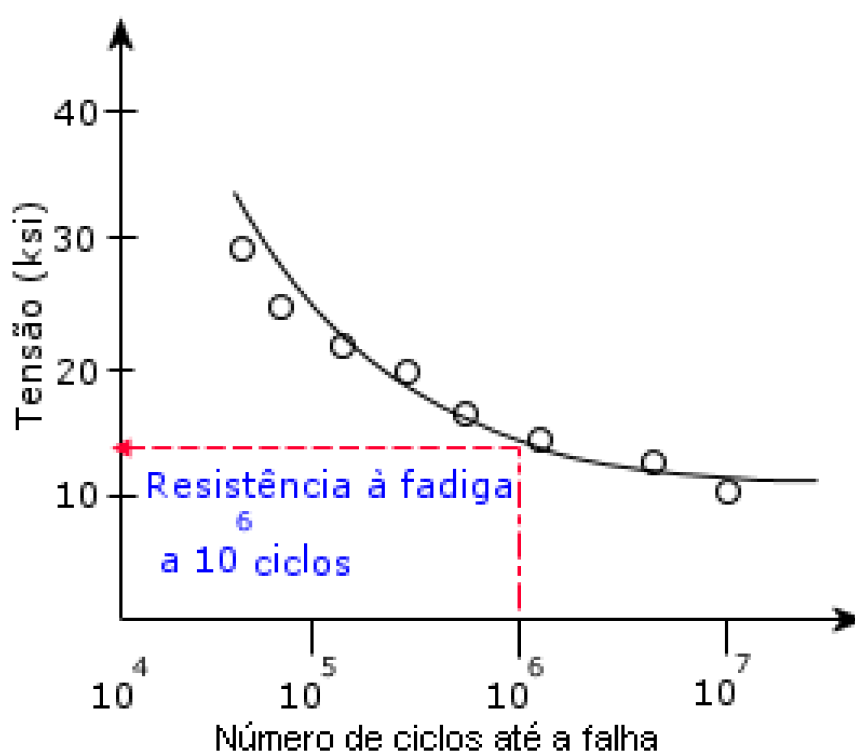
Para realizar o projeto de um componente, são analisados alguns pontos para a realização de ensaios de fadiga durante a manufatura do componente, levando em consideração pontos como se a falha do componente prejudicaria a vida humana. Além disso, é levado em consideração a quantidade de peças fabricadas; se for uma produção de grande escala, podem ser feitos vários testes que não alterariam o custo do projeto.

Com tais informações, conclui-se que a análise de fadiga utilizando softwares auxilia e contribui para a segurança e custo do projeto, visto que, através de simulações, é possível obter vários resultados de maneira rápida. Também possibilita a alteração do projeto de maneira mais fácil, pois, em ensaios reais, é necessário manufaturar outro componente, tornando um projeto demorado e de alto custo. Portanto, o uso de simulações vem se tornando algo muito utilizado nas indústrias, contribuindo significativamente para o projeto.

As simulações de fadiga utilizando o Ansys usam tensões ou deformações calculadas nos softwares para prever a vida e o dano em fadiga. O software possibilita o uso de dois métodos para cálculo da vida sob fadiga de um componente, são eles: método de Tensão-Vida e o método de Deformação-Vida.

O método de Tensão-Vida do material consiste em apresentar o comportamento das tensões calculadas do material em relação ao número de ciclos. Assim, gera uma curva que representa esse comportamento do material, tal curva é conhecida como curva S-N; ela está representada de maneira genérica na Figura 27.

Figura 27 – Representação de uma curva S-N genérica de um material.



Fonte: Dassault Systèmes Solidworks Corporation (2012).

Já o método de Deformação-Vida tem como objetivo representar o desempenho das deformações elasto-plásticas em relação ao número de ciclos do material, assim obtém-se a curva  $\epsilon$ -N.

Para a simulação de uma engrenagem planetária presente no segundo estágio da MGB da aeronave EC225 Super Puma, pelo fato de ser submetida a uma alta quantidade de ciclos devido à sua aplicação, é utilizado o método Tensão-Vida (S-N), visto que este método é mais simples para obter a curva do material e mais adequado para a situação de operação contínua.

Além desses métodos, é muito importante definir o tipo de carregamento cíclico presente na simulação de fadiga. O tipo de carregamento é a variação da carga em função do tempo;

existem três tipos de carregamento, onde a diferença entre eles é dada pela variação do valor. Os tipos de carregamentos são:

- **Full-Reversed:** Os valores de carregamento variam entre um máximo e mínimo simétricos com amplitude constante, como exemplo os valores +50 N e -50 N, assim o carregamento varia entre tração e compressão;
- **Zero-based:** Neste tipo de carregamento a carga varia em um único sentido com amplitude constante, por exemplo a carga variando entre 0 e 50 N repetidamente;
- **Flutuante:** O carregamento com carga flutuante é a variação da carga entre valores positivo e negativos não simétricos (podendo ser de amplitude constante ou não), como exemplo a carga varia de -50 N a 10 N.

Para casos de análise de fadiga em engrenagens são utilizados carregamentos do tipo flutuante ou full-reversed, o carregamento flutuante é o que melhor representa as cargas presentes em engrenagens, sendo mais realista, pois nem sempre a carga varia simetricamente. Porém, para aplicar essa condição no Ansys, é necessário ter o histórico de carregamento da engrenagem planetária do EC225 Super Puma. Como essa informação é bem restrita, optou-se pelo tipo de carregamento full-reversed, que também representa bem os carregamentos aplicados, visto que ele oscila entre valores negativos e positivos.

Em análises de fadiga, a tensão média é de extrema importância, assim existem alguns critérios/teorias para calcular e corrigir tensões médias em análises de fadiga. O Ansys oferece alguns critérios para usar na simulação de fadiga, os mais conhecidos são:

- Critério de Goodman;
- Critério de Soderberg;
- Critério de Gerber.

O critério de Goodman é um método conservador e muito utilizado na engenharia pois é simples, pelo fato de ser linear, assim aumenta a margem de segurança do projeto. Tal método é muito utilizado em materiais frágeis e ele não realiza nenhuma correção em tensões médias de compressão; ele é dado pela seguinte equação:

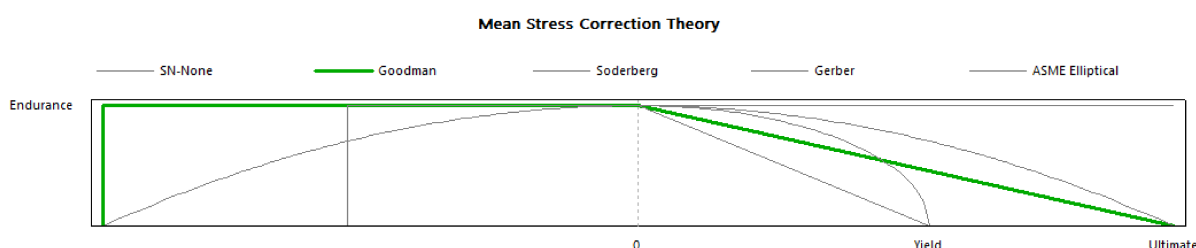
$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1 \quad (3.14)$$

- $\sigma_a$ : Tensão alternada;
- $\sigma_m$ : Tensão média;

- $S_u$ : Resistência à tração última;
- $S_e$ : Limite de fadiga.

O gráfico dado pela teoria de Goodman apresenta uma linha horizontal reta onde estão apresentadas as tensões médias de compressão e uma linha inclinada onde se mostram as tensões médias de tração. Dado que a linha inclinada atinge o valor de zero para o valor de resistência à tração última. Isto é representado na Figura 28.

Figura 28 – Gráfico representando o critério de Goodman - obtido no Ansys.



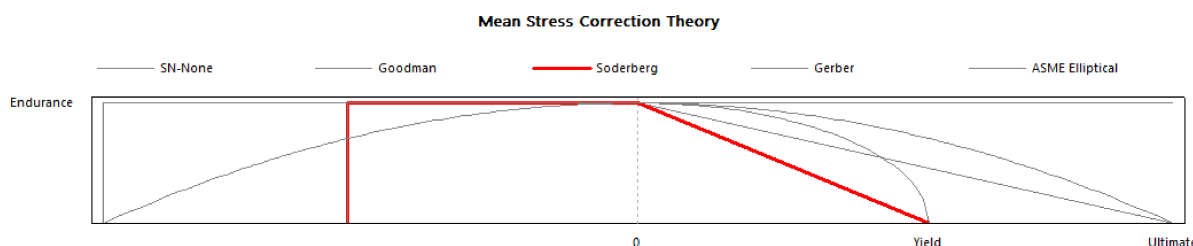
Fonte: Elaborada pelo autor.

O critério de Soderberg é semelhante ao de Goodman, pois é linear, mas ao invés de utilizar a resistência à tração última, ele utiliza o limite de escoamento, como representado na Equação 3.15. Desta forma, o critério de Soderberg tende a ser mais conservador em comparação ao critério de Goodman; assim, faz com que o projeto fique mais robusto que o necessário.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1 \quad (3.15)$$

Onde  $S_y$  é o limite de escoamento. O gráfico que representa a teoria de Soderberg é apresentado na Figura 29.

Figura 29 – Gráfico representando o critério de Soderberg - obtido no Ansys.



Fonte: Elaborada pelo autor.

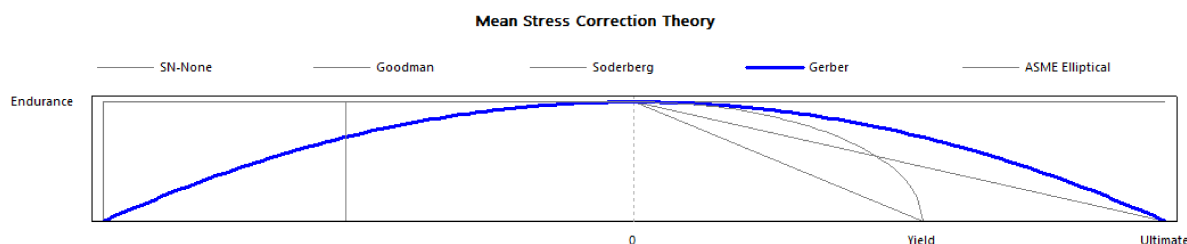
A teoria de Gerber é diferente dos outros métodos; ela utiliza uma curva parabólica com o intuito de representar melhor o comportamento de materiais ductéis, porém essa curva tende a

oferecer resultados incorretos para tensões médias de compressão. Dado que é uma parábola, a sua equação é representada como:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{\sigma_m}{S_u}\right)^2 = 1 \quad (3.16)$$

A Figura 30 representa a curva gerada pela teoria de Gerber.

Figura 30 – Gráfico representando o critério de Gerber - obtido no Ansys.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Com isso, para a análise de engrenagens foi utilizado o critério de Goodman pelo fato de apresentar uma solução simples, ao mesmo tempo segura, que deixa o modelo mais conservador e não possui tanto erro quanto as outras para este caso e tipo de operação desejada.

### 3.6 Escolha dos Resultados a serem Obtidos Via Simulação

Os resultados escolhidos para serem obtidos no Ansys foram: deformação total, Tensão Equivalente de Von-Mises, vida em fadiga, dano em fadiga, fator de segurança e o fatigue sensitivity.

A deformação total serve para demonstrar como é o comportamento do componente em relação às cargas e condições de contorno aplicadas sobre ele; ela gera o deslocamento de cada nó presente na geometria nas direções x,y e z.

Já a Tensão Equivalente de Von-Mises apresenta os resultados das tensões equivalentes geradas devido às cargas e condições de contorno submetidas sobre o componente, onde as tensões são calculadas para cada nó da geometria. Tal resultado de tensão é importante pelo fato de utilizar-se como base para o cálculo da tensão média a que o componente é submetido, com o intuito de realizar a análise de fadiga e para aplicar o critério de Goodman explicado anteriormente.

Os resultados de dano em fadiga, vida em fadiga, fator de segurança e Fatigue Sensitivity serão usados para realizar análises e comparações de resultados em relação ao comportamento

do material e da geometria da engrenagem planetária, com o intuito de estudar a falha devido à fadiga que pode ser gerada na estrutura.

### 3.7 Materiais

O material da engrenagem planetária de segundo estágio da MGB de um helicóptero é um aço de alta resistência, onde as suas principais características são alta resistência à fadiga e a sua boa tenacidade do núcleo (capacidade de absorver sobrecargas). De acordo com (AIBN – Accident Investigation Board Norway, 2018), o aço usado atualmente na engrenagem planetária de segundo estágio da MGB do EC225 Super Puma é o aço 16NCD13, que é um aço muito utilizado em componentes aeronáuticos.

Sabendo que, para a simulação estrutural de fadiga em um componente, é necessário obter a curva S-N, já explicada anteriormente, tais curvas geralmente são geradas pela equação de Basquin, que tem como objetivo prever a vida em fadiga do material, relacionando a tensão alternada com o número de ciclos. Tal equação é apresentada a seguir:

$$\sigma_a = \sigma'_f \cdot (2 \cdot N_f)^b \quad (3.17)$$

Onde:

- $\sigma'_f$  : Coeficiente de resistência à fadiga
- $N_f$  : Número de ciclos até a falha
- **b**: Expoente de fadiga

Dado que, para o aço 16NCD13 não possui valor único tabelado aberto ao público do  $\sigma'_f$  e do  $b$ , pois geralmente são obtidos através de ensaios, mas pode-se estimar que para aços de alta resistência, de acordo com Shigley, Mischke e Budynas (2005), o  $\sigma'_f$  será dado sendo 1,5 vezes a resistência à tração do material e o  $b$  é aproximadamente -0,09. Com tais dados e com as propriedades do material dadas pelo Supreme Steels (2025) e Matweb (2025), é obtido na Tabela 4.

Tabela 4 – Propriedades do aço 16NCD13 .

Propriedade	Valor	Unidade
Densidade	7800,00	kg/m <sup>3</sup>
Módulo de Young	210,00	GPa
Coeficiente de Poison	0,3	-
Módulo de cisalhamento	80	GPa
Resistência à tração	800	MPa
Resistência ao escoamento	600	MPa
Coeficiente de resistência à fadiga ( $\sigma'_f$ )	1200	MPa
Expoente de fadiga ( $b$ )	-0,09	-



Para a realização da melhoria dos aspectos físicos do componente, foi selecionado os seguintes materiais:

- **Aço Maraging 18Ni:** Tal material tem uma alta tenacidade e alta resistência a fadiga, sendo ele muito utilizado na indústria aeroespacial, porém é de alto custo;
- **Aço 300M:** Esse material possui uma alta resistência específica e boa tenacidade não sendo tão alta quanto a do outro aço, mas é utilizado na indústria aeroespacial e aeronáutica.

Dado que o EFATIGUE (2025) oferece os dados de  $\sigma'_f$  e do  $b$  e o Matweb (2025) apresenta outras propriedades importantes dos materiais, assim são obtidas as Tabela 5 e Tabela 6 com as propriedades necessárias para a realização das análises de fadiga.

Tabela 5 – Propriedades do aço Maraging 18Ni.

Propriedade	Valor	Unidade
Densidade	8000,00	kg/m <sup>3</sup>
Módulo de Young	186,00	GPa
Coeficiente de Poison	0,3	-
Módulo de cisalhamento	71	GPa
Resistência à tração	1800	MPa
Resistência ao escoamento	1764	MPa
Coeficiente de resistência à fadiga ( $\sigma'_f$ )	2137	MPa
Expoente de fadiga ( $b$ )	-0,063	-

Tabela 6 – Propriedades do aço 300M.

Propriedade	Valor	Unidade
Densidade	7800,00	kg/m <sup>3</sup>
Módulo de Young	210,00	GPa
Coeficiente de Poison	0,3	-
Módulo de cisalhamento	80	GPa
Resistência à tração	2100	MPa
Resistência ao escoamento	1550	MPa
Coeficiente de resistência à fadiga ( $\sigma'_f$ )	2441	MPa
Expoente de fadiga ( $b$ )	-0,085	-

---

## RESULTADOS E DISCUSSÕES

---

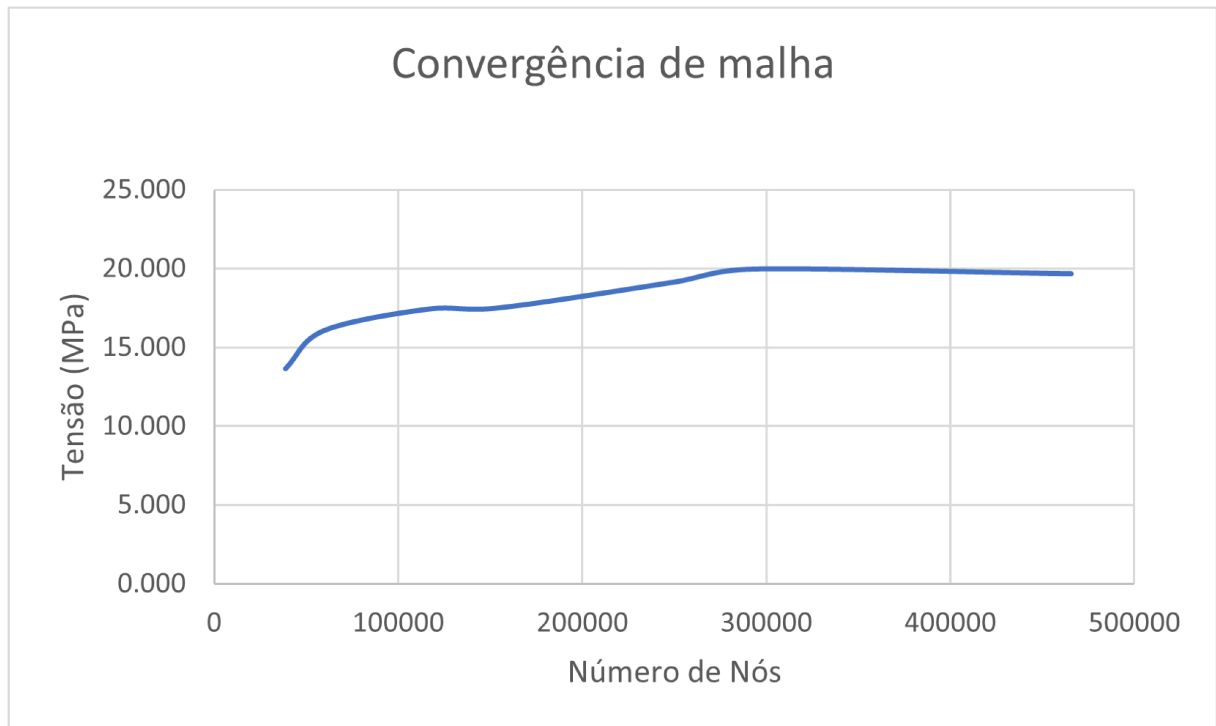
Obtidos os dados necessários para realizar a simulação de fadiga na engrenagem planetária de segundo estágio presente na MGB do EC225 Super Puma, esta secção apresenta os parâmetros de malha alcançados a fim de otimizar o tempo de simulação e a precisão da malha. Logo após, é apresentada a análise dos resultados da engrenagem com o intuito de validar o modelo 3D da engrenagem. E, finalizando, é feita a proposta de melhoria do componente a fim de mitigar os riscos de falha devido a fadiga, com o objetivo de obter o projeto mais seguro e confiável.

### 4.1 Parâmetros da Malha

Dado que a convergência de malhas é um método que consiste em realizar uma simulação com uma malha grosseira (com baixo número de elementos e nós) e, a partir do resultado da Tensão Equivalente de Von-Mises obtido, refina-se a malha nas regiões de alta concentração de tensão até que o refinamento não altere o resultado das tensões.

Para realizar uma análise mais visual e fácil de identificar os pontos em que a Tensão Equivalente de Von-Mises máxima não teve alteração, é gerado um gráfico de Tensão (MPa)  $\times$  Número de Nós, como a Figura 31 apresenta.

Figura 31 – Gráfico de convergência de malha.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Ao analisar o gráfico e o tempo de simulação, foi decidido utilizar uma malha com os seguintes valores:

- **Número de elementos:** 145565
- **Número de nós:** 292500

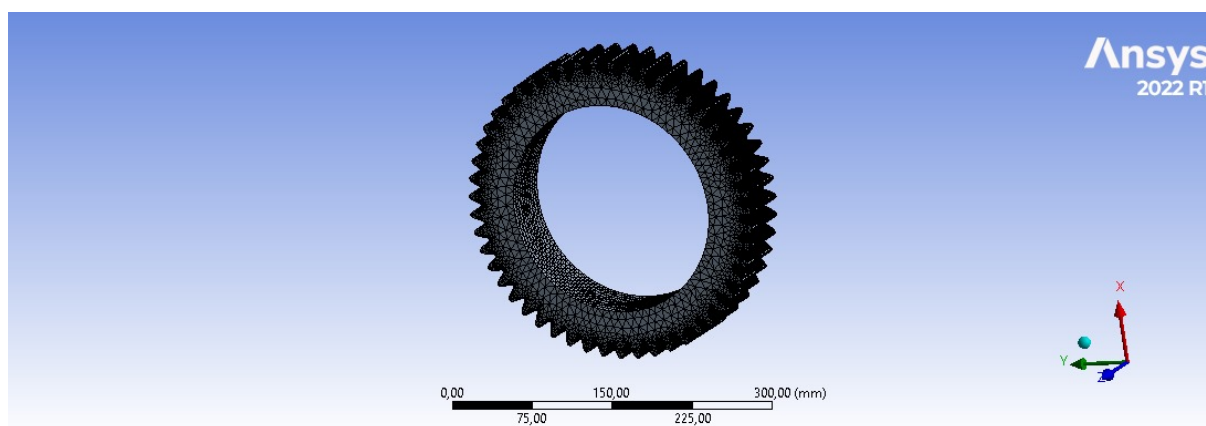
As configurações da malha apresentadas na Figura 17 têm as medidas dadas na Tabela 7

Tabela 7 – Medidas da malha.

Tipo de Configuração	Valor setado	Unidade
Body Sizing	8	mm
Face Sizing	3	mm
Face Sizing 2	6	mm
Refinement	1	-

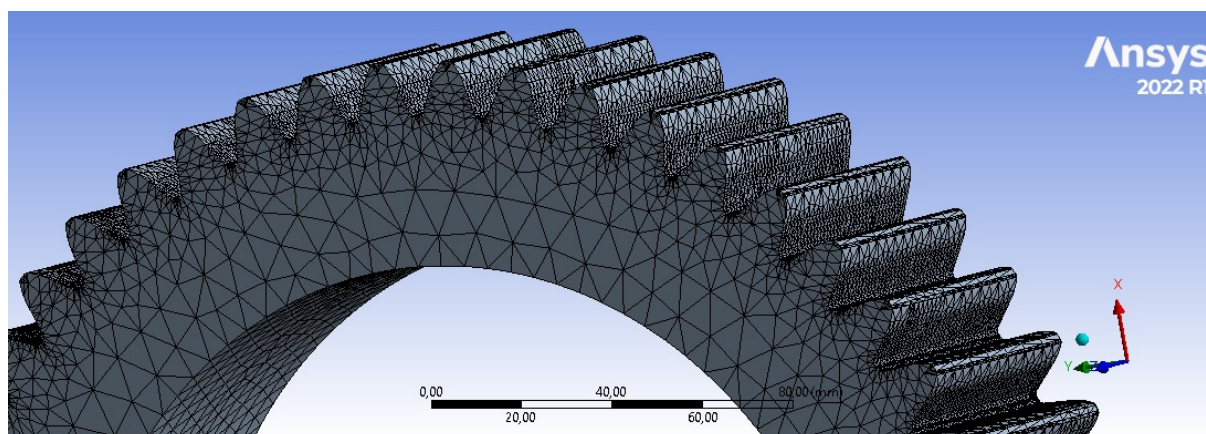
Deste modo, a malha gerada na engrenagem planetária é apresentada nas Figuras 32 e 33

Figura 32 – Malha gerada no Ansys.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 33 – Detalhe da malha gerada no Ansys entre os dentes da engrenagem.



Fonte: Elaborada pelo autor.

## 4.2 Análise do Resultados e Validação do Modelo

Com a malha definida, são gerados os resultados das tensões e deslocamentos, tais resultados são apresentados na Tabela 8.

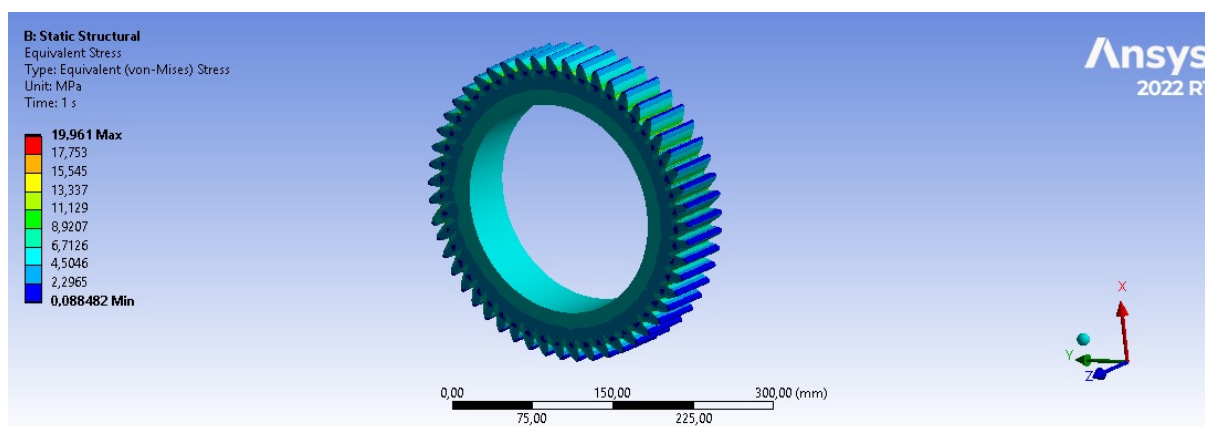
Tabela 8 – Resultados das Tensões Equivalente de Von-Mises e Deslocamento.

Variável	Valor	Unidade
Tensão Equivalente de Von-Mises máxima (carga da condição ideal)	19,961	MPa
Tensão Equivalente de Von-Mises mínima (carga da condição ideal)	0,08848	MPa
Deslocamento total máximo (carga da condição ideal)	0,0024934	mm
Deslocamento total mínimo (carga da da condição ideal)	0	mm
Tensão Equivalente de Von-Mises máxima (1,5 vezes maior)	27,539	MPa
Tensão Equivalente de Von-Mises mínima (1,5 vezes maior)	0,13272	MPa
Deslocamento total máximo (1,5 vezes maior)	0,0035034	mm
Deslocamento total mínimo (1,5 vezes maior)	0	mm

Com tais resultados, nota-se que as Tensões equivalentes de Von-Mises, com a carga 1,5 vezes maior que o carregamento na condição ideal, não apresentam um aumento significativo a ponto de gerar uma grande alteração que afete bruscamente a vida em fadiga e a quantidade de ciclos do componente.

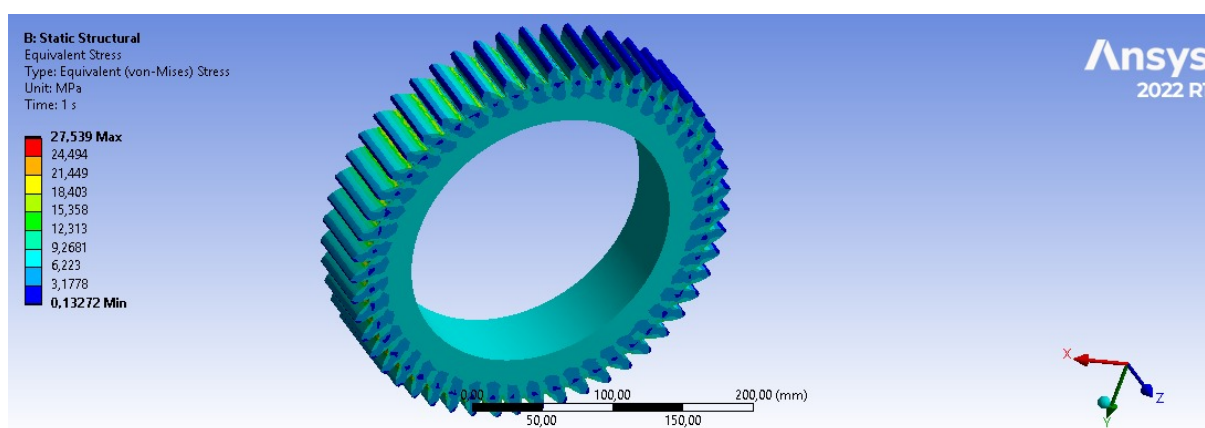
Nas Figuras 34 e 35 ilustram os valores das tensões em determinadas regiões da engrenagem planetária de segundo estágio.

Figura 34 – Tensões Equivalentes de Von-Mises presentes na engrenagem geradas pela condição ideal de carregamento.



Fonte: Elaborada pelo autor.

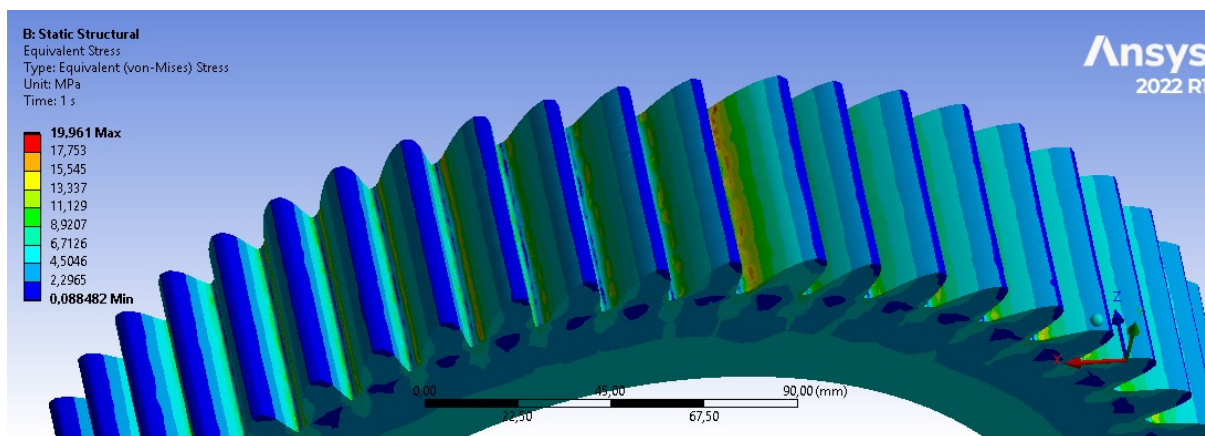
Figura 35 – Tensões Equivalentes de Von-Mises presentes na engrenagem geradas pela condição de carregamento 1,5 vezes da condição ideal.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A Figura 36 detalha as regiões com alta concentração de tensão, sabendo que, tanto para o carregamento ideal quanto para o carregamento 1,5 vezes maior, possuem as mesmas regiões com alta concentração de tensão.

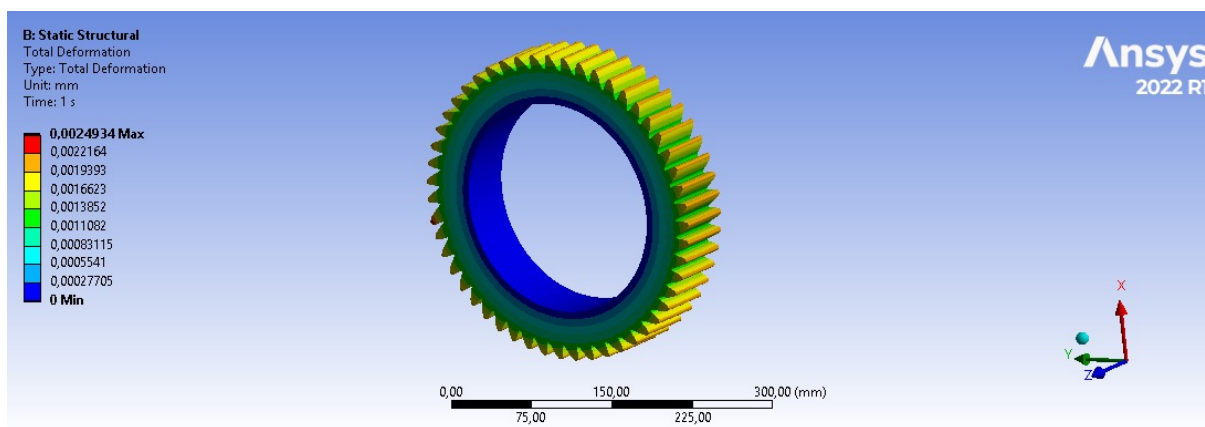
Figura 36 – Regiões com alta concentração de tensão na engrenagem gerada pela condição ideal de carregamento.



Fonte: Elaborada pelo autor.

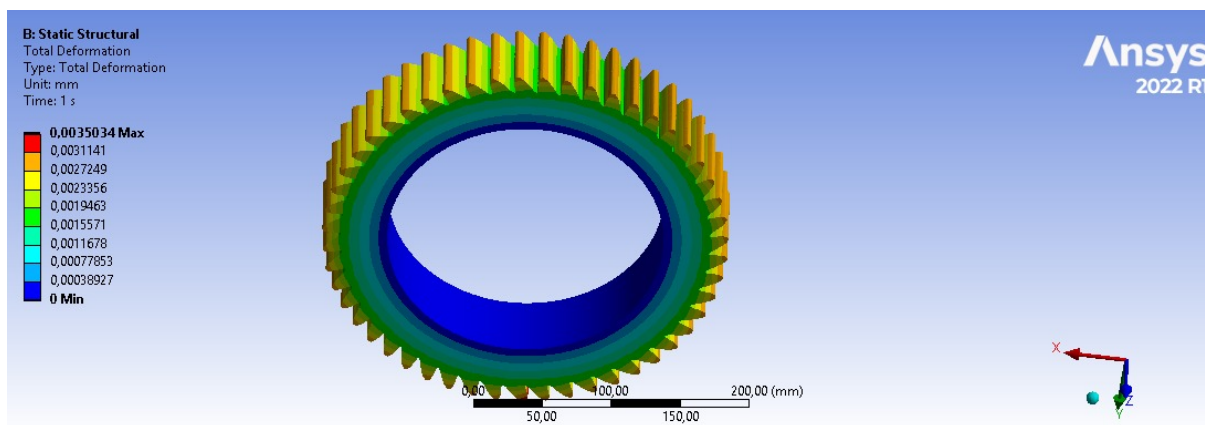
Já o resultado dos deslocamentos (Total Deformation) está presente nas Figuras 37 e 38.

Figura 37 – Deslocamentos gerados pela condição ideal de carregamento presentes na engrenagem.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 38 – Deslocamentos gerados pelo carregamento 1,5 vezes maior que o ideal presentes na engrenagem.

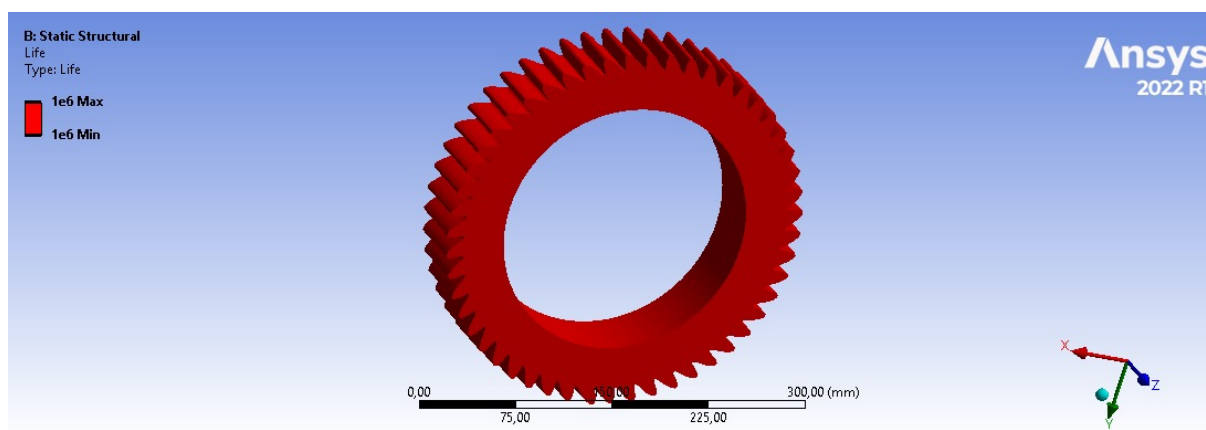


Fonte: Elaborada pelo autor.

O número máximo de ciclos do material para aços de alta resistência é de  $10^6$ , visto que a engrenagem está submetida a altos números de ciclos. Neste caso, estão sendo utilizados carregamentos ideais e estáticos, onde não são considerados carregamentos dinâmicos e condições críticas que afetam significativamente a vida em fadiga do material, devido a geração de picos de tensão nas operações. Com isso, para realizar a análise dos resultados de fadiga do componente, será observada a quantidade de "vidas" (onde cada vida completa possui  $10^6$ ) que o componente possui com determinado material.

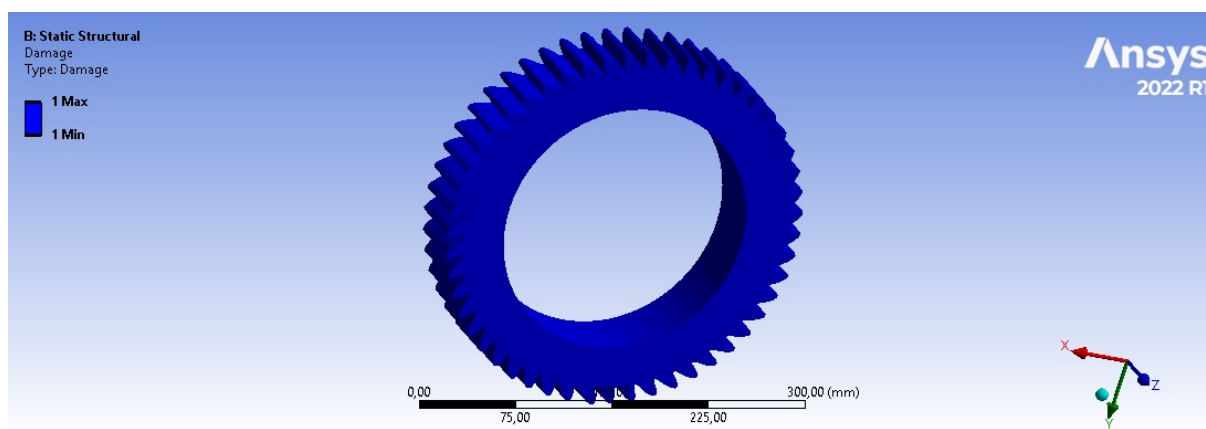
Para a análise, são gerados os resultados de fadiga apresentados na Figura 39, Figura 40, Figura 41 e Figura 42.

Figura 39 – Vida sob fadiga da engrenagem planetária de segundo estágio da MGB devido ao carregamento ideal.



Fonte: Elaborada pelo autor.

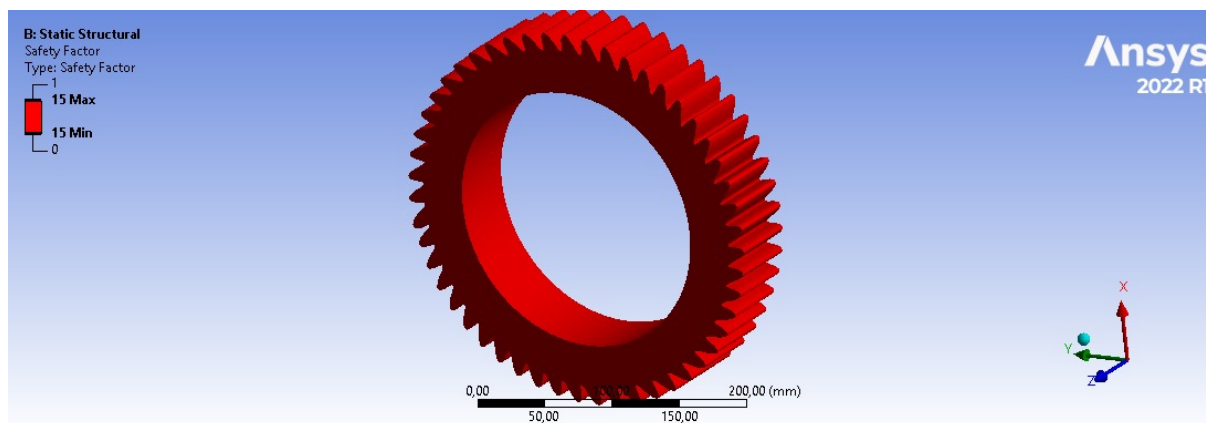
Figura 40 – Dano sob fadiga da engrenagem planetária de segundo estágio da MGB devido ao carregamento ideal.



Fonte: Elaborada pelo autor.

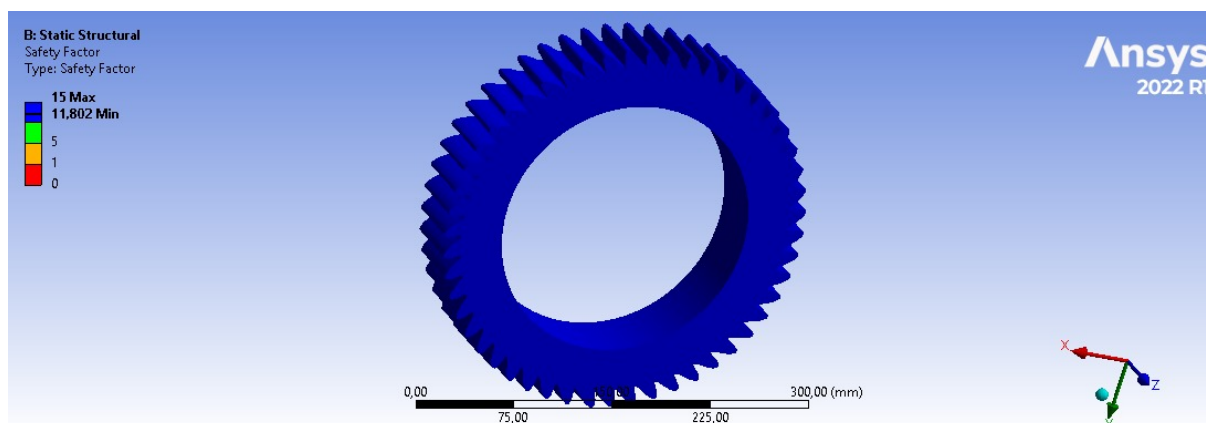


Figura 41 – Fator de segurança da engrenagem planetária de segundo estágio da MGB devido ao carregamento ideal.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 42 – Fator de segurança da engrenagem planetária de segundo estágio da MGB devido ao carregamento 1,5 vezes maior do ideal.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Para as análises de vida e dano devido a fadiga nas condições ideais e com um carregamento 1,5 vez maior que o ideal, notou-se que apresentaram os mesmos resultados, onde a vida em toda a engrenagem é igual a  $10^6$  e o dano é igual a 1. Porém, nota-se que o valor do fator de segurança sofreu uma pequena alteração.

Com os resultados e a representação dos locais de tensão, é possível observar onde tende a haver uma ruptura; assim, é possível compará-los com a engrenagem real.

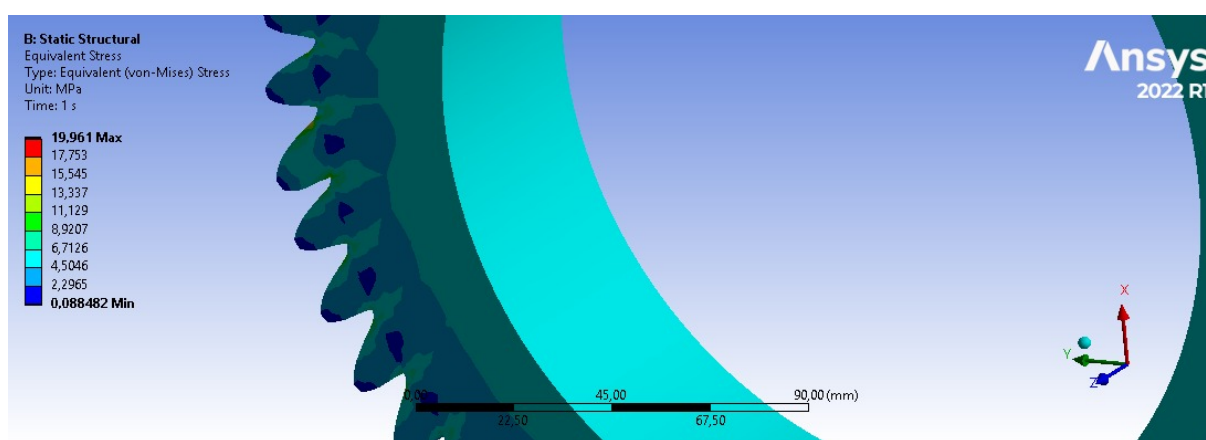
Porém, dado o fato de que os valores de teste de fadiga e as tensões do componente real não são divulgados ao público, o resultado das análises foi comparado com a imagem que demonstra a região do componente que sofreu fratura, sendo dada pela Figura 9. Dado que o início da trinca se localizou na zona A da imagem apresentada, o início da trinca ocorreu na face que entra em contato com o rolamento.



Além disso, nota-se que, mesmo com um carregamento 1,5 vezes maior, a vida útil e o dano em fadiga do componente não são alterados. As tensões não são alteradas bruscamente em relação a condição de carga ideal, sendo tais valores bem próximos um ao outro. desta forma, conclui-se que, mesmo tendo um aumento de 50% da carga, o carregamento estático apenas não irá mudar a análise como um carregamento dinâmico que considera algumas condições críticas e excepcionais de operação.

Com isso, através da Figura 43, apresenta-se em detalhe a região da face que tem contato com o rolamento. Com tal resultado, percebe-se que a tensão nessa face está na média do valor, sendo muito provável que inicie uma ruptura nesta face em comparação com as outras regiões com menor tensão. Além disso, nesta face exige-se uma boa lubrificação constantemente; assim, com a falta de manutenção ou falha na lubrificação, tal face tende a iniciar trincas e a falhar antes do previsto. Lembrando que um dos motivos para a falha se deu devido a falta de lubrificação na engrenagem. com isso, diminuiu a quantidade de vida em fadiga do componente, dado que, nessa região da face, é de extrema importância que esteja bem lubrificado. Diante de tais fatos, foi possível concluir que o modelo geométrico está próximo do real.

Figura 43 – Tensão Equivalente de Von-Mises na face da engrenagem planetária devido ao carregamento ideal.

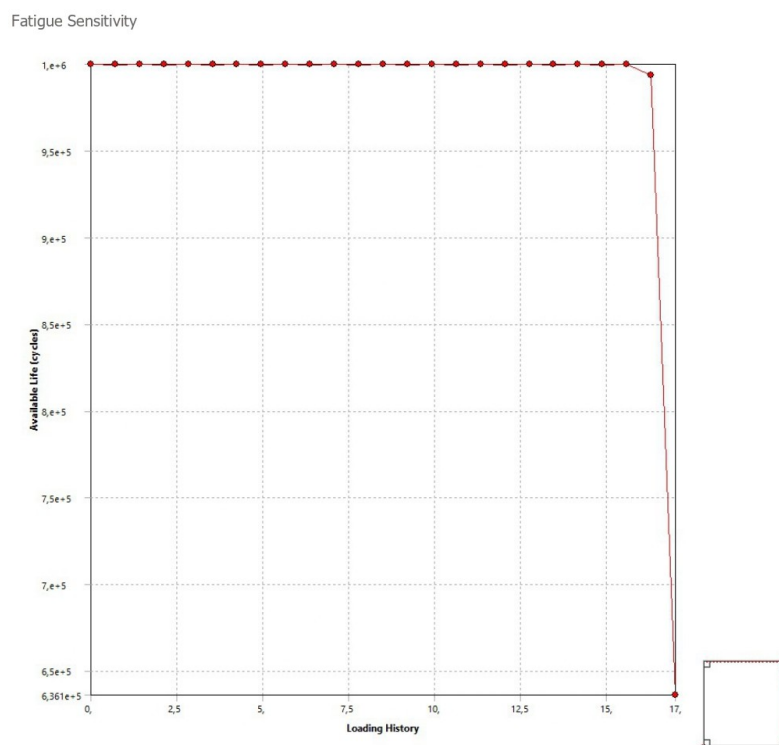


Fonte: Elaborada pelo autor.

Além dos resultados de vida, dano e fator de segurança, também é gerado o gráfico fatigue sensitivity (sensibilidade a fadiga), onde é possível medir a "quantidade de vidas" que o componente suporta. no caso do aço, uma vida completa equivale a  $10^6$  ciclos; assim, é possível analisar, em números, até quantas vidas o componente pode durar, dado que, para uma engrenagem, é necessária uma alta quantidade de vidas devido a sua operação.

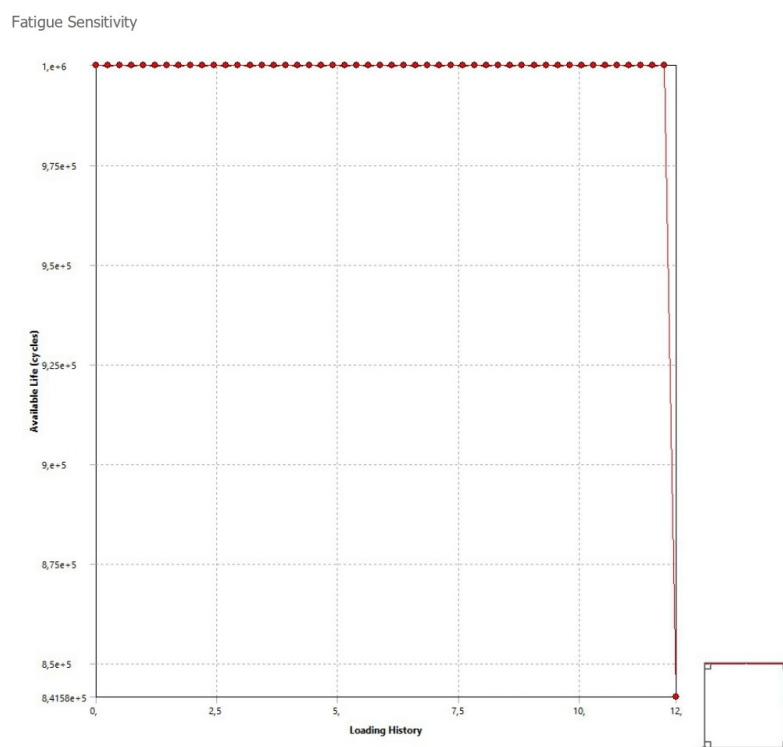
Tal gráfico é apresentado na Figura 44 e Figura 45 a seguir para a engrenagem composta pelo aço 16NCD13.

Figura 44 – Gráfico de sensibilidade a fadiga da engrenagem planetária feita de aço 16NCD13 na condição de carregamento ideal.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 45 – Gráfico de sensibilidade a fadiga da engrenagem planetária feita de aço 16NCD13 na condição de carregamento 1,5 vezes maior do ideal.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Como apresentado no gráfico de sensibilidade a fadiga, onde o eixo Y representa o número de ciclos do componente e o eixo X representa a quantidade de ciclos de vida do componente. Com isso, nota-se que, na condição de carregamento ideal para a engrenagem feita de aço 16NCD13, tem-se que aproximadamente 15 vidas serão completas. após essa quantidade de vida, o número de ciclos vai diminuindo e, assim, o componente não atinge uma vida completa, sendo que, para aços, uma vida completa equivale a  $10^6$ . Deste modo passando de 15 vidas o componente tende a falhar e é necessário sua troca ou inspeção periódica.

Além disso, observa-se que, no gráfico onde o componente está na condição de 1,5 vezes maior do que o ideal, o componente tem uma quantidade de 12 vidas completas. Assim sendo, essa condição faz com que o componente torne-se mais suscetível a falha por fadiga mas não de maneira brusca, pois em tal condição o componente possui apenas 3 vidas completas a menos que na condição ideal.

### 4.3 Propostas de Melhoria

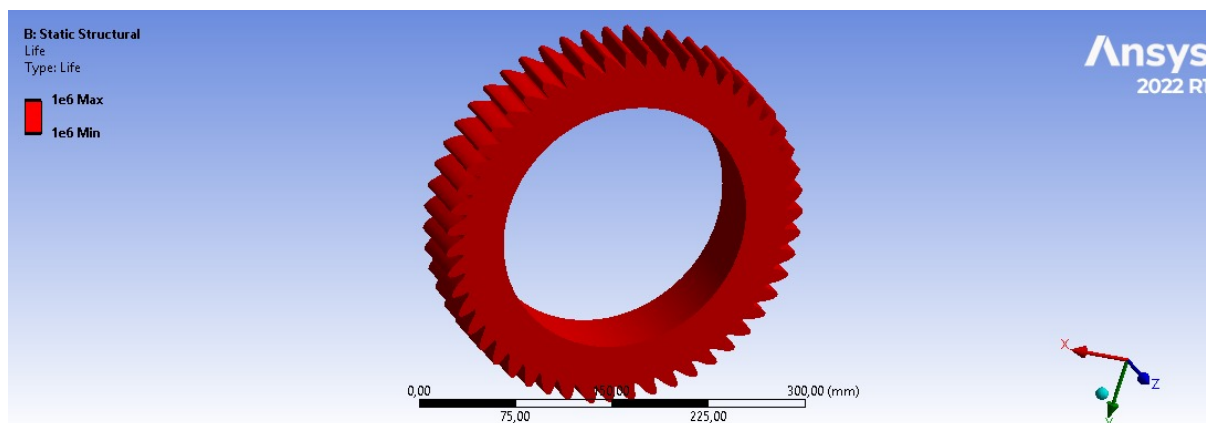
Para a melhoria do componente, é feita apenas a análise de novos materiais e tratamentos para prolongar a vida do componente, dado que, para realizar uma otimização geométrica relevante, é necessário modificar as dimensões dos dentes da engrenagem, visto que na região do fundo dos dentes há uma alta concentração de tensão.

No mais, ao modificar o tamanho e formato dos dentes e as dimensões do furo do rolamento, influenciam diretamente na alteração do projeto do sistema de transmissão, visto que a eficiência da engrenagem pode mudar. Para adaptar tais mudanças, seria necessário alterar o projeto dos outros tipos de engrenagem e o tamanho total da MGB. Com isso, não se torna tão viável em termos de custo e facilidade de modificação.

Desta maneira, para aumentar a quantidade de vida em fadiga da engrenagem planetária, foram escolhidos os seguintes materiais: Aço Maraging 18Ni e o Aço 300M. Tais materiais tem suas propriedades apresentadas na Tabela 5 e Tabela 6.

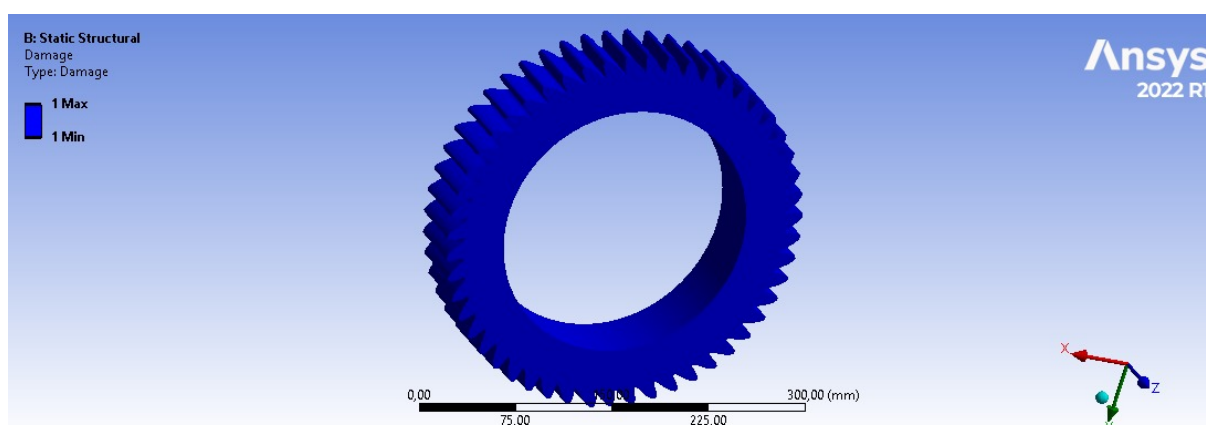
Com tais propriedades, é possível simular as engrenagens com tais materiais, dado que o resultado da Tensão Equivalente de Von-Mises e deformação total não se alteram. Assim, para o aço Maraging 18Ni, obtém-se os resultados de vida e de dano em condição ideal (visto que na condição de 1,5 vezes o carregamento os resultados são aproximados) apresentados na Figura 46 e na Figura 47.

Figura 46 – Vida sob fadiga na engrenagem planetária feita de aço Maraging 18Ni condição de carga ideal.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 47 – Dano sob fadiga na engrenagem planetária feita de aço Maraging 18Ni na condição de carga ideal.

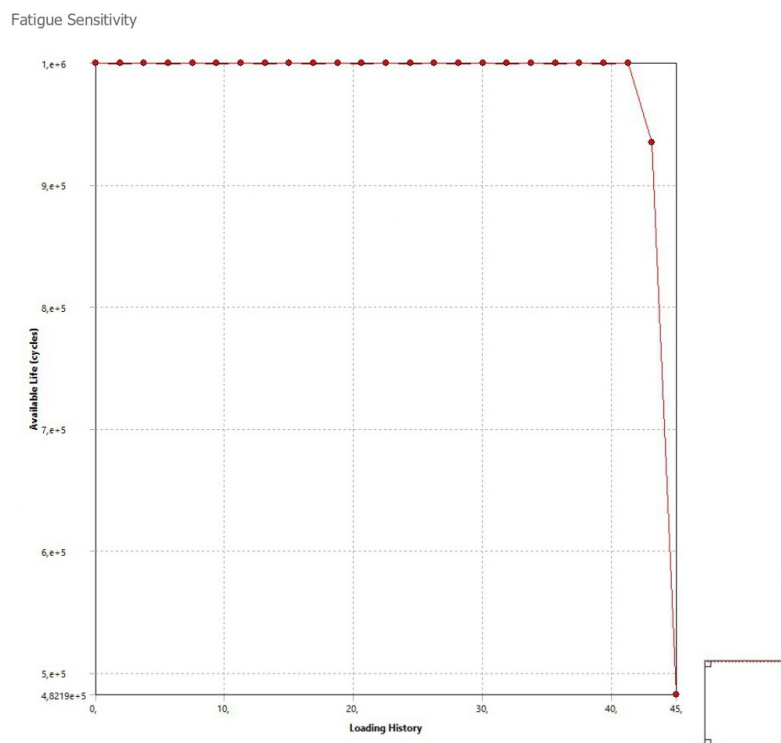


Fonte: Elaborada pelo autor.

E o fator de segurança se torna 15 para a engrenagem inteira, como apresentado nos resultados de Fator de segurança da engrenagem feita de aço 16NCD13, na Figura 41. Com isso, nota-se que os resultados do Aço Maraging para vida e dano também são semelhantes aos apresentados para o aço 16NCD13, que estão apresentados na Figura 39 e Figura 40. Os resultados da vida, dano e fator de segurança do aço maraging são semelhantes nas condições ideais e na condição de carga 1,5 vezes maior que a ideal.

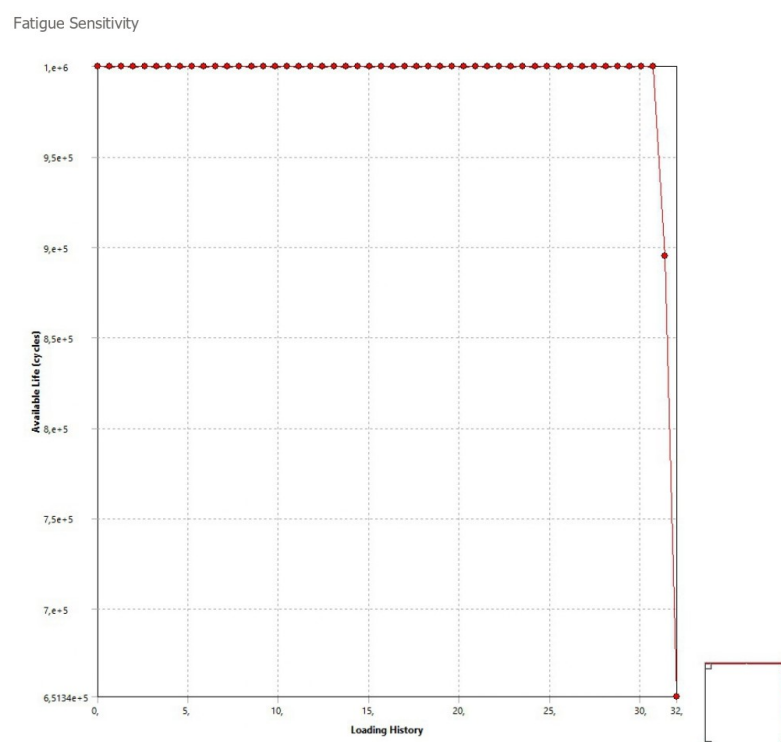
Os resultados de vida, dano e fator de segurança obtidos na condição ideal, quanto na condição de carga 1,5 vezes maior que a ideal da simulação da engrenagem planetária composta pelo aço 300M, são iguais aos do aço Maraging, onde a vida possui um valor de  $10^6$  em toda a engrenagem, o dano possui um valor igual a 1 por toda a engrenagem e o fator de segurança tem o valor de 15 por toda a engrenagem. Porém, os resultados do gráfico de sensibilidade a fadiga são distintos. Assim, é possível fazer a comparação dos dois materiais. Os gráficos de sensibilidade a fadiga são apresentados na Figura 48, Figura 49, Figura 50 e Figura 51.

Figura 48 – Gráfico de sensibilidade a fadiga da engrenagem planetária feita de aço Maraging 18Ni na condição de carregamento ideal.



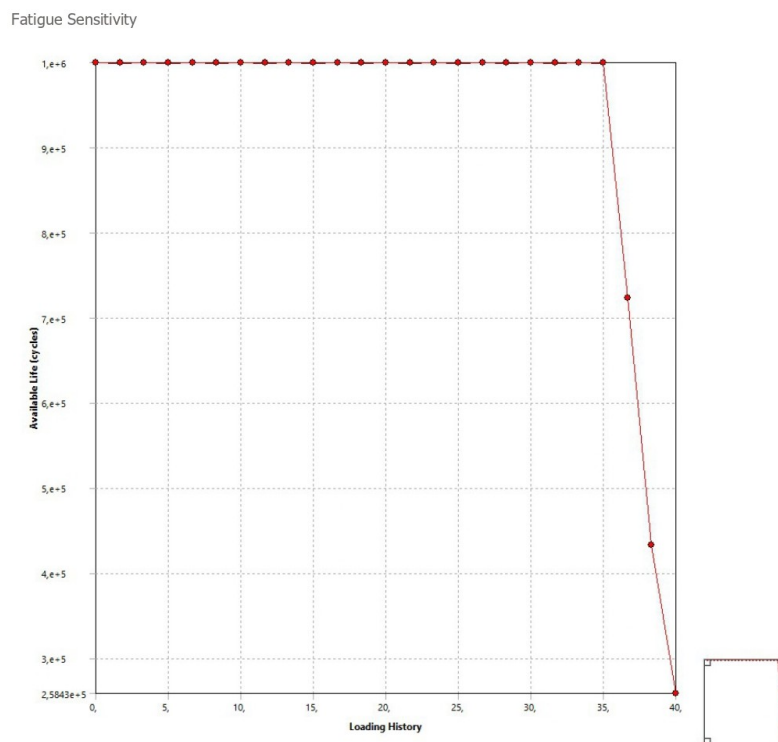
Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 49 – Gráfico de sensibilidade a fadiga da engrenagem planetária feita de aço Maraging 18Ni na condição de 1,5 vezes maior que o carregamento ideal.



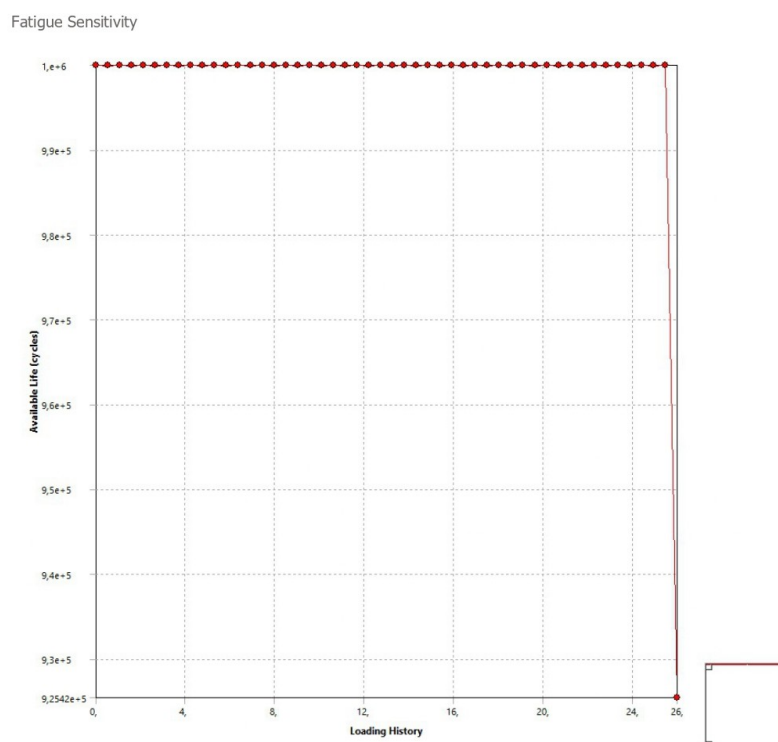
Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 50 – Gráfico de sensibilidade a fadiga da engrenagem planetária feita de aço 300M na condição de carregamento ideal.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 51 – Gráfico de sensibilidade a fadiga da engrenagem planetária feita de aço 300M na condição de 1,5 vezes maior que o carregamento ideal.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Com tais resultados, é possível observar que o aço Maraging, em relação à quantidade de vidas completas em uma condição ideal de carregamento, alcança até aproximadamente 40 vidas completas. já na condição de carregamento em que a carga é 1,5 vezes maior, a quantidade de vidas completas do componente é de 30 vidas completas. ao contrário do aço 16NCD13, a diferença na quantidade de vidas completas é maior. tal diferença pode estar ligada ao fato de que o coeficiente de resistência à fadiga e o expoente de fadiga são diferentes, dado que, principalmente, o expoente de fadiga do 16NCD13 é mais próximo de -1 e o coeficiente de resistência a fadiga é menor.

Já no aço 300M, tem-se que, para a condição ideal, obtém-se uma quantidade de vidas completas de aproximadamente 35, enquanto, para a condição de carga 1,5 vezes maior que a ideal, teve um resultado de aproximadamente 25 vidas completas. Esse resultado é bem semelhante ao do aço Maraging, com a diferença entre o número de vidas completas na condição ideal e na de 1,5 vezes maior do que a ideal. Um dos motivos pode ser o fato de que os coeficientes de resistência a fadiga são próximos.

Portanto, com os resultados, nota-se que, para as condições de carregamento impostas, a melhor opção para este caso seria a utilização do aço Maraging devidamente tratado para uso em engrenagens (como a nitridação, que melhora a dureza do material), pois ele conseguiria suportar bem os carregamentos impostos e aumentar mais que o dobro a quantidade de vida. Assim, tendo uma engrenagem planetária com um aumento considerável em sua vida útil, trazendo mais segurança e confiabilidade para as operações.

---

## CONCLUSÕES

---

### 5.1 Conclusões

O trabalho teve como objetivo analisar e propor soluções de melhorias para mitigar a falha devido à fadiga presente na engrenagem planetária de segundo estágio da MGB do helicóptero EC225 Super Puma, por meio de simulações estruturais, utilizando o método de elementos finitos como base nos cálculos de tensões.

Analisando e estudando os dados e informações sobre o acidente do Voo 241 da CHC Helikopter Service e sobre a engrenagem em documentos oficiais do fabricante e da FAA, além de normas e literaturas, foi possível criar o modelo 3D do componente utilizando o SolidWorks. Logo após, foi gerada uma malha para esse componente, visando o uso em simulações estruturais no ANSYS. Assim, foram analisadas e aplicadas as condições de contorno e os carregamentos, como torque e pressão de contato presentes na engrenagem. Desta maneira, foi possível realizar as análises estruturais de fadiga, obtendo resultados de vida, dano por fadiga e sensibilidade a fadiga do componente; com tais dados, foi possível validar a simulação realizada.

Por fim, foram feitas análises e comparações sobre como trazer melhorias para a engrenagem planetária de maneira a não afetar o projeto completo da MGB. Deste modo, chegou-se à conclusão de que a melhor opção seria mudar os materiais. Dado que o aço 16NCD13 (aço original) apresenta algumas limitações em relação a sua quantidade de vidas completas. Com isso, foram selecionados dois aços de alta resistência presentes na indústria aeronáutica. Dado que esses aços são o Maraging 18Ni e o 300M. Por meio das simulações estruturais e análises de fadiga, foi possível comparar os resultados do componente com os três aços diferentes; com isso, concluiu-se que o melhor aço para utilizar na mitigação dos danos causados pela fadiga seria o aço Maraging 18Ni, visto que ele possui uma maior quantidade de vidas completas, demonstrando maior durabilidade para tal operação. Deste modo, tal melhoria resulta no aumento da confiabilidade e segurança do componente para uso aeronáutico.



## 5.2 Trabalhos futuro

Os possíveis trabalhos a serem realizados com base neste trabalho seriam:

- Otimização do trem de engrenagem epicícloidal de segundo estágio da MGB do EC225 Super Puma;
- Análise do comportamento entre o rolamento e a engrenagem planetária de segundo estágio da MGB do EC225 Super Puma e otimização dos componentes;
- Otimização e análise de contato entre engrenagem solar e planetária presentes no segundo estágio da MGB do EC225 Super Puma;

## REFERÊNCIAS

---

Aerossurance. **EC225 Main Rotor Head and Main Gear Box Design**. 2016. Disponível em: <<https://aerossurance.com/news/ec225-main-rotor-mgb-design/>>. Citado nas páginas 19, 20, 32 e 34.

Agência Nacional de Aviação Civil (ANAC). **Regulamento Brasileiro da Aviação Civil – RBAC nº 27: Requisitos de Aeronavegabilidade: Aeronaves de Asas Rotativas Categoria Normal**. 2023. Disponível em: <[https://www.anac.gov.br/assuntos/legislacao/legislacao-1/rbha-e-rbac/rbac/rbac-27/@display-file/anexo\\_norma/14\\_CFR\\_Part\\_27\\_Amdt\\_51\\_DATED\\_2023\\_04\\_11\\_\\_Airworthiness\\_Standards\\_\\_Normal\\_Category\\_Rotorcraft.pdf](https://www.anac.gov.br/assuntos/legislacao/legislacao-1/rbha-e-rbac/rbac/rbac-27/@display-file/anexo_norma/14_CFR_Part_27_Amdt_51_DATED_2023_04_11__Airworthiness_Standards__Normal_Category_Rotorcraft.pdf)>. Citado na página 23.

\_\_\_\_\_. **Regulamento Brasileiro da Aviação Civil – RBAC nº 29: Requisitos de Aeronavegabilidade: Aeronaves de Asas Rotativas Categoria Transporte**. 2023. Disponível em: <[https://www.anac.gov.br/assuntos/legislacao/legislacao-1/rbha-e-rbac/rbac/rbac-29/@display-file/anexo\\_norma/14\\_CFR\\_Part\\_29\\_Amdt\\_59\\_DATED\\_2023\\_04\\_11\\_\\_Airworthiness\\_Standards\\_\\_Transport\\_Category\\_Rotorcraft.pdf](https://www.anac.gov.br/assuntos/legislacao/legislacao-1/rbha-e-rbac/rbac/rbac-29/@display-file/anexo_norma/14_CFR_Part_29_Amdt_59_DATED_2023_04_11__Airworthiness_Standards__Transport_Category_Rotorcraft.pdf)>. Citado na página 23.

AIBN – Accident Investigation Board Norway. **Report on the air accident near turøy, øygarden municipality, hordaland county, norway 29 april 2016 with airbus helicopters ec 225 lp, ln-ojf, operated by chc helikopter service as**. 2018. Disponível em: <[https://www.faa.gov/sites/faa.gov/files/2023-04/2018-04\\_LN-OJF.pdf](https://www.faa.gov/sites/faa.gov/files/2023-04/2018-04_LN-OJF.pdf)>. Citado nas páginas 19, 20, 21, 22, 23, 32, 33, 43 e 51.

American Gear Manufactures Association (AGMA). **ANSI/AGMA 2101-D04: Fundamental rating factors and calculation methods for involute spur and helical gear teeth**. 2004. Disponível em: <<https://wp.kntu.ac.ir/asnari/AGMA%202001-D04.pdf>>. Citado nas páginas 25, 35 e 41.

CALLISTER, W. D. **Materials science and engineering : an introduction**. Seventh. [S.l.]: Hoboken: John Wiley & Sons, 2007. v. 7. Nenhuma citação no texto.

Dassault Systèmes Solidworks Corporation. **Curva S-N. Ajuda do SOLIDWORKS**. 2012. Disponível em: <[https://help.solidworks.com/2012/portuguese-brazilian/solidworks/cworks/S-N\\_Curve.htm](https://help.solidworks.com/2012/portuguese-brazilian/solidworks/cworks/S-N_Curve.htm)>. Citado na página 47.

DOWLING, N. E. **Mechanical Behavior of Materials: Engineering Methods for Deformation, Fracture, and Fatigue**. Fourth. [S.l.]: Upper Saddle River: Pearson, 2012. v. 4. Nenhuma citação no texto.

EFATIGUE. **Material Property Finder – Constant Amplitude Stress-Life**. 2025. Disponível em: <[https://www.efatigue.com/constantamplitude/stresslife/materials/?from\\_castresslife=1#a](https://www.efatigue.com/constantamplitude/stresslife/materials/?from_castresslife=1#a)>. Citado na página 52.

Eurocopter. **Technical Data**. 2009. Disponível em: <<https://studylib.net/doc/18760899/technical-data---airbus-helicopters>>. Citado nas páginas 18, 32, 33, 34 e 42.

Federal Aviation Administration (FAA). **Helicopter Flying Handbook**. 2012. Disponível em: <<https://www.blubird.nl/sites/default/files/documenten/FAA%20helicopter%20flying%20handbook.pdf>>. Citado nas páginas 26 e 28.

Heliflite Brasil. **Makila 2A1 – PN 0298005200**. 2025. Disponível em: <<https://heliflite.com.br/produto/makila-2a1-pn-0298005200>>. Citado na página 20.

Matweb. **Online Materials Information Resource**. 2025. Disponível em: <<https://matweb.com/index.aspx>>. Citado nas páginas 51 e 52.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. Fourth. [S.l.]: Porto Alegre: Bookman, 2013. v. 4. Citado nas páginas 27, 28, 29, 32, 35, 38 e 41.

PILKEY, W. D.; PILKEY, D. F. **Peterson's Stress Concentration Factors**. Third. [S.l.]: Hoboken: John Wiley & Sons, 2008. v. 3. Nenhuma citação no texto.

SCHIJVE, J. **Fatigue of Structures and Materials**. Second. [S.l.]: Springer, 2009. v. 2. Nenhuma citação no texto.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. Seventh. [S.l.]: Porto Alegre: Bookman, 2005. v. 7. Citado nas páginas 32, 33, 46 e 51.

SOUZA, A. G. de. **Estudo do comportamento e simulação de fadiga em eixos (SAE 4140) laminados e tratados termicamente**. 2012. Disponível em: <[https://formulaufsm.wordpress.com/wp-content/uploads/2018/03/tcc\\_-\\_alex\\_gonccca7alves\\_de\\_souza.pdf](https://formulaufsm.wordpress.com/wp-content/uploads/2018/03/tcc_-_alex_gonccca7alves_de_souza.pdf)>. Citado na página 46.

Supreme Steels. **16NCD13 Steel**. 2025. Disponível em: <<https://supremesteels.com/products/16ncd13-steel/>>. Citado na página 51.

Wikipedia. **CHC Helikopter Service Flight 241**. 2025. Disponível em: <[https://en.wikipedia.org/wiki/CHC\\_Helikopter\\_Service\\_Flight\\_241](https://en.wikipedia.org/wiki/CHC_Helikopter_Service_Flight_241)>. Citado na página 19.