



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ – UFPA
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ – CAMTUC
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA – FEM**

**RAFHAEL SILVA DE ALMEIDA
RODRIGO GONÇALVES MARTINS**

**PROJETO DE UMA CAIXA DE REDUÇÃO PARA DETECÇÃO DE DEFEITOS EM
ENGRENAGENS POR ANÁLISE DE VIBRAÇÃO.**

**Tucuruí-PA
2022**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO TUCURUÍ
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO DE UMA CAIXA DE REDUÇÃO PARA DETECÇÃO DE DEFEITOS EM
ENGRENAGENS POR ANÁLISE DE VIBRAÇÃO.**

**RAFHAEL SILVA DE ALMEIDA
RODRIGO GONÇALVES MARTINS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica do Campus de Tucuruí, como parte dos requisitos para obtenção do título bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador:

Prof. Me. Walter dos Santos Sousa

Tucuruí – PA

2022

**Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD
Sistema de Bibliotecas da Universidade Federal do Pará**
Gerada automaticamente pelo módulo Ficat, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

M379p Martins, Rodrigo Gonçalves.
PROJETO DE UMA CAIXA DE REDUÇÃO PARA DETECÇÃO
DE DEFEITOS EM ENGRENAGENS POR
ANÁLISE DE VIBRAÇÃO / Rodrigo Gonçalves Martins, Rafael Silva
de Almeida. — 2022.
113 f. : il. color.

Orientador(a): Prof. Me. Walter dos Santos Sousa
Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Federal
do Pará, Campus Universitário de Tucuruí, Faculdade de Engenharia
Mecânica, Tucuruí, 2022.

1. Análise de Vibração, Vibração mecânica, Modelagem
numérica, Manutenção.. I. Título.

CDD 620.3



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUI

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO/TCC Nº 59 / 2022 - CTUCU (11.16)

Nº do Protocolo: 23073.038720/2022-11

Tucuruí-PA, 12 de julho de 2022.

**PROJETO DE UMA CAIXA DE REDUÇÃO PARA DETECÇÃO DE
DEFEITOS EM ENGRENAGENS POR ANÁLISE DE VIBRAÇÃO**

RAFHAEL SILVA DE ALMEIDA
RODRIGO GONÇALVES MARTINS

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Faculdade de Engenharia
Mecânica do Campus de Tucuruí, como
parte dos requisitos para obtenção do título
de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Data da aprovação: 04/07/2022

Conceito: EXCELENTE

BANCA EXAMINADORA

Prof. Me. Walter dos Santos Sousa - Orientador

FEM/CAMTUC/UFPA

Prof. Dr. Leopoldo Pacheco Bastos - Membro Interno

FEM/CAMTUC/UFPA

Prof. Me. Maciel da Costa Furtado - Membro Interno

FEM/CAMTUC/UFPA

(Assinado digitalmente em 13/07/2022 13:02)
LEOPOLDO PACHECO BASTOS
PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR
CTUCU (11.16)
Matrícula: 2354676

(Assinado digitalmente em 13/07/2022 08:39)
MACIEL DA COSTA FURTADO
PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR
CTUCU (11.16)
Matrícula: 1103308

(Assinado digitalmente em 12/07/2022 21:43)
WALTER DOS SANTOS SOUSA
PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR
CTUCU (11.16)
Matrícula: 2611288

Para verificar a autenticidade deste documento entre em
<https://sipac.ufpa.br/public/documentos/index.jsp> informando seu número: **59**, ano: **2022**,
tipo: **TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO/TCC**, data de emissão: **12/07/2022** e o código
de verificação: **504271ef4c**

Dedicamos este trabalho a Deus, a nossa família, amigos e professores que contribuíram nesta nossa jornada.

AGRADECIMENTOS

Eu, Rodrigo Martins, agradeço primeiramente a Deus, por essa conquista, por ter me dado força para superar os momentos de dificuldade e me acolhido nos momentos de aflição.

A minha mãe, Daniane Martins, que não mediu esforços para que eu pudesse ter uma boa educação, por sempre me proporcionar as melhores coisas, por sempre lutar para que eu tivesse um futuro bom, por ter me incentivado a não desistir dos meus sonhos e por ser essa mãe guerreira.

A Ana Rafaela, por todo companheirismo, por estar comigo em todos os momentos, por todo amor, carinho, por todo amparo nos momentos de dificuldades, por fazer com que esta longa e pesada caminhada se tornasse curta e mais leve.

Aos meus avós, Benedito e Maria, por toda educação, por todo ensinamento, por todo amor e carinho que sempre tiveram comigo.

A família Alves, na pessoa do tio Luiz e tia Maria, me acolheu, e me deram amor, compaixão, carinho. E que foram minha família durante anos, sou imensamente grato a eles por tudo.

Eu, Raphael Silva, agradeço a Deus por estar comigo nos momentos mais difíceis nessa trajetória, dando forças para acreditar que cada gota de suor, valeria a pena a ser derramada.

Agradeço aos meus pais, Antônio Flávio e Mariza da Silva por serem a minha base e molde para pessoa que me tornei, que sempre se esforçaram ao máximo pela minha educação e saúde. Se cheguei até aqui, foi graças a eles.

Aos meus irmãos Elloah Silva e Matheus Silva, que foram minha principal motivação, tentando ser exemplo de pessoa e inspiração para buscar seus verdadeiros objetivos e sonhos.

Aos meus amigos de infância Enzo Rangel, Junior Jesus e Ramon Nascimento, por serem exemplos de companheirismo, por todos os momentos de aventuras, diversão, tristezas e alegrias dentre esses anos de amizade, por todos os conselhos que me guiaram em fases difíceis da vida.

Aos meus avós, Celestina Batista, Maria Socorro, Raimundo Antônio, pela educação, vivência e serem as figuras mais acolhedoras da minha infância e adolescência.

Somos gratos à Deus, que encheu nossos corações de luz e contribuiu com a nossa cumplicidade, nos amparou em momentos de dificuldades, e nos deu força para continuar durante nossa trajetória.

Agradecemos aos nossos familiares por todo o amor, carinho e compreensão nos nossos momentos de ausência.

Aos nossos amigos Ana Rafaela, Clésio, Thaíres, Marcelo, Rickelme, Victor, Welington, pelo companheirismo, momentos e afeto que compartilharam durante nossa trajetória. Torcemos por cada um de vocês, e que possamos levar nossas amizades para sempre.

Ao meu amigo, João Everaldo, por toda amizade dividida durante estes anos, por toda demonstração de alegria, leveza e acolhimento. Meu amigo, esta vitória é nossa.

Aos nossos professores do campus, na pessoa do professor orientador Walter Sousa, por todo esforço, dedicação e aprendizado repassados durante estes anos. E também, pela amizade construída.

Ao laboratório FLUIDPAR, por ceder seus equipamentos hardwares e a licença do software ANSYS para realização dos estudos numérico, em especial ao Professor André A. Mesquita pela disposição para suporte aos equipamentos.

A todos os colaboradores do campus, colegas e familiares que colaboraram conosco diretamente ou indiretamente durante esse nosso ciclo.

PROJETO DE UMA CAIXA DE REDUÇÃO PARA DETECÇÃO DE DEFEITOS EM ENGRENAGENS POR ANÁLISE DE VIBRAÇÃO.

RESUMO

O surgimento de novas tecnologias proporciona ferramentas mais precisas para acompanhar funcionamento das máquinas rotativas. A manutenção nas grandes empresas são pontos de suma importância, pois um pleno funcionamento de seus equipamentos permitem melhor rendimento e produtividade. Diversos métodos de manutenção foram criados no decorrer dos anos pelas indústrias, afim de diminuir os custos voltados a paradas inesperadas de máquinas. Um dos métodos desenvolvidos diz a respeito da análise de vibração, que permite o acompanhamento e monitoramento das máquinas através da vibração mecânica, onde cada equipamento possui sua assinatura. As presenças de anomalia neste sinal podem ser demonstrativas de falha, o que pode culminar em perdas de produção ou paradas inesperadas. Neste trabalho, será demonstrado o desenvolvimento do projeto de uma caixa de redução para estudos voltados a análise de vibração. Além disso, será realizado a validação da mesma, através da análise de vibração, com foco em análise de defeito em um par engrenado. Sendo assim, através da análise de vibração detectar estes indicativos de falhas, e também identificar onde está inserido a mesma, além disso sendo possível notar presença de outras formas de defeito como folgas mecânicas, desalinhamentos, defeitos em rolamentos.

Palavras-chave: Par engrenado, Manutenção, Análise, Vibração, Bancada.

DESIGN OF A REDUCTION BOX FOR DETECTION OF GEAR DEFECTS BY VIBRATION ANALYSIS.

ABSTRACT

The emergence of new technologies provides more accurate tools to monitor the operation of rotating machines. Maintenance in large companies is of paramount importance, as a full operation of their equipment allows for better performance and productivity. Several maintenance methods have been created over the years by industries in order to reduce costs related to unexpected machine stops. One of the methods developed was vibration analysis, which allows the monitoring and monitoring of machines through mechanical vibration, where each equipment has its signature. The presence of anomalies in this signal can be indicative of failure, which can lead to production losses or unexpected stops. In this work, the development of the design of a gearbox for studies focused on vibration analysis will be demonstrated. In addition, it will be validated through vibration analysis, focusing on defect analysis in a geared pair. Thus, through vibration analysis detect these failure indicators, and also identify where it is inserted, in addition it is possible to notice the presence of other forms of defect such as mechanical clearances, misalignments, defects in bearings.

Keywords: Geared pair, Maintenance, Analysis, Vibration, Bench.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Engrenagens cilíndricas de dentes retas.....	24
Figura 2- Engrenagens helicoidais de dentes retas são usada para transmitir movimento entre eixo paralelos e não paralelos.....	25
Figura 3- Engrenagens conicas.....	25
Figura 4- Engrenagem sem fim	26
Figura 5- Terminologia de dentes de engrenagens de retas.....	26
Figura 6- Razão de contato.....	28
Figura 7- Interferencia entre dois perfis de dentes.	28
Figura 8- Sistemas de dentes padronizados para engrenagens de dentes retos.	29
Figura 9 - Módulos de dentes para engrenagens de uso gerais.	29
Figura 10 - Diagrama de corpo livre de força e momento atuantes sobre duas engrenagens. .	31
Figura 11 - Diagrama de corpo livre das forças atuantes em um dente de engrenagem.	32
Figura 12 - Valores do fator de forma Y de Lewis.....	32
Figura 13 - Número de tensão de flexão admissíveis para aços engurecidos por completo. ...	34
Figura 14 - Resistência à fadiga de contato.....	35
Figura 15 - Fatores geométricos J de engrenagens cilíndricas de dentes retos.	37
Figura 16 - Fator de sobrecarga para cada situação de operação da máquina.....	39
Figura 17 - Definição das distâncias S e Sl utilizados na aviação de Cpm	40
Figura 18 - Constantes empíricas: A, B e C	41
Figura 19 - Fator de ciclagem de tensão YN para resistência de flexão sob carregamento repetido.	42
Figura 20 - Fator de ciclagem de tensão para a resistência ao contato, ZN	42
Figura 21 - Fatores de confiabilidade KR	43
Figura 22 - Fator de espessura de aro KB	44
Figura 23 - Imagem representativa do eixo calonado.....	46
Figura 24 - Fatores de concentração de tensão para um assento de chaveta Kts	47
Figura 25 - Fatores de concentração de tensão para um assento de chaveta Kt	48
Figura 26 - Curvas de sensibilidade ao entalhe para aços em flexão.	49
Figura 27 - Curvas de sensibilidade ao entalhe para aços em torção.	49
Figura 28 - Parâmetros para o fator de superfície.	50

Figura 29 - Efeito da temperatura de operação no fator $kd = St(\text{resistência à tração à temperatura de operação})/SRT$ (resistência à temperatura ambiente).....	51
Figura 30 - Fatores de confiabilidade ke	52
Figura 31 - Ilustração de aplicação da malha de elementos finitos.	55
Figura 32 - Lista de Técnicas de vibração.	57
Figura 33 - Ilustração das etapas do processo de envelope.	58
Figura 34 - Ilustração da teoria da amostragem.	60
Figura 35 - Assinatura de um par engrenado em condições ideais.	62
Figura 36 - Representação do sinal da engranagem com desgaste.	62
Figura 37 - Representação do sinal por defeitos de folgas insuficientes.	63
Figura 38 - Dados levantados da bancada existente.	65
Figura 39 - Utilização do paquímetro para medição de dimensões precisas.	65
Figura 40 - Primeiro modelo desenvolvido.	66
Figura 41 - Esboço caixa de engrenagem.	66
Figura 42 - Arranjo de montagem do eixo na caixa de redução.	74
Figura 43 – Diagrama de corpo livre-Eixo no plano YX.	74
Figura 44 – Diagrama de corpo livre - Eixo no plano XZ.	75
Figura 45 - Diagrama de momento fletor.	75
Figura 46 - Valores de deflexão ao longo do eixo no plano XY e XZ.	81
Figura 47 - Fator de correção (Kr).	82
Figura 48 - Dimensões e arranjo geral dos mancais SKF.	83
Figura 49 - Tabela para seleção do mancal.	83
Figura 50 - Tabela de dimensoes de chavetas para o acoplamento, unidade em milímetro.	84
Figura 51 - Tabela de dimensoes de chavetas para engrenagens, unidade em milímetro.	84
Figura 52 - Fluxograma das etapas para simulação.	84
Figura 53 - Malha n° 6 tetraédrica.	85
Figura 54 - Convergência de malha.	85
Figura 55 - Condições de contorno.	86
Figura 56 - Representação do deslocamento ocasionado pela força gerada devido o engrenamento.	86
Figura 57 - Região com tensão de Von-mises máximo e mínimo.	87
Figura 58 - Tensão máxima da região da linha neutra.	87
Figura 59 - Fator de segurança a fadiga.	87
Figura 60 - Ilustração da geometria na ferramenta Space Claim.	88

Figura 61 – Malha.	89
Figura 62 – Condições de Contorno.	89
Figura 63 - Tensão máxima de von misses.....	90
Figura 64 - Região de critica de máxima tensão de von misses.....	90
Figura 65 - Fator de segurança.	91
Figura 66 - Fator de segurança na região mais critica.	91
Figura 67 - Geometria a ser analisada.	92
Figura 68 – Malha.	92
Figura 69 - Aplicação das condições de contorno.....	93
Figura 70 - Comportamento do conjunto no primeiro modo de vibração.	94
Figura 71 - Geometria eixo-pinhão.	94
Figura 72 – Malha.	95
Figura 73 - Condições de contorno.	95
Figura 74 - Comportamento do primeiro modo de vibração.....	96
Figura 75 - Geometria eixo-coroa.	97
Figura 76 - Aplicação da malha.....	97
Figura 77 - Aplicação das condições de contorno.....	98
Figura 78 - Comportamento no 1° modo de vibração.	98
Figura 79 - Acelerômetros utilizados para realização das medições	99
Figura 80 - ADS2002	100
Figura 81 - Software utilizado para realização da coleta e análise de sinais.....	100
Figura 82 - Bancada utilizada para realização dos ensaios.	100
Figura 83 - Disposição do acelerômetro na direção radial do pinhão.	102
Figura 84 - Disposição do acelerômetro na direção axial do pinhão.	102
Figura 85 - Configuração dos parâmetros para ensaios.....	102
Figura 86 – Defeito no pinhão introduzido.	103
Figura 87 - Sinal em função do tempo, pinhão sem defeito, direção axial.	104
Figura 88 - Sinal em função do tempo, pinhão sem defeito, direção lateral.	104
Figura 89 - Sinal em função do tempo, pinhão com defeito, direção axial.	105
Figura 90 - Sinal em função do tempo, pinhão com defeito, direção radial.....	105
Figura 91 - Espectro dos sinais obtidos, pinhão sem defeito, direção axial.....	106
Figura 92 - Espectro dos sinais obtidos, pinhão sem defeito, direção radial.....	106
Figura 93 - Espectro dos sinais obtidos, pinhão com defeito, direção axial.....	107
Figura 94 - Espectro dos sinais obtidos, pinhão com defeito, direção radial.	107

Figura 95 - Envelope do sinal, pinhão com defeito, direção radial.	108
Figura 96 - Envelope do sinal, pinhão com defeito, direção axial.	108
Figura 97 - Espectro dos múltiplos da frequência de engrenamento com envelopamento, direção radial.	108
Figura 98 - 2° modo de vibração em 1658 Hz.....	109
Figura 99 - 3° modo de vibração em 2007 Hz.....	109
Figura 100 - 3° modo de vibração em 2007 Hz.....	109

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dados obtidos na análise de forças.....	75
Tabela 2- Valores dos 6 primeiros modos de vibração	94
Tabela 3 – Valores dos 6 primeiros modos de vibração.....	96
Tabela 4 – Os 6 primeiros modos de vibração.	98
Tabela 5 – Dados de entradas para os ensaios.....	101

LISTA DE SIMBOLOS

a	Adendo
b	Dedendo
C	Distância entre eixos
c	Folga
C_e	Fato de correção do alinhamento de engrenamento
C_{ma}	Fator de alinhamento de carga
C_{mc}	Fator de correção de carga
C_{mf}	Fator de distribuição de carga da face
C_p	Coefficiente elástico
C_{pf}	Fato de proporção do pinhão
C_{pm}	Modificador de proporção do pinhão
D	Diâmetro da engrenagem
d	Diâmetro primitivo
d_c	Diâmetro primitivo coroa
d_p	Diâmetro primitivo pinhão
F	Largura da Face
F_m	Frequência de banda limitada
F_s	Frequência de amostragem
f_c	Frequência de rotação da coroa
f_p	Frequência de rotação do pinhão
GMF	Frequência de engrenamento
h_t	Altura do dente
H	Potência transmitida
$j (Y_j)$	Fator geométrico para resistência flexional
k_a	Fator de superfície
k_b	Fator de tamanho
k_b	Fator de espessura do aro
k_c	Fator de carregamento
k_e	Fator de confiabilidade
k_f	Fato de concentração de tensão de fadiga
k_{fs}	Fator de concentração de fadiga para torção
k_m	Fator de distribuição de carga

k_o	Fator de sobrecarga
k_s	Fator de tamanho
k_t	Fator geométrico de concentração de tensão
k_{ts}	Fator geométrico concentrador de tensão de cisalhamento
k_v	Fator dinâmico
L_D	Número de ciclo do mancal
M_a	Momento fletor alternante
M_m	Momento fletor médio
m_B	Razão de reforço
m_N	Razão de compartilhamento de carga no dente
m_f	Razão de contato da face
m_p	Razão de contato transversal
m_t	Modulo métrico transversal
m	Modulo
n	Revoluções
N	Número de dentes
N_c	Número de dentes da coroa
N_p	Número de dentes do pinhão
P_d	Passo diametral transversal
Q_v	Conjunto de números de qualidades
S_H	Fato de segurança – crateramento
S_{RT}	Resistencia a temperatura ambiente
S_c	Resistencia de endurance
S_e	Resistencia a fadiga Corrigida
S'_e	Resistencia a fadiga não corrigida
S_f	Fator de segurança-flexão
S_l	Fato de segurança
S_t	Resistencia a flexão
S_{tc}	Resistencia a flexão coroa
S_{tp}	Resistencia a flexão pinhão
S_{ut}	Limite a tração do material
T_a	Torque alternante
T_m	Torque médio

W_t	Carga Transmitida
Y_N	Fato de ciclagem
Y_N	Fato de segurança
Y_{CC}	Fator de ciclagem da coroa
Y_{CP}	Fator de ciclagem do pinhão
Y_Z	Fato de confiabilidade
Y_θ	Fato de temperatura
Z_E	Coeficiente elástico
Z_I	Fator de geométrico de resistência ao contato
Z_N	Fato de ciclagem de tensão na vida
Z_R	Fator de condição superficial
Z_W	Razão de dureza
p_x	Passo axial
q_{cis}	Sensibilidade ao entalhe de cisalhamento
t_R	Espessura abaixo do aro
w^t	Força Tangencial
$\theta_{máx}$	Deflexão máxima do eixo
σ_{CC}	Tensão de contato da coroa
σ_{CP}	Tensão de contato do pinhão
σ_{CaC}	Tensão de contato admissível da coroa
σ_{CaP}	Tensão de contato admissível do pinhão
σ_a	Tensão Alternada
σ_{f_adm}	Tensão de flexão admissível
σ_{famC}	Tensão de flexão admissível do coroa
σ_{famP}	Tensão de flexão admissível do pinhão
σ_{fc}	Tensão de flexão coroa
σ_{fp}	Tensão de flexão pinhão
σ_m	Tensão média
τ_a	Torção Alternada
τ_m	Torção média
p	Passo circular
P	Passo diametral
S	vão entre os mancais

T	Torque
V	Velocidade linear
Y	Fator de forma
Wrc	Força radial da coroa
Wrp	Força radial do pinhão
Wtc	Força tangencial do coroa
Wtp	Força tangencial do pinhão
q	Sensibilidade ao entalhe
θ	Ângulo de pressão
σ	Tensão de flexão
ω	Velocidade angular

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	22
1.1 JUSTIFICATIVA.....	23
1.2 OBJETIVOS.....	23
1.2.1 Objetivo Geral	23
1.2.2 Objetivos Específicos	23
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	24
2.1 ENGRENAGENS.....	24
2.1.1 Engrenagens cilíndricas de dentes retos	24
2.1.2 Engrenagens Helicoidais	24
2.1.3 Engrenagens cônicas	25
2.1.4 Engrenagens sem fim:	25
2.1.5 Nomenclatura	26
2.1.6 Razão de contato	27
2.1.7 Interferência	28
2.1.8 Trem de engrenagens simples	29
2.1.9 Análise de forças em engrenamento cilíndrico de dentes retos	30
2.1.10 Análise de tensões	31
2.1.10.1 Equação de flexão de Lewis.....	32
2.1.10.2 Efeitos dinâmicos.....	33
2.1.10.3 Equação de tensão AGMA.....	33
2.1.10.4 Equação de resistência AGMA.....	34
2.1.10.5 Fatores geométricos I e J (Z_I e Y_J).....	35
2.1.10.6 Coeficientes elásticos C_p (Z_E)	37
2.1.10.7 Fator dinâmico (K_v).....	38
2.1.10.8 Fator de sobrecarga K_o	38
2.1.10.9 Fator de condição de superfície C_f (Z_r)	39
2.1.10.10 Fator de tamanho K_s	39

2.1.10.11 Fator de distribuição de carga $Km(KH)$	39
2.1.10.12 Fator de razão de dureza CH	41
2.1.10.13 Fatores de ciclagem de tensão YN e ZN	41
2.1.10.14 Fator de confiabilidade $KR(YZ)$	42
2.1.10.15 Fator de temperatura $KT(Y\emptyset)$	43
2.1.10.16 Fator de espessura de aro (borda) KB	43
2.1.10.17 Fator de segurança SF e SH	44
2.2 PROJETO DE EIXO	44
2.2.1 Materiais de eixo:	45
2.2.2 Disposição do eixo:	46
2.2.3 Projeto de eixo por tensão:	46
2.2.5 Falha por fadiga resultante de carregamento variável:	49
2.2.6 Verificação por deflexão:	53
2.2.7 Seleção de mancais rolantes:	53
2.3 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	54
2.3.1 Leis fundamentais do Método de Elementos Finitos	54
2.4 ANÁLISE DE VIBRAÇÃO	55
2.4.1. Análise espectral	57
2.4.1.1 Técnica de envelopamento	57
2.5 AMOSTRAGEM	59
2.6 DEFEITOS EM ENGRENAGENS	60
2.6.1 Conceitos Fundamentais	61
2.6.1.1 Frequência de rotação	61
3 DIMENSIONAMENTO	64
3.1 DIAGNÓSTICO DO PROJETO	64
3.2 PRÉ-PROJETO	65
3.3 PROJETO EXECUTIVO	66
3.3.1 Engrenagens	66
3.3.1.1 Força Tangencial:	66

3.3.1.2 Força Radial:	67
3.3.2 Análise de tensões em Engrenagens:	67
3.3.3 Eixos:.....	73
3.3.4 Seleção de mancais:	80
3.3.5 Seleção de chavetas:	83
3.3.6 Análise estática por Método de elementos finitos:	84
3.3.7 Análise modal por Método de Elementos Finitos:.....	91
4 MATERIAIS E MÉTODOS:.....	98
4.1 INSTRUMENTAÇÃO:	98
4.2 DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS DOS ENSAIOS:.....	101
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES:	104
5.1 ASSINATURA DE VIBRAÇÃO EM FUNÇÃO DO TEMPO:.....	104
5.2 ASSINATURA DO ESPECTRO EM CONDIÇÕES NORMAIS:.....	105
5.3 ASSINATURA DO ESPECTRO EM CONDIÇÕES COM DEFEITO EM ENGRENAGENS: ..	106
6 CONCLUSÃO.....	110

1 INTRODUÇÃO

Segundo Rodrigues (2018), os estudos voltados para análise de vibração vêm crescendo de forma considerada nos últimos anos, o mercado está cada vez mais exigente por profissional capacitado devido ao crescimento da concorrência. Dessa forma, as empresas estão em busca de mais competitividade, produtividade e rentabilidade, através da diminuição dos gargalos que surgem, principalmente por falha de equipamentos para que assim, buscar sempre alcançar a capacidade máxima da produção.

A perda de produtividade comumente está relacionada ao mau funcionamento dos equipamentos durante os processos, haja vista que, a falta de manutenção ou falta de acompanhamento de inspeções periódicas nas máquinas, podem gerar paradas inesperadas, e consequentemente o aumento do tempo de produção, acarretando maior custo para realização de correções para retornar o funcionamento do ativo. Neste cenário, a manutenção preditiva vem ganhando espaço, pois permite que haja um acompanhamento do funcionamento dos equipamentos através de um planejamento mais adequado, evitando assim, paradas indesejadas dos equipamentos.

Segundo Marques (2019), paradas de máquinas planejadas, são realizadas se os responsáveis pela manutenção identificar alterações que podem vir gerar possíveis falhas no sistema, reduzindo assim os custos gerados por paradas inesperadas ou não necessária, além disso, proporciona maior vida útil do equipamento. O avanço tecnológico vem proporcionando o crescimento do uso computacional para realização de análises e permitindo a diminuição das inatividades das máquinas, pois através da manutenção preditiva, analisar dados, históricos dos equipamentos, é possível estimar o período que irá apresentar falhas, e assim fazer com que estes ativos aumente o seu rendimento.

Portanto, este trabalho tem como intuito o projeto de uma caixa de redução com um par de engrenagem cilíndrica de dentes retos, adaptando-a em uma bancada didática existente no Laboratório de Vibrações e Acústica, para desenvolver estudos voltados a detecção de defeitos em engrenagens por análises de vibração, proporcionando assim uma experiência semelhante as rotinas de acompanhamento do funcionamento de elementos de máquinas para prevenção de falhas mecânicas encontradas nas indústrias.

1.1 JUSTIFICATIVA

A presente bancada didática para simulação e análise de defeitos em máquinas rotativas, possui uma estrutura com potencial para diversos tipos de estudos, como análise de defeitos em engrenagens, correias, transmissão por correntes, rolamentos. Assim, com intuito de explorar essa gama de possibilidades, desenvolveu-se um elemento de transmissão de fácil manuseio e de forma adequada para o funcionamento em tal bancada, a fim de facilitar a troca do elemento para caso desejável, realizar outros tipos de análises.

As engrenagens são comumente utilizadas nas máquinas na transmissão de torque e velocidade. Por conta disso, o elemento de transmissão desenvolvido e analisado será uma caixa de redução, o que apresenta grande importância a realização deste estudo, que é baseado na detecção de defeitos em engrenagens por análises de vibração, pois proporciona a leitura no que diz respeito ao funcionamento destes equipamentos nas indústrias e de acordo com isso, gerar um planejamento de manutenção adequado pela condição do ativo.

Além disso, com o presente trabalho, abre-se maior variedades no laboratório para desenvolvimento de projetos, utilização em aulas práticas em disciplinas à nível de graduação, mestrado e doutorado e a realização estudos práticos, voltados para manutenção e vibrações.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

Realizar o projeto e a construção de uma caixa de redução para detecção de defeitos engrenagens por análises de vibração.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Desenvolvimento de uma caixa de engrenagens cilíndricas de dentes retos para adaptação em uma bancada de análise de vibração já existente;
- Detecção de defeitos em engrenagens, utilizando os métodos de análises de espectro;
- Comparativo entre as frequências naturais geradas na análise modal por métodos de elementos finitos e picos de amplitudes presentes na leitura de espectro.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

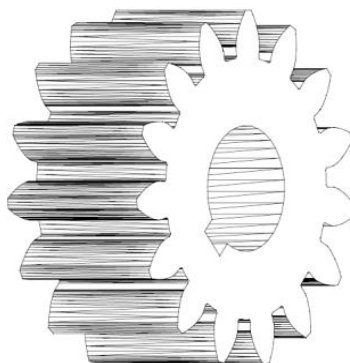
2.1 ENGRENAGENS

Segundo o Shigley (2008), os tipos mais usuais de engrenagens são: retas; helicoidais; cônicas e sem-fim. As principais características de cada tipo, mostrando suas vantagens e desvantagens, são descritas a seguir:

2.1.1 Engrenagens cilíndricas de dentes retos

Segundo Souza (2018), engrenagens cilíndricas de dentes retos, possuem dentes paralelos ao eixo de rotação, indicadas na Figura 1, são utilizadas para transmitir movimento de um eixo a outro, paralelo ao primeiro. Sua principal vantagem diz a respeito da sua fabricação, dentre os principais tipos, é a que possui a construção mais simples. Porém o ruído gerado entre duas engrenagens de dentes retos quando acionadas, torna-se uma grande desvantagem.

Figura 1- Engrenagens cilíndricas de dentes retos.

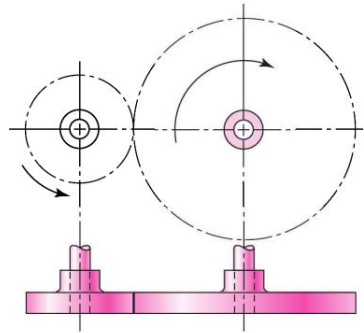


Fonte: Souza, (2018)

2.1.2 Engrenagens Helicoidais

De acordo com Shigley (2008), engrenagens helicoidais, possuem dentes inclinados com relação de eixo de rotação, como indicado na Figura 2. Elas podem ser usadas nas mesmas aplicações que as engrenagens de dentes retos, contudo, possui uma vantagem por conta do ruído gerado que é em uma intensidade bem inferior à anterior. Porém, dentre as desvantagens, há surgimento de cargas axiais e conjugados de flexão, onde os mesmos afetam diretamente os mancais presentes no conjunto de transmissão

Figura 2- Engrenagens helicoidais de dentes retos são usada para transmitir movimento entre eixo paralelos e não paralelos.

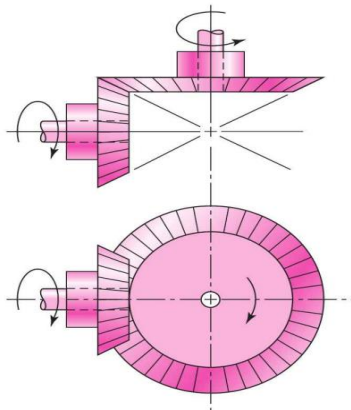


Fonte: Shigley, (2008).

2.1.3 Engrenagens cônicas

De acordo com Norton (2013), possuem dentes formados em superfícies cônicas e são utilizadas, principalmente para transmitir movimento entre eixos que se interceptam, na Figura 3 é indicado de forma esquemática.

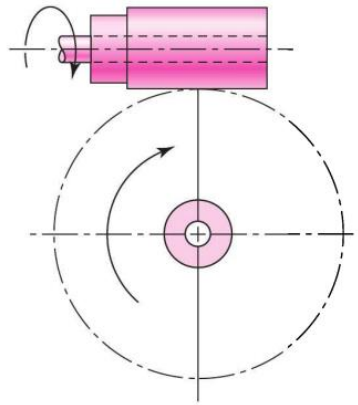
Figura 3- Engrenagens conicas



Fonte: Shigley, (2008).

2.1.4 Engrenagens sem fim:

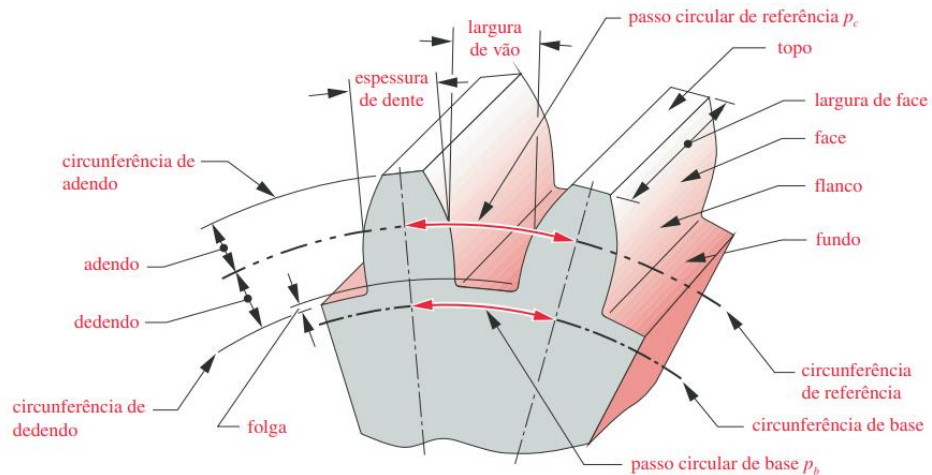
De acordo com a norma ANSI/AGMA 2101-D04, “ a engrenagem sem fim, é formado por um pinhão, que se assemelha muito a um parafuso, e coroa sem-fim como indicado na Figura 4”. A direção de rotação da coroa sem-fim, depende da direção de rotação do parafuso e se seus dentes são cortados à mão direita ou esquerda.

Figura 4- Engrenagem sem fim

Fonte: Shigley, (2008).

2.1.5 Nomenclatura:

A terminologia de dentes de engrenagens retas, são indicadas na Figura 5 e descritas a seguir:

Figura 5- Terminologia de dentes de engrenagens de retas.

Fonte: Norton, (2013).

- *Passo ou círculo primitivo*: é um círculo teórico sobre o qual todos os cálculos geralmente se baseiam;
- *Pinhão*: é a engrenagem acionadora e transmite o torque para a coroa;
- *Coroa*: é a engrenagem acionada recebendo o torque o torque do pinhão
- *Passo circular (p)*: é a distância, medida no círculo primitivo, do ponto de um dente ao correspondente ponto no dente adjacente. Assim o passo circular é igual à soma da *espessura de dente* com a *largura de espaçamento*.

$$p = \frac{\pi \cdot d}{N} = \pi m \quad (1)$$

em que, p = passo circular;

d = Diâmetro primitivo, mm;

N = Número de dentes;

m = Módulo, mm.

- *Módulo (m)*: razão entre o passo diametral e número de dentes;

$$m = \frac{d}{N} \quad (2)$$

em que, m = módulo, mm

d = Diâmetro primitivo, mm

N = Número de dentes

- *Passo diametral (P)*: razão entre o número de dentes da engrenagem e o diâmetro primitivo. Utilizado apenas no sistema americano de unidades.

$$P = \frac{N}{d} \quad (3)$$

em que, P = passo diametral, dentes por polegadas

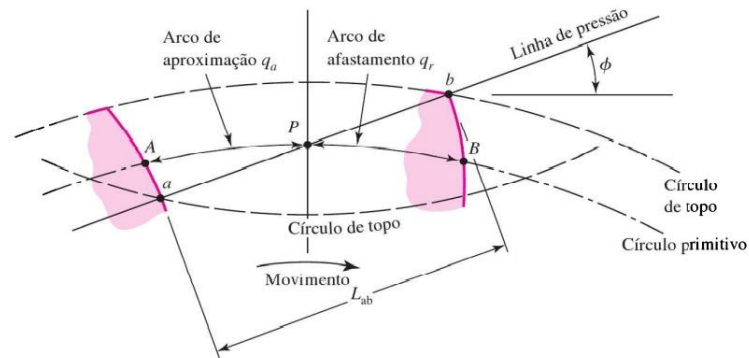
N = Número de dentes;

d = Diâmetro primitivo, em polegadas

- *Adendo (a)*: é a distância entre o topo do dente e o diâmetro primitivo;
- *Dedendo (b)*: é a distância radial do fundo de dente ao círculo primitivo;
- *Altura completa (h_t)*: é a soma do adendo e dedendo;
- *Círculo de folga*: é um círculo que é tangente ao círculo de adendo da engrenagem par;
- *Folga (c)*: é a quantidade pela qual o dedendo em dada engrenagem excede o adendo da sua engrenagem par.

2.1.6 Razão de contato:

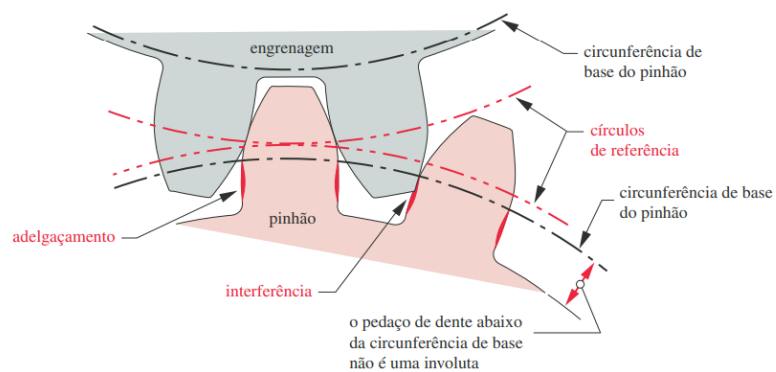
De acordo com Shigley (2008), o contato entre dentes começa e termina na intersecção dos dois círculos de adendo com a linha de pressão. A Figura 6, o contato inicial ocorre em a e o contato final em b .

Figura 6- Razão de contato.

Fonte: Shigley, (2008).

2.1.7 Interferência:

Segundo Norton (2013), apenas na parte externa da circunferência de base é possível definir a forma involuta de dente. O autor ainda afirma, que o dedendo por vezes será grande suficiente e estenderá a base da circunferência. Logo, se a engrenagem for cortada este material que se estende na extremidade da base será removido, resultando num adelgaçamento como é mostrado na figura 7. O adelgaçamento enfraquece o dente pela remoção de material na sua raiz. O momento máximo e o cisalhamento máximo do dente carregado como em uma viga em balanço ocorrerão ambos nesta região. Adelgaçamento severo causará falha prematura do dente.

Figura 7- Interferência entre dois perfis de dentes.

Fonte: Norton, (2013).

O menor número de dentes no pinhão e coroa cilíndricos de dentes retos, com razão de engrenamento de 1:1, possível sem que exista interferência é N_p . Esse número de dentes para engrenagens cilíndricas de dentes retos é dado pela Eq 4:

$$N_p = \frac{2k}{3\text{sen}^2\phi} \left(1 + \sqrt{1 + \sqrt{1 + 3\text{sen}^2\phi}} \right) \quad (4)$$

Em que $k = 1$ para dentes de altura completa e ϕ é o ângulo de pressão.

Se a coroa possuir um número de dentes superior ao pinhão, a quantidade mínima de dentes para não ocorrer interferência é dada pela Eq 5:

$$N_p = \frac{2k}{(1+2m)\text{sen}^2\phi} \left(m + \sqrt{m^2 + (1 + 2m)\text{sen}^2\phi} \right) \quad (5)$$

Assim como pode-se calcular o número máximo de dentes para coroa sem que haja interferência, dado pela Eq 6:

$$N_G = \frac{N_p^2 \text{sen}^2\phi - 4k^2}{4k - 2N_p \text{sen}^2\phi} \quad (6)$$

A seguir, são apresentadas as figuras 8 e 9 padronizadas que abrangem as principais características da engrenagem de dentes retos.

Figura 8- Sistemas de dentes padronizados para engrenagens de dentes retos.

Sistema de dente	Ângulo de pressão ϕ , graus	Adendo a	Dedendo b
Profundidade completa	20	$1/P_d$ ou $1m$	$1,25/P_d$ ou $1,25m$ $1,35/P_d$ ou $1,35m$
	$22\frac{1}{2}$	$1/P_d$ ou $1m$	$1,25/P_d$ ou $1,25m$ $1,35/P_d$ ou $1,35m$
	25	$1/P_d$ ou $1m$	$1,25/P_d$ ou $1,25m$ $1,35/P_d$ ou $1,35m$
Curto	20	$0,8/P_d$ ou $0,8m$	$1/P_d$ ou $1m$

Fonte: Shigley, (2008).

Figura 9 - Módulos de dentes para engrenagens de uso gerais.

Módulos	
Preferidos	1, 1,25, 1,5, 2, 2,5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50
Próxima escolha	1,125, 1,375, 1,75, 2,25, 2,75, 3,5, 4,5, 5,5, 7, 9, 11, 14, 18, 22, 28, 36, 45

Fonte: Shigley, (2008).

2.1.8 Trem de engrenagens simples:

De acordo com a norma ANSI/AGMA 2101-D04, em um par de engrenagem onde é conhecido a rotação da motora, pode-se calcular a rotação da engrenagem movida, pela Eq 7:

$$n_3 = \left| \frac{N_2}{N_3} n_2 \right| = \left| \frac{d_2}{d_3} n_2 \right| \quad (7)$$

em que n = revoluções ou rev/min

N =Número de dentes

d =Diâmetro primitivo, mm

Assim como, pode-se também calcular a distância entre eixo de um par de engrenagem, de acordo com a Eq 8:

$$C = \frac{d_p + d_c}{2} \quad (8)$$

Em que C , é distância entre eixo, em mm;

d_p = Diâmetro primitivo do pinhão, em mm;

d_c = Diâmetro primitivo da coroa, em mm.

2.1.9 Análise de forças em engrenamento cilíndrico de dentes retos:

Para uma melhor visualização das forças presentes em um engrenamento entre o pinhão e coroa, na Figura 10 é indicado de forma esquemática, o pinhão montado em um eixo com rotação ω_p rev/min enquanto aciona a coroa com uma rotação ω_g rev/min.

Na Figura 10, indica o diagrama de corpo livre tanto no pinhão como na coroa, onde tais cargas são ocasionadas pela interação do engrenamento de acordo com a linha de pressão. Com isso temos que a carga transmitida (W_t) e carga radial (W_r) se dar pela Eq 9 e Eq 10 respectivamente:

$$W_t = \frac{T}{r} \quad (9)$$

$$W_r = W_t \tan \phi \quad (10)$$

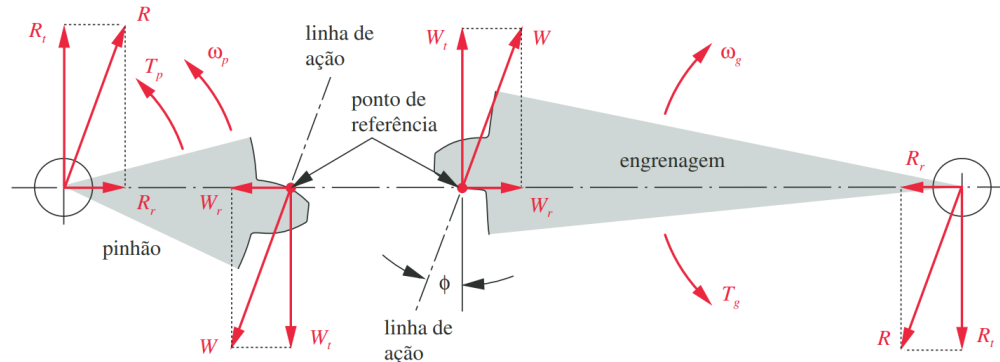
O torque aplicado está relacionado com a carga transmitida através da Eq 11:

$$T = \frac{d}{2} W_t^2 \quad (11)$$

Da mesma forma que podemos calcular a potência transmitida através do produto do torque T pela velocidade angular ω , como é mostrado na Eq 12.

$$H = T\omega = \frac{W_t d}{2} \omega \quad (12)$$

Figura 10 - Diagrama de corpo livre de força e momento atuantes sobre duas engrenagens.



Fonte: Norton, (2013).

A velocidade linear na linha primitiva é calculada de acordo com a Eq 13, em SI:

$$V = \pi dn \quad (13)$$

Em que V = velocidade na linha primitiva, mm/s

d = Diâmetro da engrenagem, mm

n = Celeridade da engrenagem, rev/s

Em questões práticas, muitas das vezes se faz necessário determinar a carga transmitida, conhecendo a potência do sistema, assim podemos definir pela equação 14:

$$W_t = \frac{60000H}{\pi dn} \quad (14)$$

em que W_t = carga transmitida, kN;

H = Potência, kW;

d = Diâmetro da engrenagem, mm;

n = Celeridade da engrenagem, rev/s.

2.1.10 Análise de tensões:

Segundo Norton (2013), para avaliar a resistência a falha por flexão dos dentes, assim como a falha por crateramento nas superfícies dos dentes é de suma importância a realização da análise e projeto das engrenagens.

Ainda o autor afirma, “A falha por flexão ocorrerá quando a tensão significativa do dente igualar ou exceder à resistência ao escoamento ou a resistência de endurance à flexão (limite de resistência à fadiga por flexão)”.

A falha superficial ocorre quando a tensão significativa de contato iguala ou excede a resistência de endurance superficial.

2.1.10.1 Equação de flexão de Lewis:

$$\sigma = \frac{W^t P}{FY} \quad (15)$$

Em que σ é a tensão de flexão

W^t é a carga tangencial;

P é o passo diametral;

F é a largura da face do dente;

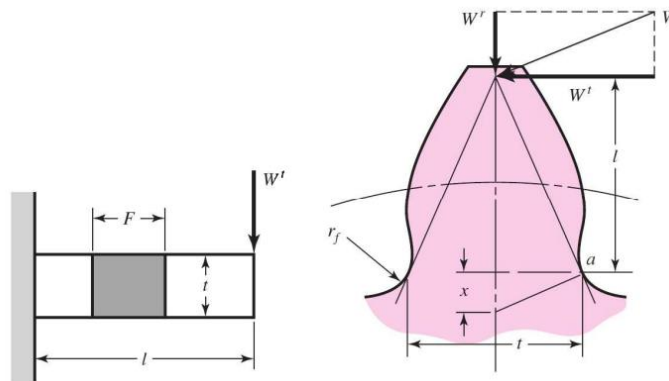
Y é o fator de forma de Lewis.

$$Y = \frac{2xP}{3} \quad (16)$$

Em que Y é o fator de forma de Lewis

P é o passo diametral

Figura 11 - Diagrama de corpo livre das forças atuantes em um dente de engrenagem.



Fonte: Shigley, (2008).

Figura 12 - Valores do fator de forma Y de Lewis.

Número de dentes	Y	Número de dentes	Y
12	0,245	28	0,353
13	0,261	30	0,359
14	0,277	34	0,371
15	0,290	38	0,384
16	0,296	43	0,397
17	0,303	50	0,409
18	0,309	60	0,422
19	0,314	75	0,435
20	0,322	100	0,447
21	0,328	150	0,460
22	0,331	300	0,472
24	0,337	400	0,480
26	0,346	Cremalheira	0,485

Fonte: Shigley, (2008).

2.1.10.2 Efeitos dinâmicos:

$$K_v = \frac{3,56 + \sqrt{V}}{3,56} \quad (17)$$

$$\sigma = \frac{K_v W^t}{F m_Y} \quad (18)$$

2.1.10.3 Equação de tensão AGMA:

Duas equações fundamentais de tensões de tensão são utilizadas na metodologia AGMA, uma para tensão flexional e outra para a resistência ao crateramento. Para a tensão de flexão temos:

$$\sigma_f = W^t K_o K_v K_s * \frac{1}{b m_t} * \frac{K_H K_B}{Y_J} \quad (19)$$

Em que W^t é a força tangencial transmitida, $lbf (N)$;

K_o é o fator de sobrecarga;

K_v é o fator dinâmico;

K_s É o fator de tamanho;

P_d É passo diametral transversal;

$F(b)$ É a largura da face do membro mais estreito (mm);

$K_m(K_H)$ É o fator de distribuição de carga

K_B É fator de espessura de aro (de borda);

$J(Y_J)$ é o fator geométrico para resistência flexional (que inclui o fator de concentração de tensão de filete de raiz K_F)

m_t é o módulo métrico transversal

Para a equação fundamento para resistência de contato temos que:

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W^t K_o K_v K_s \frac{K_H Z_s}{d_p b Z_l}} \quad (20)$$

Em que W^t, K_o, K_v, K_s, F e b são os mesmos termos definidos na Eq 19. Para os termos adicionais são:

Z_E É o coeficiente elástico, $\sqrt{N/mm^2}$

Z_R É o fator de condição superficial;

d_p É o diâmetro primitivo do pinhão, (mm);

Z_l É o fator geométrico para a resistência de contato.

Segundo AGMA/ANSI 2001-D04, o fator de condição de superfície, Z_R , é usado apenas na equação de resistência à contato, quando:

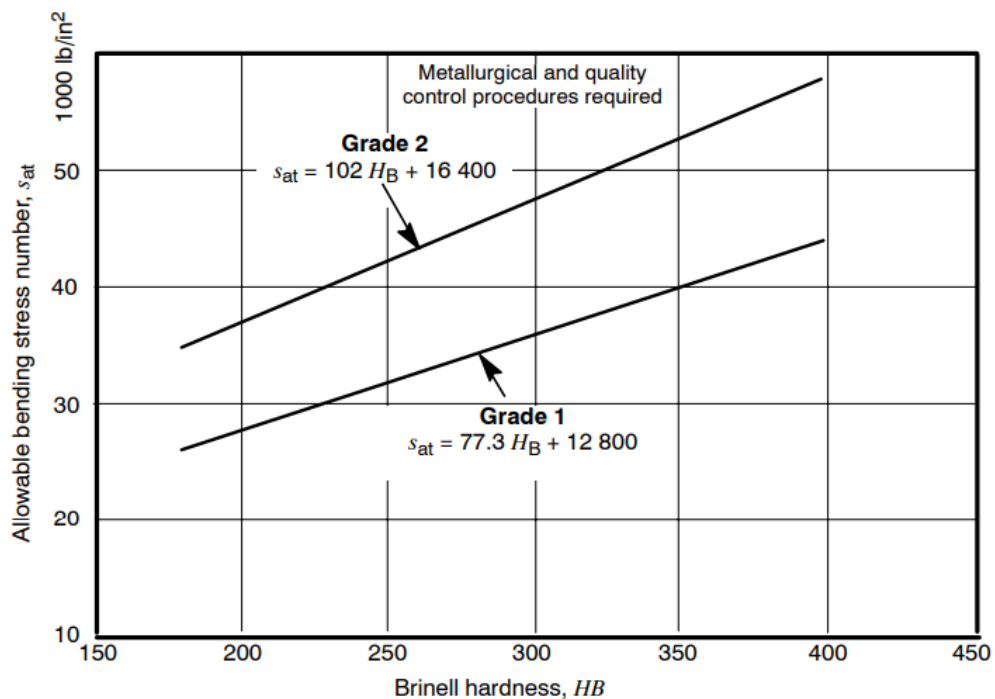
- Acabamento da superfície é afetado, mas não limitado para corte, lapidação;
- Tensão residual;
- Efeitos de plasticidade (encruamento).

Recomenda-se para aplicação de engrenagem com fabricação convencionais, o fator de condição de superfície defina-se igual 1.

2.1.10.4 Equação de resistência AGMA:

Segundo convenções da AGMA, resistência flexional de engrenagens são representadas pela sigla S_t , e podem ser encontradas na Figura 13.

Figura 13 - Número de tensão de flexão admissíveis para aços engurecidos por completo.



Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04.

A equação para a tensão admissível de flexão é dada por:

$$\sigma_{fa} = \frac{S_t}{S_F} \left(\frac{Y_N}{Y_\theta Y_Z} \right) \quad (21)$$

Em que σ_{f_adm} é a tensão de flexão admissível (MPa)

S_t é a resistência a flexão de AGMA (Mpa).

Y_N é o fator de ciclagem de tensão para tensões de flexão;

Y_θ São fatores de temperatura;

Y_Z São fatores de confiabilidade;

S_F É o fator de segurança AGMA, uma razão de tensão.

Para a equação de tensão de contato admissível σ_{c_adm} é dada por:

$$\sigma_{ca} = \frac{S_c}{S_H} \left(\frac{Z_N Z_W}{Y_\theta Y_Z} \right) \quad (22)$$

Em que σ_{c_adm} é a tensão de contato admissível (MPa);

S_t é a resistência a enduração AGMA (MPa).

Z_N É o fator de ciclagem de tensão na vida;

Z_W São os fatores de razão de dureza para a resistência ao contato;

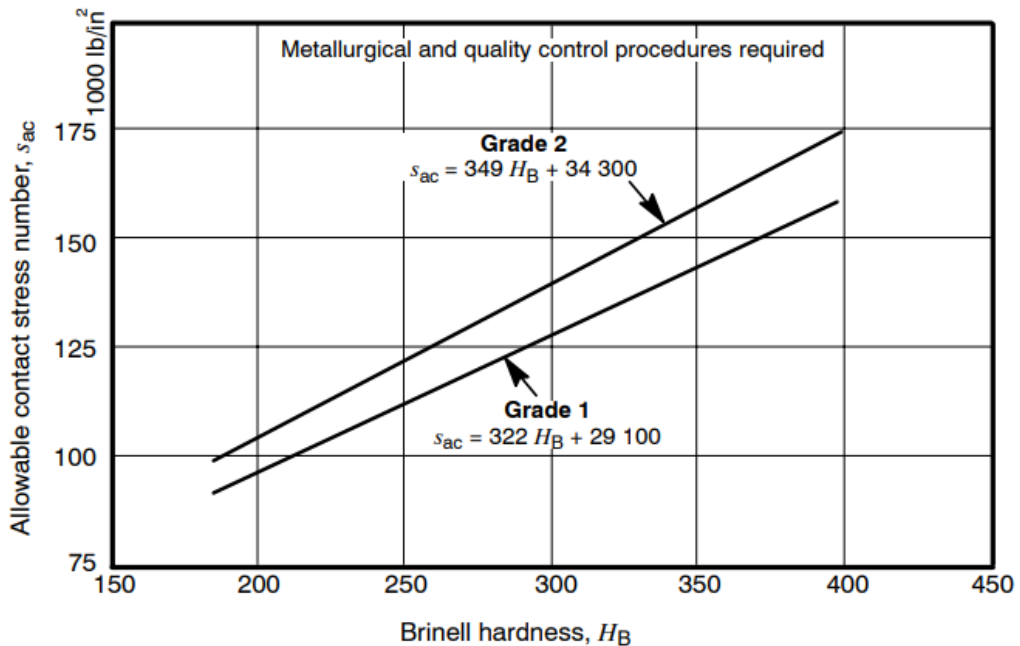
Y_θ São os fatores de temperaturas;

Y_Z São os fatores de confiabilidade;

S_H É o fator de segurança AGMA, uma razão de tensão.

14. Os valores de resistência a contato admissível (S_c) podem ser encontrado pela Figura

Figura 14 - Resistência à fadiga de contato.



Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04.

2.1.10.5 Fatores geométricos I e J (Z_I e Y_J):

Segundo Shigley (2008), os fatores I e J depende da razão de contato da face (m_F) que pode ser determinado pela equação:

$$m_F = \frac{F}{p_x} \quad (23)$$

Onde, p_x é o passo axial

F é a largura da face.

Para aplicação deste projeto, que corresponde a engrenagens cilíndricas de dentes retos, m_F é igual a 0.

- Fator geométrico da resistência à flexão J (Y_j):

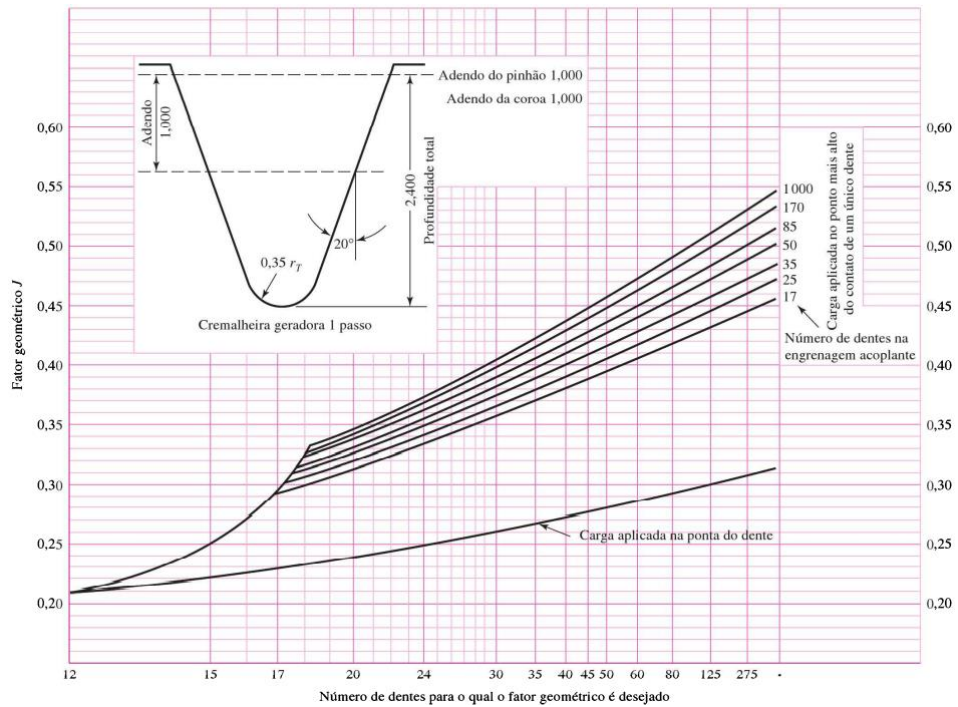
O fator J pode ser determinado pela Eq 24, onde depende do valor modificado do fator forma de Lewis Y , um fator de concentração de tensão de fadiga K_f , e uma razão de compartilhamento de carga no dente m_N .

$$J = \frac{Y}{K_f m_N} \quad (24)$$

O fator de razão de compartilhamento de carga m_N depende da razão de contato transversal m_p , da razão de contato de face m_F de efeitos de quaisquer modificações de perfil e da deflexão de dente. Onde uma convenção é feita pela AGMA que, para engrenagens cilíndricas de dentes retos dentes retos, m_N é igual a 1.

O fator geométrico J para engrenagens cilíndricas de dentes retos também pode ser obtido pela Figura 15, se possuir ângulo de pressão de 20° e dentes de profundidade completa.

Figura 15 - Fatores geométricos J de engrenagens cilíndricas de dentes retos.



Fonte: Shigley, (2008).

- Fator geométrico da resistência superficial I (Z_I):

Para o fator geométrico da resistência superficial I pode ser determinado pela Eq 25:

$$Z_I = \frac{\cos\phi \operatorname{sen}\phi}{2m_n} \frac{m_G}{m_G - 1} \quad (25)$$

Onde ϕ é o ângulo de pressão;

m_G é a razão de velocidade;

m_N é a razão de compartilhamento de carga.

2.1.10.6 Coeficientes elásticos C_p (Z_E):

Para o coeficiente elástico C_p de acordo com a norma ANSI/AGMA 2001-D04.

, pode-se calcular pela Eq 26:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi * \left(\frac{1 - \nu_p^2}{E_P} + \frac{1 - \nu_G^2}{E_G} \right)}} \quad (26)$$

Onde ν_p é coeficiente de Poisson do pinhão;

ν_c é coeficiente de Poisson da coroa;

E_p é o coeficiente elástico do pinhão;

E_c é o coeficiente elástico da coroa.

2.1.10.7 Fator dinâmico (K_v):

Segundo Norton (2013), “o fator dinâmico é utilizado para levar em conta imprecisões na manufatura e engranzamento de dentes de dentes de engrenagem em ação”.

O fator dinâmico depende de um aspecto que a AGMA definiu como, “um conjunto de números de qualidade (Q_v), onde levam em conta as tolerâncias de acordo com as dimensões das engrenagens”. Além disso, os números de qualidade 3 a 7 incluirão a grande parte das engrenagens de qualidade comercial. Números de qualidade 8 a 12 são de qualidade precisa. O fator dinâmico K_v pode ser calculado pela Eq 27, a seguir:

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B \quad (27)$$

Onde V é em m/s.

Em que,

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (28)$$

$$B = 0,25(12 - Q_v)^{2/3} \quad (29)$$

Assim como, a velocidade máxima é dada pela Eq 30:

$$(V_t)_{máx} = \frac{[A + (Q_v - 3)]^2}{200} \quad (30)$$

2.1.10.8 Fator de sobrecarga K_o :

O fator de sobrecarga K_o prever variações carga tangenciais ocasionadas por condições específicas, como a variação de torque que pode haver em relação ao funcionamento de um motor de combustão interna, ou reação a variações de torque em um acionador de bomba a pistão. Na Figura 16 são apresentados o fator de sobrecarga para cada uma dessas condições.

Figura 16 - Fator de sobrecarga para cada situação de operação da máquina.

Fonte de potência	Máquina acionada		
	Uniforme	Choques moderados	Choques intensos
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Choques leves	1,25	1,50	2,00
Choques médios	1,50	1,75	2,25

Fonte: Shigley, (2005).

2.1.10.9 Fator de condição de superfície $C_f(Z_r)$:

Segundo o Shigley (2008), “fator de condição de superfície depende do acabamento superficial, tensões residuais e efeitos plásticos (encruamento por trabalho). Para engrenagens cilíndricas de dentes retos, a norma AGMA recomenda-se Z_R igual a 1”.

2.1.10.10 Fator de tamanho K_s :

Segundo Shigley (2008), o fator de tamanho depende as condições das propriedades mecânicas do material causada pela sua dimensão. Ela depende principalmente:

- Tamanho de dente;
- Diâmetro da peça;
- Razão entre o tamanho do dente e o diâmetro da peça;
- Largura da face;
- Área do padrão de tensão;
- Capacidade de endurecimento e tratamento térmico.

A norma da AGMA recomenda que para engrenagens cilíndricas de dentes retos comerciais convencionais, utiliza-se $K_s = 1$.

2.1.10.11 Fator de distribuição de carga $K_m(K_H)$:

Segundo o Norton (2013), o fator de distribuição de carga leva em conta a não uniformidade da distribuição de carga ao longo da linha de contato. Algumas considerações precisam ser aplicadas, como:

- Razão da largura de face líquida para o diâmetro primitivo do pinhão $F/d \leq 2$;
- Elementos de engrenagem montados entre mancais;
- Largura de face até 40 polegadas;
- Contato, na condição de carga, ocorrendo ao longo da largura completa do membro mais estreito.

Assim o fator de distribuição de carga, sob essas condições, é calculado pelo fator de distribuição de carga de face C_{mf} , através da Eq 31.

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \quad (31)$$

Onde

$$C_{mc} = \begin{cases} 1 & \text{para dentes sem coroamento} \\ 0,8 & \text{para dentes coroados} \end{cases} \quad (32)$$

E

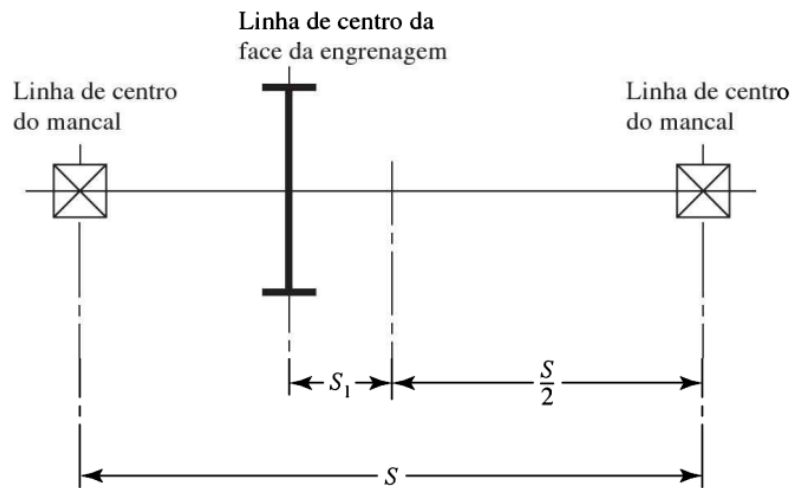
$$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0,025 \quad \text{para } F \leq 1 \text{ polegadas} \quad (33)$$

Além disso

$$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \text{para pinhão montado no intervalo entre mancais } S_l/S < 0,175 \\ 1,1 & \text{para pinhão montado no intervalo entre mancais } S_l/S \geq 0,175 \end{cases} \quad (34)$$

Os valores de S e S_l que são usados para determinar o C_{pm} podem ser definidos através da interpretação da Figura 17.

Figura 17 - Definição das distâncias S e S_l utilizados na avaliação de C_{pm} .



Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04.

Para cálculo de C_{ma} se tem:

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 \quad (35)$$

Para determinar as constantes A, B e C usa-se a figura 18:

Figura 18 - Constantes empíricas: A,B e C.

Curve	A	B	C
Curve 1 Open gearing	2.47×10^{-1}	0.167×10^{-1}	-0.765×10^{-4}
Curve 2 Commercial enclosed gear units	1.27×10^{-1}	0.158×10^{-1}	-1.093×10^{-4}
Curve 3 Precision enclosed gear units	0.675×10^{-1}	0.128×10^{-1}	-0.926×10^{-4}
Curve 4 Extra precision enclosed gear units	0.380×10^{-1}	0.102×10^{-1}	-0.822×10^{-4}

Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04.

E para C_e temos que:

$$C_e \begin{cases} 0,8 & \text{para engrenamento ajustado na montagem, ou quando a} \\ & \text{compatibilidade é melhorada por lapidação ou ambos} \\ 1 & \text{para todas as outras condições} \end{cases} \quad (36)$$

2.1.10.12 Fator de razão de dureza C_H

Segundo Shigley (2008), “o fator de razão de dureza tem por função ajustar as resistências superficiais em relação ao efeito causado quando o pinhão é endurecido mais do que a coroa, por ser submetido a mais ciclos”. Assim, através da Eq. 37 é possível definir o fator, e para o pinhão C_H é igual a 1.

$$C_H = 1,0 + A'(m_g - 1,0) \quad (37)$$

Onde para a dureza Brinell (esfera de 10 mm sob carga de 3000 kgf) do pinhão (H_{BP}) e da coroa (H_{BC}), satisfazer a condição $1,2 \leq \frac{H_{BP}}{H_{BG}} \leq 1,7$, então o fator A' é calculado pela Eq 38.

O termo m_g representa a razão de velocidade das engrenagens e pode ser calculada pela Equação $\frac{n_c}{n_p}$.

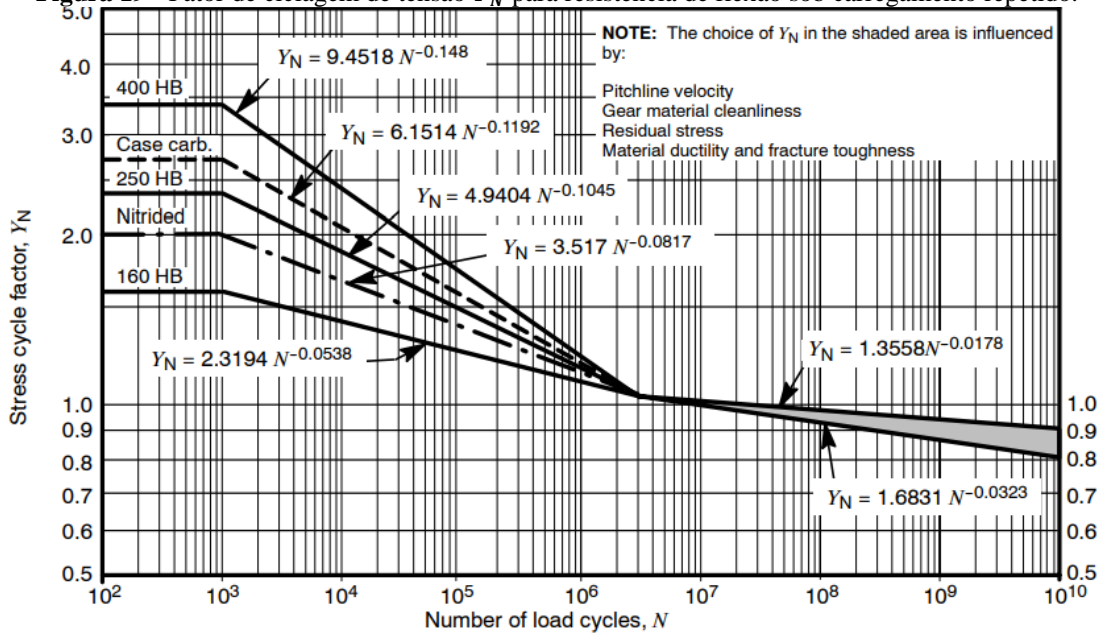
$$A' = 8,98(10^{-3}) \left(\frac{H_{BP}}{H_{BG}} \right) - 8,29(10^{-3}) \quad (38)$$

Porém se a condição $\frac{H_{BP}}{H_{BG}} < 1,2$, for atendida o fator A' será igual a 0. Já para condição $\frac{H_{BP}}{H_{BG}} > 1,7$, o fator A' é igual a 0,00698.

2.1.10.13 Fatores de ciclagem de tensão Y_N e Z_N :

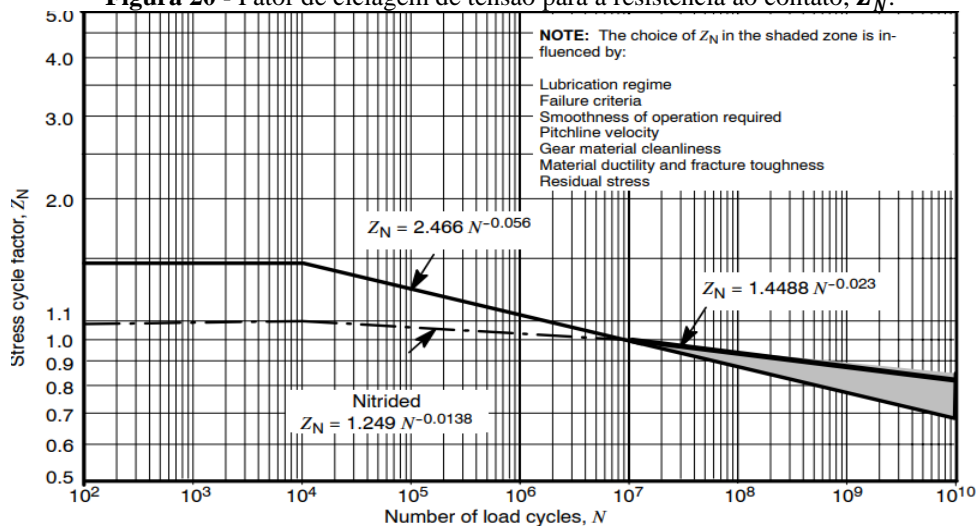
De acordo com a norma AGMA, os fatores de ciclagem de carga têm por função modificar a resistência da engrenagem para demais número de ciclos, além de 10^7 . O fator Y_N pode ser determinado pela Figura 19 e Z_N pela Figura 20.

Figura 19 - Fator de ciclagem de tensão Y_N para resistência de flexão sob carregamento repetido.



Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04.

Figura 20 - Fator de ciclagem de tensão para a resistência ao contato, Z_N .



Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04.

2.1.10.14 Fator de confiabilidade $K_R(Y_Z)$:

De acordo com a norma ANSI/AGMA 2101-D04, os fatores de confiabilidade explicam o efeito da distribuição estatística normal de falhas encontradas em testes de materiais. A Figura

21 contém fatores de confiabilidade que pode ser usado para modificar essas tensões admissíveis para alterar essa probabilidade.

Figura 21 - Fatores de confiabilidade K_R .

Confiabilidade %	K_R
90	0,85
99	1,00
99,9	1,25
99,99	1,50

Fonte: Norton (2013).

2.1.10.15 Fator de temperatura $K_T(Y_\theta)$:

Para temperatura de óleo ou de corpo de engrenagens de até 120°, use $K_T = Y_\theta = 1,0$.

2.1.10.16 Fator de espessura de aro (borda) K_B :

Segundo Shigley (2008), quando o suporte para a raiz não é o suficiente, devido a espessura insuficiente, há suscetividade a falha por fadiga flexional dentro do aro ao invés do pé. Para isso, o fator modifica a tensão de flexão estimada para engrenagens de aro fino, através da função de razão auxiliar m_B .

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad (39)$$

Em que t_R é a espessura do aro abaixo do dente em polegadas;

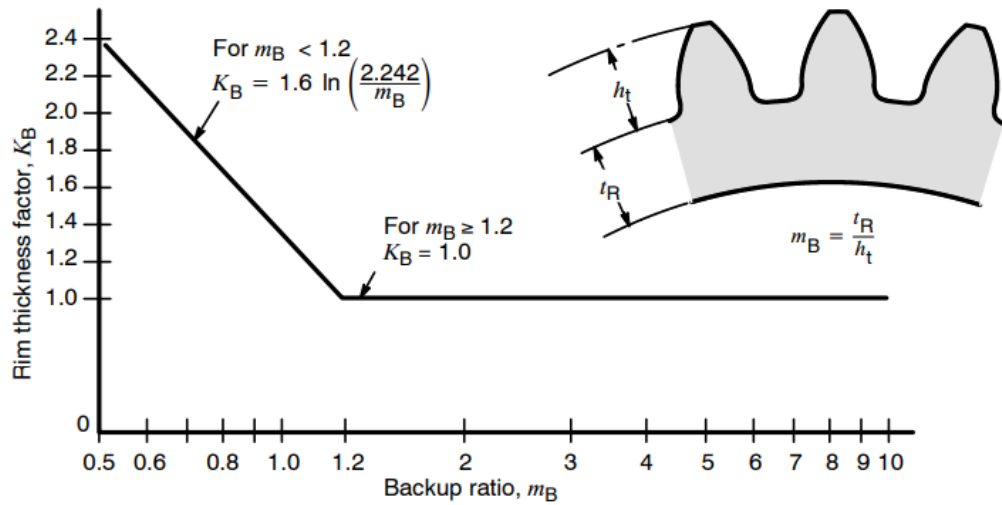
h_t é a altura do dente.

Já para o cálculo de espessura de aro K_B se dar pela condição a seguir:

$$K_B = \begin{cases} 1,6 \ln \frac{2,242}{m_B} & m_B < 1,2 \\ 1 & m_B \geq 1,2 \end{cases} \quad (40)$$

A Figura 22 apresenta de forma esquemática, a influência da variação da razão auxiliar m_B para o fator K_B , de forma gráfica.

Figura 22 - Fator de espessura de aro K_B .



Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04.

2.1.10.17 Fator de segurança S_F e S_H :

De acordo com os padrões AGMA, possuem fatores de segurança para evitar falha por fadiga de flexão S_F , calculada pela Eq 41, e para evitar falha por falha de crateramento S_H , calculado pela Eq 42.

$$S_F = \frac{S_t Y_N / (K_T K_R)}{\sigma} = \frac{\text{resistência à flexão corrigida por completo}}{\text{tensão de flexão}} \quad (41)$$

$$S_H = \frac{S_c Z_N C_H / (K_T K_R)}{\sigma_c} = \frac{\text{resistência de contato corrigida por completo}}{\text{tensão de contato}} \quad (42)$$

Um ponto a ser levado em conta, é a comparação entre esses dois fatores, que por conta das suas naturezas distintas, há necessidade de multiplicar o fator de segurança para resistência ao contato, por ele mesmo, ou seja S_H^2 onde é apresentado a Eq 43 a seguir:

$$S_H = \left(\frac{\text{resistência de contato corrigida por completo}}{\text{tensão de contato imposta}} \right)^2 \quad (43)$$

O valor obtido poderá ser comparado com o fator de segurança a resistência de flexão a fim de analisar os riscos de perda e falha por fator de fadiga de flexão ou de contato.

2.2 PROJETO DE EIXO:

Segundo Souza (2018), para transmitir potência ou movimento utiliza-se o eixo rotativo. Nos casos da utilização como suporte e não para transmissão de torque é utilizado o eixo fixo.

Tal eixo pode ser analisado como uma viga estática. Porém para eixos rotativos, diferentemente do não rotativo, está sujeito a carregamento de fadiga.

Para este último, será explorado de forma mais detalhada no presente trabalho por conta da sua aplicabilidade e importância no projeto da caixa de redução. Como dito anteriormente, ela será responsável pela transmissão do torque do motor, pinhão e coroa. Com isso, para realização do projeto completo, seguirá a seguinte sequência:

- Seleção de material;
- Disposição geométrica;
- Tensão e resistência (estática e à fadiga);
- Deflexão e rigidez:
 - Deflexão flexional;
 - Deflexão torcional;
 - Inclinação em mancais e em elementos suportados dos eixos;
 - Deflexão de cisalhamento devido a carregamento transversal de eixos curto.
- Vibração devido à frequência natural.

2.2.1 Materiais de eixo:

Segundo Shigley (2008), “a escolha do material de forma criteriosa é de suma importância pois alguns fatores são afetados através da resistência do material escolhido, como a rigidez que está relacionada diretamente com o módulo de elasticidade”.

Assim como, para resistir às tensões de carregamento ocasionados pelo funcionamento do sistema como um todo. De acordo com Shigley (2008), é aconselhável escolher um material baratos para início do projeto do eixo, como aços de baixo carbono, estirado a frio ou laminado a quente (ANSI 1020-1050), e verificado que as considerações de resistência dominarem sobre as de deflexão, então pode-se aumentar a resistência através de um material com maior teor de carbono e tratamentos térmicos, permitindo assim, que a dimensão do eixo seja reduzida até que a deflexão excessiva se torne algo significativo.

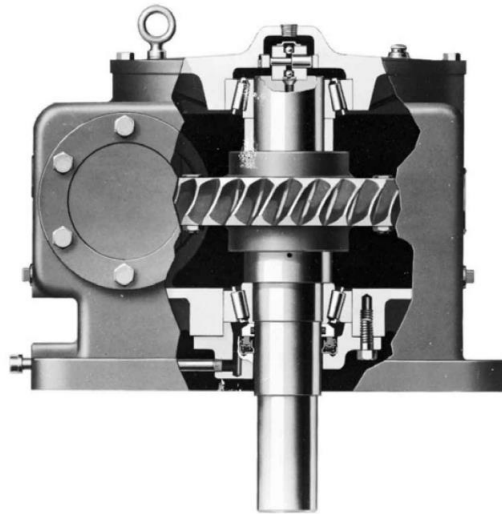
Segundo Norton (2013) aços-liga que são geralmente usados para termo-tratamento incluem ANSI 1340-50, 3140-50, 4140, 4340, 5140 e 8650. Para endurecimento superficial incluem graus de carbonetação de ANSI 1020, 4340, 4820 e 8620. Para aços trefilados são normalmente utilizados para diâmetro de 3 polegadas onde possui uma tolerância satisfatória dependendo da aplicação, não necessitando de uma usinagem em regiões que não necessitam

de ajuste de componentes, e para laminados a quente, necessita-se de uma usinagem por completo por possuir um acabamento inferior ao trefilado.

2.2.2 Disposição do eixo:

Segundo Shigley (2008), “a disposição geral de um eixo para acomodar os elementos de eixo é importante ao início do projeto, pois estes influenciarão na forma como o eixo será construído, com uso de ressalto, rasgos de chavetas, entalhes”.

Figura 23 - Imagem representativa do eixo calonado.



Fonte: Shigley, (2008).

2..2.3 Projeto de eixo por tensão:

Segundo Norton (2013), flexão, torção e tensões axiais podem estar presentes em ambos os componentes, média e alternante. As tensões flutuantes devido à flexão e torção são dadas por:

$$\sigma_a = K_f \frac{M_a c}{I} \quad \sigma_m = K_f \frac{M_m c}{I} \quad (44)$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{T_a c}{J} \quad \tau_m = K_{fs} \frac{T_m c}{J} \quad (45)$$

Em que M_n momento médio;

M_a Momento alternante;

T_m Torque alternante;

T_m Torque alternante;

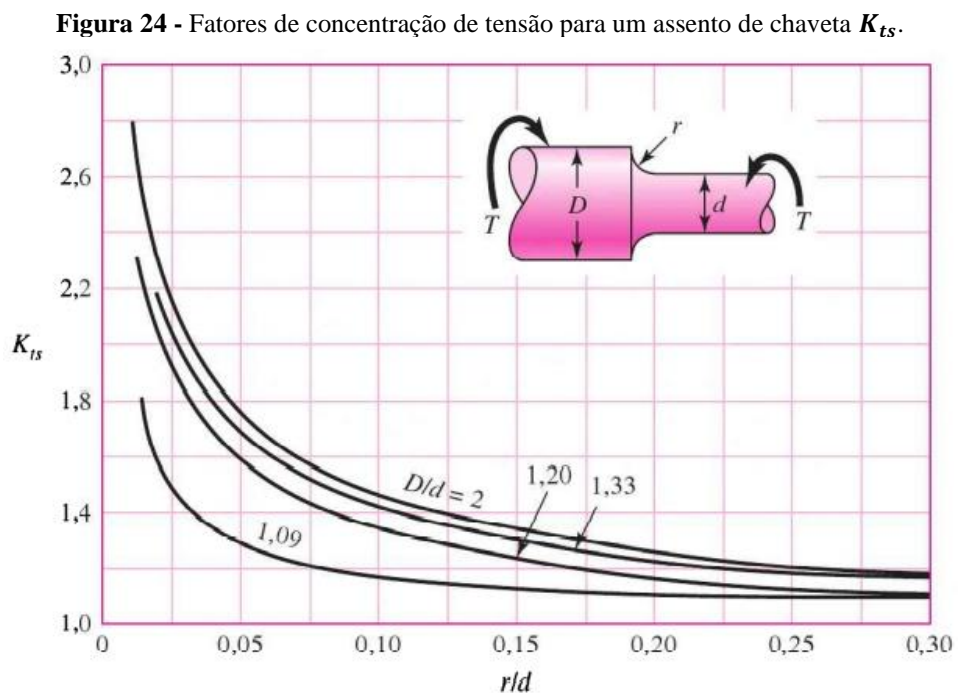
K_f Fator de concentração de tensão de fadiga para flexão;

K_{fs} Fator de concentração de tensão de fadiga para torção.

2.2.4 Concentração de tensão:

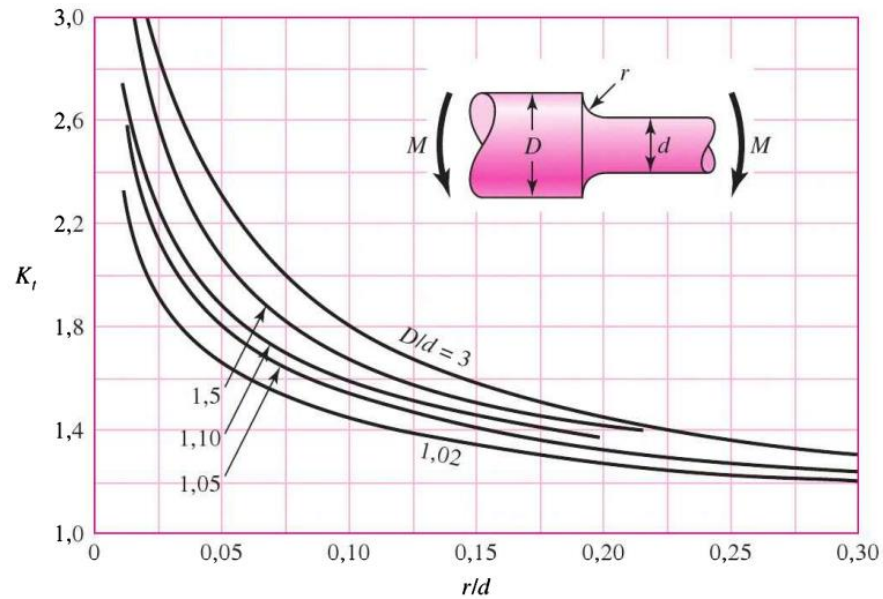
“É muito difícil projetar uma máquina sem permitir algumas mudanças nas seções transversais dos membros” (SHIGLEY, 2005). Para acomodar elementos mecânicos em um eixo, como por exemplo, rolamentos, engrenagens, polias é necessário que neste eixo seja feitas modificações em suas seções, como por escalonamento, rasgo ou furos, e segundo Shigley (2008), “qualquer uma destas irregularidades ou descontinuidades em uma peça aumenta significativamente as tensões na vizinhança imediata da descontinuidade”.

De acordo com Norton (2013), “O valor de concentração de tensão em qualquer geometria particular é denotado por um fator geométrico de concentração de tensão K_t para tensões normais, ou por K_{ts} para tensões de cisalhamento”. Os fatores determinados não consideram os efeitos produzidos pelas tensões no material, considerando apenas os efeitos da geometria. As Figuras 24 e 25 mostra os fatores de concentração de tensão K_t e K_{ts} para o acento de uma chaveta produzido por fresa de topo.



Fonte: Shigley, (2008).

Figura 25 - Fatores de concentração de tensão para um assento de chaveta K_t .



Fonte: Shigley, (2008).

2.2.4.1 Fatores de concentração de tensão na fadiga:

Segundo Norton (2013), o material influencia nos fatores quando sofre carregamento dinâmico, logo, neste efeito existe a determinação do parâmetro denominado de entalhe, q . Este parâmetro para os materiais que são sensíveis ao carregamento dinâmico, é definido para modificar o k_t e k_{ts} . No entanto, para o caso que o material não é sensível ao entalhe é utilizado valores reduzidos de k_t e k_{ts} , como pode ser definido pela Eq 46.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \text{ ou } K_{fs} = 1 + q_{\text{cisalhamento}}(K_{ts} - 1) \quad (46)$$

Onde

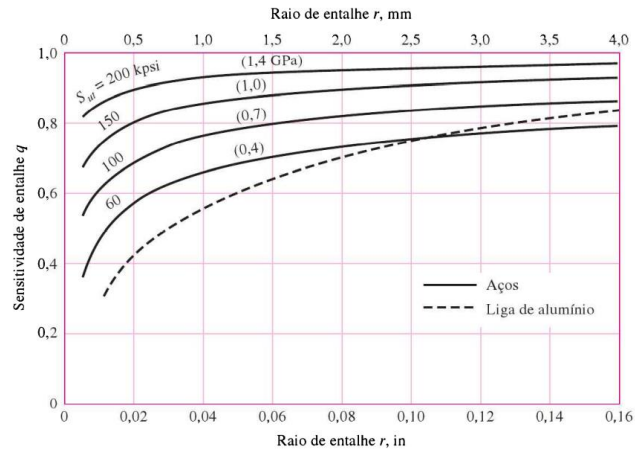
K_f É o fator de concentração de tensão à fadiga;

K_{fs} É o fator de concentração de torção à fadiga

q É a sensibilidade ao entalhe em flexão, obtida a partir da Figura 26, para aços.

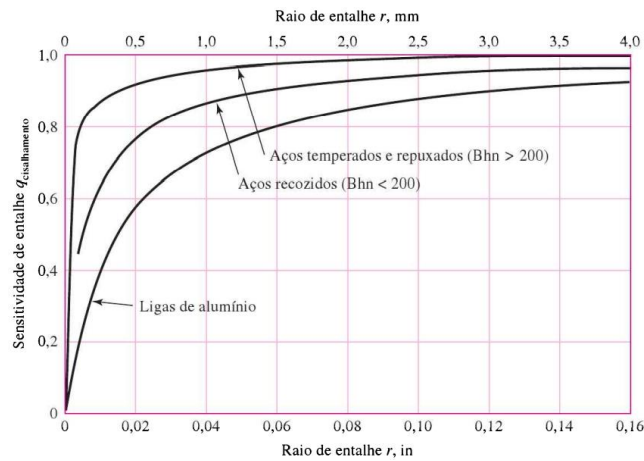
$q_{\text{cisalhamento}}$ É a sensibilidade ao entalhe em torção, obtida a partir da Figura 27, para aços.

Figura 26 - Curvas de sensibilidade ao entalhe para aços em flexão.



Fonte: Shigley, (2008).

Figura 27 - Curvas de sensibilidade ao entalhe para aços em torção.



Fonte: Shigley, (2008).

2.2.5 Falha por fadiga resultante de carregamento variável:

2.2.5.1 Resistência a fadiga corrigida:

Segundo Souza (2018) para aços, a resistência a fadiga não corrigida S_e' podem ser especificadas através da Eq 47.

$$S_e' \cong \begin{cases} 0,5S_{ut} & S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (47)$$

Onde,

S_e' É a Resistência a fadiga não corrigida;

S_{ut} É limite de resistência à tração do material.

De acordo com Shigley (2005), os valores de resistência determinado em laboratório é feito forma cuidadosa, sempre em condições controladas. Desta forma, é de suma importância que as peças mecânicas não possam ter valores próximo aos que são definidos em laboratório. Diante deste fato, fatores de correção são aplicados para corrigir S_e' , Eq 48.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' \quad (48)$$

Onde

k_a é o fator de modificação de condição de superfície;

k_b é o fator de modificação de tamanho;

k_c é o fator de modificação de carga;

k_d é o fator de modificação de temperatura;

k_e é o fator de confiabilidade;

k_f é o fator de modificação por efeitos variados;

S_e' é a resistência a fadiga não corrigida em psi;

S_e é a resistência a fadiga corrigida.

2.2.5.2 Fator de superfície k_a :

De acordo com Shigley (2005), “um espécime de viga rotativa possui uma superfície altamente polida e, portanto, para modelos reais, cuja superfície não é tão trabalhada como o no corpo de prova, um fator de superfície se faz necessário”, assim pode ser obtida pela Equação 49.

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (49)$$

Onde,

a e b são constantes encontradas na Figura 28.

Figura 28 - Parâmetros para o fator de superfície.

Acabamento superficial	Fator a S_{ut}, MPa	Expoente b
Retificado	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	4,51	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

Fonte: Shigley, (2008).

2.2.5.3 Fator de tamanho k_b :

Segundo Shigley (2008), o fator de tamanho foi avaliado usando 133 conjuntos de pontos de dados. Assim os resultados para flexão e torção podem ser expressos como:

$$k_b \begin{cases} \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} & = 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-1,57} & & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (50)$$

Para carregamento axial não há efeito de tamanho, assim

$$k_b = 1$$

2.2.5.4 Fator de carregamento k_c :

“Quando ensaios de fadiga são realizados com flexão rotativa, axial (de puxar e empurrar), e carregamento torcional, os limites de resistência diferem, com S_{ut} . ” (SHIGLEY, 2008). Partindo desta observação Shigley define um fator de forma como:

$$k_c \begin{cases} 1 & \text{flexão} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torção} \end{cases} \quad (51)$$

2.2.5.5 Fator de temperatura k_d :

“Ensaio de fadiga são mais comumente realizados a temperatura ambiente” (SHIGLEY, 2008) e por esta razão é conveniente inserir um fator de temperatura para levar em conta a influência da temperatura sobre o elemento mecânico, a Figura 29 indica o fator k_d de acordo para a condição de operação.

Figura 29 - Efeito da temperatura de operação no fator $k_d = S_t$ (resistência à tração à temperatura de operação)/ S_{RT} (resistência à temperatura ambiente).

Temperatura, °C	S_t/S_{RT}
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,943
400	0,900
450	0,843
500	0,768
550	0,672
600	0,549

Fonte: Shigley, (2008).

2.2.5.6 Fator de confiabilidade k_e :

De acordo com Shigley (2005), como os valores de resistências são definidos por valores médios, torna-se necessário a implementação de um fator de confiabilidade para corrigir os dados. A Figura 30 mostra alguns valores padrão para o fator de confiabilidade.

Figura 30 - Fatores de confiabilidade k_e .

Confiabilidade, %	Variante de transformação z_a	Fator de confiabilidade k_e
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

Fonte: Shigley, (2008).

2.2.5.7 Critério de DE-Goodman:

Para dimensionamento do eixo em condições de carregamento de momento alternado e torções constantes, segundo ASME (American Society of Mechanical Engineers) utiliza-se alguns critérios de falha como: DE-Goodman, DE-Berger, DE-ASME Elíptico, DE-Soderberg. Dentre estes métodos, o DE-Goodman, se apresenta mais conservativo, onde é definido pela Eq 52:

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[\frac{2 \cdot K_f \cdot M_a}{S_e} + \frac{[3 \cdot (K_{fs} \cdot T_m)^2]^{\frac{1}{2}}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (52)$$

Onde n é o fator de segurança para fadiga;

M_a é o momento fletor interno do eixo em polegadas-libra;

T_m é torque transmitido pelo eixo em polegadas-libra;

K_f é o fator de concentração de tensão à fadiga;

K_{fs} é fator de concentração de tensão de torção à fadiga;

S_e é a resistência à fadiga corrigida em MPa;

S_{ut} é o limite de resistência a tração do material MPa.

2.2.6 Verificação por deflexão:

Para um projeto de eixo adequado, precisa-se verificar a deflexão do eixo por conta de tolerâncias operacionais e dimensionais, além disso, a deflexão influenciará diretamente na seleção de mancais para a caixa de reduções.

Segundo Shigley (2008), para uma viga bi-apoiada com vários tipos de carregamento ao longo do seu comprimento, tem-se que a inclinação θ e a deflexão máxima y é definida por Eq 53 e Eq 54 respectivamente:

$$\theta = \int \frac{M}{EI_x} dx + C1 \quad (53)$$

$$y = \int \frac{\theta}{EI_x} dx + C1x + C2 \quad (54)$$

Em que, M é o momento fletor interno do eixo em Nm;

E é o modulo de elasticidade do material em MPa;

x é a variável que representa o comprimento da barra em metros;

I_x é o momento de inercia da seção do eixo em m^4 ;

C_1 e C_2 são constantes de integração que podem ser encontradas através de condições de contorno.

2.2.7 Seleção de mancais rolantes:

Segundo Shigley (2008), o termo mancal rolante é definido quando a carga do sistema é transferida entre o contato entre os componentes rolantes.

Para uma seleção adequada destes componentes, segundo Norton (2013) precisasse levar em conta 3 principais pontos: carga estática e carga dinâmica; e o número de ciclos para fadiga.

Para verificação da carga estática e dinâmica em um rolamento, tem-se a seguinte equação:

$$C_{10} = F_e \cdot K_a \left(\frac{L_D}{K_r L_r} \right)^{\frac{1}{a}} \quad (55)$$

Onde:

C_{10} é a carga classificatória de catálogo em kN;

F_e é a carga estática em kN;

k_a é o fator de impacto;

L_D é o número de ciclos em horas;

k_r é o fator de confiabilidade;

L_r é o número de ciclos nominal em horas;

2.3 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS:

Segundo Filho (2007), o Método dos Elementos Finitos é um método aproximado de cálculo de sistema contínuos, onde a estrutura, o componente mecânico é subdividido em um número finito de partes (elementos), conectados entre si pelos pontos discretos que são chamados de nós. A montagem de elementos, que constitui o modelo matemático, tem o seu comportamento especificado por um número finito de parâmetros.

2.3.1 Leis fundamentais do Método de Elementos Finitos:

Segundo Filho (2007), existem três leis fundamentais para o método dos elementos finitos: Equilíbrio de Forças, Compatibilidade de Deslocamento e Comportamento do Material. Elas, em conjunto, regem o método dos elementos finitos.

Para um corpo em condição de equilíbrio, pode-se aplicar as equações de equilíbrio a cada um dos elementos isoladamente. Pode-se também aplicar a condição de equilíbrio internamente a cada elemento. Se o elemento está em equilíbrio, uma parte dele também se encontra em equilíbrio.

A compatibilidade dos deslocamentos define que elementos conectados por um mesmo nó, estão sujeitos ao mesmo vetor de deslocamento, o que ao contrário, seria como se cada elemento estivesse de modo independente do outro.

A lei de comportamento do material garante a deformação dos elementos, quando transmitido os esforços ao longo da estrutura por cargas internas. Para níveis de forças internas relativamente baixas, os elementos atenderão a lei de Hooke, onde há uma relação linear com o aumento proporcional das cargas internas com as deformações.

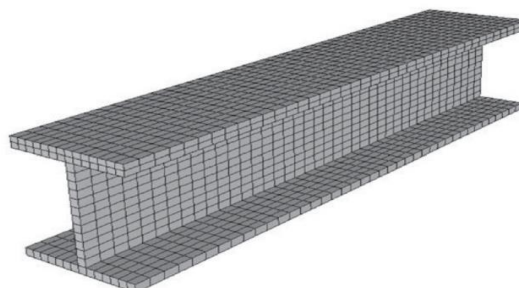
2.3.2 Malha:

Para estudos em corpos contínuos, são subdivididos artificialmente em um certo número finito de elementos, também conectados apenas nos nós. Ou seja, uma representação aproximada de um corpo contínuo. Essas subdivisões do corpo contínuo em elementos, são chamadas de malha de elementos finitos.

Os softwares de elementos finitos possuem uma vasta lista de elementos que servem para descrever de forma mais precisa, o comportamento do modelo a ser estudado, levando em

conta sua geometria e a física do problema. Na figura 31, temos uma ilustração da malha de elementos finitos.

Figura 31 - Ilustração de aplicação da malha de elementos finitos.



Fonte: Filho, (2007).

2.3.3 Modelo de engenharia:

A sub modelagem é uma técnica usada para se estudar uma área de interesse detalhadamente, como, por exemplo, uma região de tensões muito altas. Na maioria dos casos utiliza-se malhas refinadas nesta região e a sub modelagem pode proporcionar uma solução precisa e detalhada. É possível por meio desta técnica refinar ainda mais a malha a ser usada na simulação, para melhor representar a simulação local do objeto de estudo.

Aplica-se como uma lupa, mas em vez de simplesmente visualizar mais proximamente o resultado, pode-se modificar parâmetros para melhorar a precisão da simulação. Além de apresentar menor tempo computacional para realizar tais simulações, tem-se também a vantagem de melhor expressar regiões de interesse, como o contato entre cilindro-plano.

Primeiramente, simula-se o modelo global, contemplando todas as características macroscópicas do problema, mas com uma malha mais grosseira. Então é “cortada” a região mais crítica e objeto de estudo. Então a solução do modelo global é prescrita nas condições de contorno e o submodelo é resolvido localmente.

O submodelo pode abranger as condições microestruturais do problema, utilizando de uma malha mais fina. Assim, obtém-se um resultado detalhado da região crítica, sem o uso desnecessário de poder de processamento.

2.4 ANÁLISE DE VIBRAÇÃO:

A NBR 7497/1982 define vibração como sendo “a variação no tempo do valor de uma grandeza a qual descreve o movimento ou posição de um sistema mecânico, quando o valor é alternadamente maior ou menor do que o valor médio ou de referência”. Ainda segundo a NBR

7497/1982 a vibração periódica é “vibração cujos valores se repetem em certos incrementos iguais da variável independente”.

Desta forma é representado os movimentos periódicos como sendo:

$$Y = f(\tau\pi + t) \quad (56)$$

Onde n é um número inteiro, τ é uma constante e t é uma variável independente.

Os diagnósticos em engrenagens são realizados a partir de diversas técnicas, mas todas têm os mesmos objetivos: realizar a detecção e localização dos defeitos o mais cedo possível (PEREIRA, 2018). Essas técnicas têm capacidade de identificar os mais variados modos de defeitos que possam acontecer em uma máquina rotativa através da vibração mecânica.

Nos últimos anos houve um grande avanço tecnológico nas técnicas de aquisição, diversas instrumentações foram desenvolvidas, e com isso foi possível ampliar e aperfeiçoar as técnicas de monitoramento de vibração (RODRIGUES, 2018). Estes avanços nos permitem, tomar posse de ferramentas de processamento de sinais no domínio do tempo-frequência mais preciso e eficiente.

Na Figura 32, desenvolvida por SILVA (2001), é possível observarmos as principais técnicas de análises de vibração desenvolvidas e suas características e avaliações para cada tipo de defeito a partir dos experimentos desenvolvidos para engrenagens com defeitos e sem defeitos.

Figura 32 - Lista de Técnicas de vibração.

Técnica de Análise	CONDIÇÕES ANALISADAS		
	Capacidade de Detecção da Excentricidade	Detecção da Evolução da Excentricidade	Capacidade de Detecção de Dano Pontual
TSA	Nenhuma	Nenhuma	Muito Boa
Sinal Residual	Nenhuma	Nenhuma	Muito Boa
Demodulação	Boa	Boa	Muito Boa
Variância	Nenhuma	Nenhuma	Boa
RMS	Indeterminada	Indeterminada	Boa
Skewness	Nenhuma	Nenhuma	Boa
Kurtosis	Nenhuma	Nenhuma	Muito Boa
Crest Factor	Nenhuma	Nenhuma	Muito Boa
Espectro	Excelente	Excelente	Boa
STFT	Boa	Boa	Excelente
Wavelet	Pequena	Pequena	Excelente
Wigner-Ville	Boa	Boa	Excelente
Pseudo Wigner-Ville	Boa	Boa	Excelente

Fonte: SILVA, (2001).

2.4.1. Análise espectral:

Os sinais de vibração comumente são obtidos em função do tempo, e a análise deste tipo de sinal acaba sendo complexa. Com isso, surge a necessidade de se utilizar a transformada de Fourier, pois nos permite transformar os sinais do domínio do tempo em função de frequência, nos permitindo assim obter resultados que possam ser avaliados de formas mais clara e objetiva. “Qualquer sinal periódico pode ser decomposto, através do teorema de Fourier, em uma somatória de suas harmônicas” (Puhlmann (2015), apud Garcia, 2022).

A transformada de Fourier pode ser calculada a partir da Eq 47 a seguir:

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot e^{-i\omega t} dt \quad (57)$$

Tendo que, $x(t)$ é em função do tempo; i é um número imaginário; t é tempo (s); ω é a frequência de rotação em rad/s. A saída função tem como resposta $X(\omega)$ que é o sinal com amplitudes e frequências importante para análise.

2.4.1.1 Técnica de envelopamento:

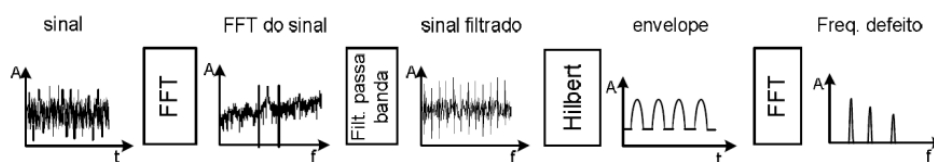
O envelopamento para análise espectral é uma excelente ferramenta, devido possuir a capacidade evidenciar as frequências características de interesse e eliminar os sinais indesejados. De tal forma que, o espectro é resumido a uma pequena faixa do espectro de interesse melhorando a resolução do sinal. (Garcia 2022)

Para a utilização da técnica de envelopamento é necessário seguir as seguintes etapas Barilli (2013).

- A primeira etapa é necessário transformar o sinal de função do tempo para função da frequência.
- Na segunda etapa, é realizada a aplicação do filtro passa banda na frequência de interesse para observação da falha ou alteração.
- Na terceira etapa, após a realização da filtragem é realizado o processo de demodulação, a fim de eliminar pontos alto de energia, permitindo assim melhor detecção dos defeitos. Este procedimento é realizado por duas maneiras: a) a transformada de Hilbert, no qual consiste na transformação do sinal imaginário em sinal real. b) outro procedimento realizado é a retificação e suavização através da utilização do filtro passa-baixa, que consiste em tentar eliminar frequências portadoras.
- É definido o envelope do sinal, em modulo, através do procedimento anterior.
- Por fim, é realizado a aplicação da FFT, que permite a mudança do domínio, a fim de se obter frequências características de falha em engrenagem.

Na Figura 33, temos uma exemplificação dos passos que é realizado durante a técnica de envelope.

Figura 33 - Ilustração das etapas do processo de envelope.



Fonte: Bezerra, (2004).

2.4 MANUTENÇÃO:

Dentro da engenharia, a manutenção é comumente definida como o ato de manter os equipamentos com suas características originais que foram construídas ou evitar de que os equipamentos possam perder suas características originais.

Neste sentido, a manutenção dentro das indústrias é de suma importância devido ter a capacidade de resolver problemas relacionados a paradas inesperadas de máquinas, acidentes, desgaste ambiental, rentabilidade, produtividade. Nos últimos anos é cada vez mais desenvolvido tecnologias que auxiliam neste aspecto e proporcionam a melhor solução para imprevisto que possam ocorrer ou detectar quando podem ocorrer possíveis falhas.

Segundo a ABNT-NBR 5462/1994 manutenções é a “combinação de todas as ações técnicas e administrativas, incluindo as de supervisão, destinadas a manter ou recolocar um item em um estado no qual possa desempenhar uma função requerida”. Além disso, no seu livro, manutenção: função estratégica, Alan Kardec e Júlio Nascif define este termo como sendo “garantir a disponibilidade da função dos equipamentos e instalações de modo a atender a um processo de produção e a preservação do meio ambiente, com confiabilidade, segurança e custo adequados”.

Manutenção preventiva é o ato de realizar paradas, reparos em tempos pré-definidos de modo a reduzir probabilidade de falhas, panes e/ou defeitos. A manutenção corretiva é realizada após a ocorrência de algum problema, a fim de reparar o problema e recolocar a máquina novamente em funcionamento.

Segundo ainda a norma regulamentadora brasileira a NBR 5462, a manutenção preditiva ou controlada é a “a manutenção que permite garantir uma qualidade de serviço desejada, com base na aplicação sistemáticas de técnicas de análise, utilizando-se de meios de supervisão centralizados ou de amostragem, para reduzir ao mínimo a manutenção preventiva e diminuir a manutenção corretiva”.

2.5 AMOSTRAGEM:

Segundo Freitas (2017), a amostragem consiste na representação de valores de sinais contínuos no tempo em forma de valores sinais discretos. Desta forma, a definição da frequência de amostragem é de suma importância na discretização da representação dos sinais.

Na Figura 34, descreve a caracterização da representação do sinal vibração contínuo no tempo, e com a aplicação da amostragem é possível observar o sinal original contínuo sendo reconstruído, e discretizado em cada unidade do tempo.

O teorema de Nyquist propõe que a amostragem possa ser definida como sendo duas vezes maior que frequência de sinal maior.

Desta forma, a frequência de amostragem é definida como:

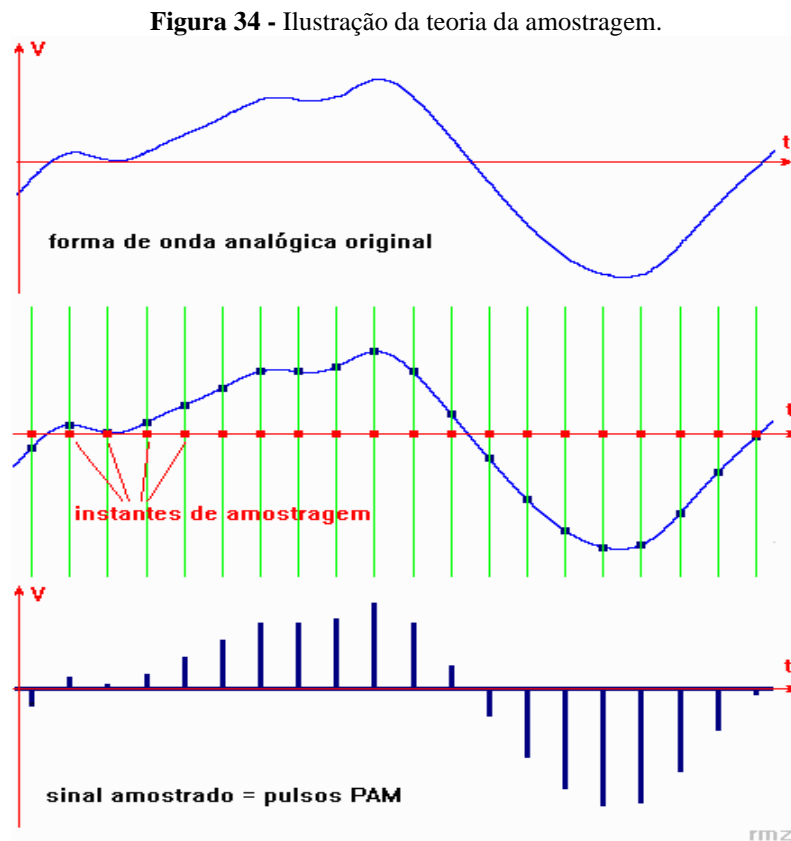
$$F_s \geq 2F_m \quad (58)$$

Onde:

F_s = frequência de amostragem

F_m = frequência de banda limitada.

As amostragens que não respeitam o teorema de Nyquist pode distorcer o sinal” (RIBEIRO, et al. 2021, p .3). Disto isso, essas distorções podem aparecer em perdas ou ganhos em altas frequências e modulação de sinais.



2.6 DEFEITOS EM ENGRENAGENS:

Segundo Ganzer (2017), “uma máquina ideal não produz qualquer vibração, pois toda a energia é canalizada para execução do trabalho a ser realizado”. Ainda o autor argumenta, na prática os elementos que compõem a máquina interagem entre si devido ao atrito, este efeito dissipa a energia em outras formas, como por exemplo calor, ruído e vibração.

As máquinas funcionam muitas das vezes em altas rotações, sendo a engrenagem um dos elementos mais utilizados para transmissão de energia. Um bom funcionamento num sistema de transmissão de energia deve-se principalmente a boas condições das engrenagens, e para isso, diversas ferramentas foram desenvolvidas para detecção de defeitos nas máquinas no decorrer dos anos, e uma das formas mais utilizadas são as análises de vibração.

As análises de vibração são formas de monitoramento das máquinas nas indústrias, através do monitoramento espectral, onde sensores são instalados nos equipamentos que

absorvem sinais que são projetados graficamente. Através desses sinais absorvidos pode ser realizado o tratamento destes dados é analisado o funcionamento dele.

2.6.1 Conceitos Fundamentais:

Para melhor entendimento da discussão a respeito sobre análises de vibração para detecção de engrenagens será descrito alguns conceitos básicos nesta seção.

2.6.1.1 Frequência de rotação:

A capacidade um elemento conseguir completar ciclos podemos definir como sendo a frequência de rotação ou giro. Esta grandeza pode ser em Hz (Hertz) ou em rpm (rotações por minutos).

$$f = \frac{\omega}{60} \quad (59)$$

2.6.1.1.2 Frequência de engrenamento (GMF):

Engrenar é o fenômeno que ocorre quando os dentes de duas engrenagens se entrelaçam. Então, frequência de engrenamento ou Gear Mesh Frequency (GMF) é a frequência com que este fenômeno ocorre. A frequência de engrenamento pode ser definida como sendo o produto dos números de dentes vezes a frequência de giro, como pode ser descrita pela Eq 50.

$$GMF = f_p \cdot N_p = f_c \cdot N_c \quad (60)$$

Onde:

f_p → frequência de rotação do pinhão

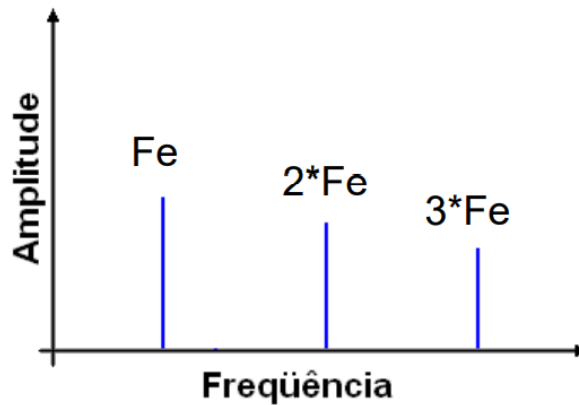
f_c → frequência de rotação da coroa

N_p → Números de dentes do pinhão

N_c → Números de dentes da coroa

Segundo Matias (2012), a engrenagem funcionando em condições ideais possuem características específicas de vibrar, que é denominada de assinatura, no momento que há defeitos nestes elementos o modo de vibrar gera dados que podem ser analisados e comparados com as características das condições ideais e assim detectar o defeito em engrenagem, como é demonstrado na Figura 35.

Figura 35 - Assinatura de um par engrenado em condições ideais.

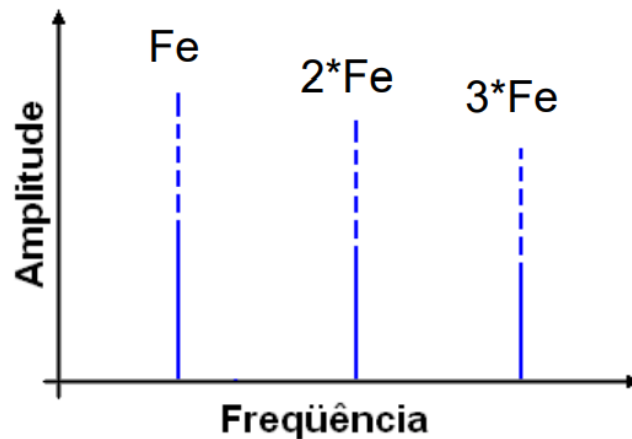


Fonte: Matias, (2012).

Nesta imagem é possível observar a representação de um sinal coletado de uma engrenagem sem defeito. A característica de sinal representada mostra a frequência de engrenamento e seus harmônicos.

Se os defeitos forem de desgaste dos dentes das engrenagens, os sinais de vibração coletados apresentaram aumentos nas amplitudes na frequência de engrenamento e seus harmônicos, como está sendo exemplificada na Figura 36.

Figura 36 - Representação do sinal da engranagem com desgaste.

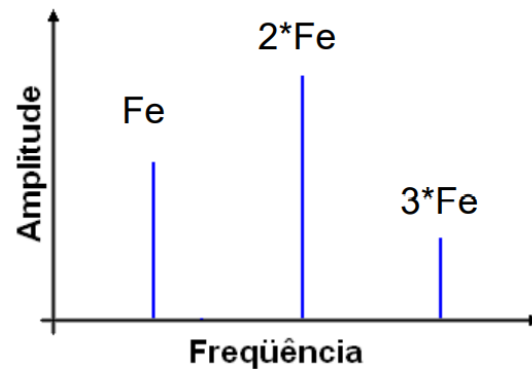


Fonte: Matias, (2012).

Os defeitos por desgaste dos dentes geram folgas, o que resulta em impactos gerados durante o engrenamento, ou seja, esses choques fazem com que haja aumentos nas amplitudes dos sinais.

Assim como possui defeitos gerados por desgaste nos dentes, há também modos de falhas por folga insuficientes dos dentes. Este modo de falha resulta num aumento no segundo harmônico o aumento se dá devido a necessidade de esforços extras no engrenamento. A Figura 37, representa a assinatura de vibração quando há presença de defeitos por folgas insuficientes.

Figura 37 - Representação do sinal por defeitos de folgas insuficientes.



3 DIMENSIONAMENTO

Este capítulo descreve a metodologia utilizada para o processo de cálculo e especificação de cada componente da caixa de redução utilizada para os experimentos propostos no presente trabalho.

Seguindo a etapa de diagnóstico do projeto, onde realiza-se pesquisa de mercado, busca de informações, referências e normas a respeito de caixas de redução, engrenagens e bancadas didáticas. Posteriormente é feito o levantamento técnico, obtendo dados de operação dos equipamentos e dimensões da bancada existente. O objetivo desta etapa é mapear as restrições tanto dimensionais, como operacionais e com isso apresentar os requisitos do projeto para um bom funcionamento.

A próxima etapa diz a respeito do Pré-Projeto, onde nesta organiza-se as informações que foram coletadas na etapa anterior, e utiliza-se as ferramentas de engenharia, como o AutoCad para a criação de um primeiro esboço da caixa de redução. Este processo é importante pois a flexibilidade que o Software AutoCad possui para fazer alterações é muito interessante, evitando assim retrabalho no projeto.

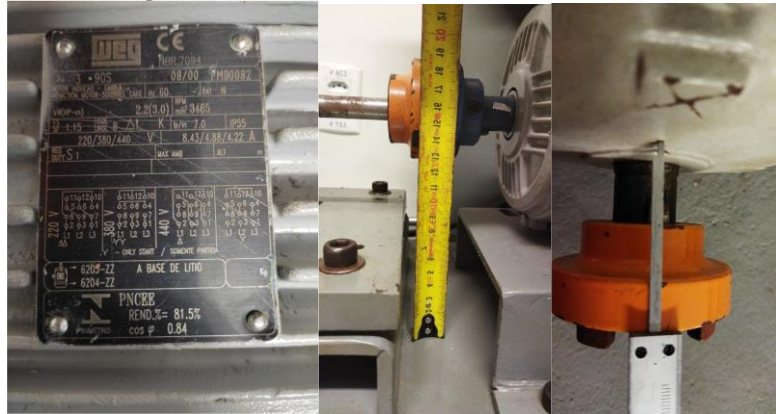
Após ajustado o esboço e aprovado, parte-se para a etapa do projeto Executivo, onde está apresenta as seleções de elementos de máquinas e dimensionamentos de cada componente da caixa de redução.

E por último, a etapa de validação de projeto, passando pelos cálculos analíticos utilizando software como MatLab para criação de rotinas para agilizar, cálculos e números indo desde análise estrutural por elementos finitos, a análise modal.

3.1 DIAGNÓSTICO DO PROJETO

A caixa de redução foi projetada para se portar em uma bancada didática para simulação e análise de defeitos em máquinas rotativas presente no Laboratório de Vibrações e Acústica-FEM (Faculdade de Engenharia Mecânica). Então o levantamento em campo das dimensões mais importantes, assim como a análise do detalhamento da bancada, foi a prioridade nesta etapa. Em seguida são mostrados alguns registros do momento deste levantamento.

Figura 38 - Dados levantados da bancada existente.



Fonte: Autores, (2022).

Figura 39 - Utilização do paquímetro para medição de dimensões precisas.



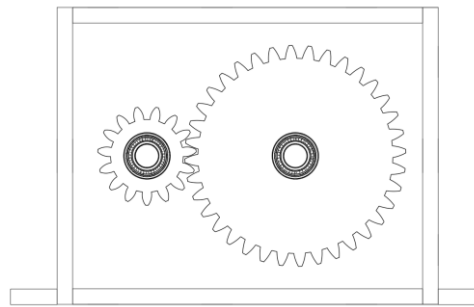
Fonte: Autores, (2022).

3.2 PRÉ-PROJETO:

Com as informações coletadas, realizou-se o primeiro esboço. Com intuito de se obter um projeto com menor custo possível e fabricação simples, a caixa de redução será feita de chapas de aço soldadas e parafusadas, as engrenagens presentes serão de dentes retos, com uma redução simples.

A primeira configuração a ser realizada, seria o alinhamento horizontal com o pinhão e coroa, porém por conta da diferença dimensional das engrenagens, o centro da caixa de redução ficaria deslocada à direita em relação ao centro da bancada. Por conta disso, foi alterado para um alinhamento da vertical, e assim ficando posta ao centro da bancada. A figura 41, apresenta o primeiro modelo realizado.

Figura 40 - Primeiro modelo desenvolvido.



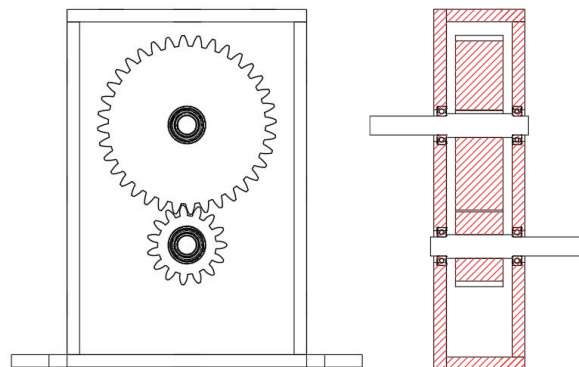
Fonte: Autores, (2022).

3.3 PROJETO EXECUTIVO:

3.3.1 Engrenagens:

Decidido na etapa de pré-projeto, a caixa de redução terá uma configuração como mostrada na Figura 41. O motor utilizado na banca de análise de defeitos em máquinas rotativas, possui potência de 3HP, tendo como restrição determinada anteriormente, uma rotação mínima de 900 RPM gerando um torque total de 23,35 Nm. Assim o trem de engrenagens terá uma relação de 1:2,4, com módulo de 3 mm e ângulo de pressão de 20°. Dados esses que serviram de entradas para o dimensionamento do pinhão e coroa.

Figura 41 - Esboço caixa de engrenagem.



Fonte: Autores, (2022).

Por seguinte, determinou-se as forças presentes no engrenamento de acordo com os dados de entradas. Tais forças são: Força tangente e radial do pinhão; Força tangente e radial da coroa. Onde, de acordo com a análise de forças segundo Norton (2013), $W_{tp} = W_{tc}$ e $W_{rp} = W_{rc}$.

3.3.1.1 Força Tangencial:

Onde pode-se obter a intensidade da carga tangencial através da Eq. 9:

$$W_{tp} = W_{tc} = 1037,98 \text{ N}$$

3.3.1.2 Força Radial:

Onde pode-se obter a intensidade da carga tangencial através da Eq. 10:

$$W_{rp} = W_{rc} = 377,79 \text{ N}$$

3.3.2 Análise de tensões em Engrenagens:

3.3.2.1 Fator de confiabilidade:

Para uma confiabilidade de 99%, pode-se definir o fator de acordo com a Figura 21

$$K_r = 1$$

3.3.2.2 Fator de Ciclagem por flexão:

Para um fator de ciclagem por flexão para 10^8 ciclos (vida infinita), define-se através da Figura 19.

$$Y_{N_p} = 0,94$$

3.3.2.3 Fator de Ciclagem ao desgaste:

Para um fator de ciclagem ao desgaste para 10^8 ciclos (vida infinita), define-se através da Figura 19.

$$Z_N = 0,899$$

3.3.2.4 Fator de sobrecarga:

Através da Figura 16, com a fonte de potência **suave** e acionamento **uniforme** o fator de sobrecarga é de:

$$K_o = 1.$$

3.3.2.5 Fator dinâmico:

Assim o define-se o fator dinâmico K_v , através da Eq. 27, que depende da velocidade máxima linear (Eq. 30), termos adimensionais A e B a partir da Eq. 28 e Eq. 29 respectivamente.

$$B = 0,91$$

$$A = 54,77$$

$$V_{m\acute{a}x} = 2,12 \text{ m/s}$$

$$K_V = 1,34$$

3.3.2.6 Fator de tamanho:

O fator de tamanho (K_s), como se trata de um sistema de transmiss\~ao com engrenagens cil\~andricas de dentes reto **comerciais convencionais**, para este caso a norma ANSI/AGMA 2001-D04 defini o fator como sendo:

$$K_s = 1$$

3.3.2.7 Fator de carga:

- Fator de corre\~ao de carga:

Com intuito de se obter uma engrenagem com geom\~etrica simplificada, n\~ao haver\~a coroamento presente nos dentes, por conta disso t\~em-se que o fator de corre\~ao de carga (C_{mc}):

$$C_{mc} = 1$$

- Fator de propor\~ao do pinh\~ao:

De acordo com a etapa de pr\~e-projeto decidiu-se aplicar uma espessura de dentes para o sistema de transmiss\~ao de 30 mm, buscando a menor in\~ercia poss\~ivel, sem comprometer a resist\~encia do sistema. Ent\~ao tem-se que:

$$F = 30 \text{ mm}$$

Assim como o C_{pf} , que \~e calculado atrav\~es da Eq. 33:

$$C_{pf} = 0,044$$

Caso verificado, que est\~a largura de dente n\~ao ser\~a suficiente para suportar a carga do sistema, ser\~a reavaliado e recalculado para um F mais adequado para a necessidade.

- Modificador de propor\~ao do pinh\~ao:

Por conta da simetria do sistema, o engrenamento possuir\~a distanciamento equidistante entre mancais, por conta disso tem-se o C_{pm} de acordo com a Eq. 34.

$$C_{pm} = 1$$

- Fator de alinhamento:

O fator de alinhamento (C_{ma}) depende de constantes empíricas adimensionais A, B e C, que são obtidos através da Figura 18 que para este sistema de transmissão, trata-se de uma unidade redutora comercial fechada, tem-se:

$$A = 0,127$$

$$B = 0,0158$$

$$C = -0,930 * 10^{-4}$$

Por seguinte é possível calcular o fator de alinhamento através da Eq (35).

$$C_{ma} = 0,1504$$

- Fator de correção de alinhamento:

Para este sistema, não haverá ajuste no momento da montagem dos componentes, sendo assim, tem-se o C_e de acordo com a Eq. 36:

$$C_e = 1$$

- Fator de distribuição de carga:

Definidos os fatores anteriores, pode-se calcular o fator de distribuição de carga (K_H) através da Eq. 31:

$$K_H = 1,221$$

3.3.2.8 Fator de espessura do aro:

Por conta de não possuir aro no pinhão e coroa, tem-se o fator de espessura do aro (K_B), de acordo com a Eq 39.

$$K_B = 1$$

3.3.2.9 Fator geométrico:

O fator geométrico para o pinhão (Y_{JP}) de 15 dentes e para coroa de (Y_{JC}) 36 dentes, pode-se definir a partir da Figura 15:

$$Y_{JP} = 0,295$$

$$Y_{JC} = 0,39$$

3.3.2.10 Cálculo de tensão de flexão de trabalho:

A tensão de flexão de trabalho (σ_f) pode ser calculada a partir da Eq 19. Portanto, têm-se a tensão de flexão para o pinhão (σ_{fp}) e coroa (σ_{fc}) é:

$$\sigma_{fp} = 631,63 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{fc} = 631,63 \text{ MPa}$$

3.3.2.11 Cálculo da tensão de flexão admissível:

- Resistência à flexão:

A partir da Eq 21. é calculado a tensão de flexão admissível para o pinhão (S_{tP}) e coroa (S_{tC}):

$$S_{tP} = 262,68$$

$$S_{tC} = 49,22$$

- Fator de ciclagem de resistência à flexão:

Com a Figura 19. é definido fator de ciclagem de resistência à flexão para o pinhão (Y_{NP}) **para $1 * 10^8$ ciclos N_{cP} (vida infinita)** e para coroa (Y_{NC}) para um número de ciclo (N_{cC}) que é igual a $N_{cP} * \frac{1}{2,4}$ (por conta da redução do sistema, a coroa terá uma rotação menor e conseqüentemente, um número de ciclos menor em comparação ao pinhão):

$$N_{cP} = 1 * 10^8$$

$$N_{cC} = 4,17 * 10^7$$

$$Y_{NP} = 0,94$$

$$Y_{NC} = 0,95$$

- Fator de temperatura:

O fator de temperatura (Y_θ) é definido de acordo com a norma ANSI/AGMA, para caso que o óleo ou corpo de engrenagem até 120°C:

$$Y_\theta = 1.$$

- Tensão de Flexão admissível:

A tensão de flexão de admissível (σ_{fa}) pode ser calculada a partir da Eq 21. Portanto, têm-se a tensão de flexão para o pinhão (σ_{fap}) e coroa (σ_{fac}) é:

$$\sigma_{fap} = 273,67 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{fac} = 297,97 \text{ MPa}$$

3.3.2.12 Cálculo da tensão de contato de trabalho:

- Coeficiente elástico do material:

Sendo o material utilizado para o pinhão e coroa, um aço liga, tem-se que o módulo de elasticidade é igual 207 GPa, onde utilizou-se na Eq, 26.

$$Z_E = 192,28 \text{ MPa}$$

- Fator de condição de superfície:

O par de engrenamento terá uma fabricação convencional, por conta disso, tem-se que:

$$Z_R = 1$$

- Fator geométrico de resistência superficial:

Para um ângulo de pressão de 20° , $m_N = 1$ (de acordo com Shigley 2008, para engrenagem de dentes retos) e $m_G = \frac{N_c}{N_p} = 2,4$, pode-se calcular o fator geométrico de resistência superficial, através da Eq. 25:

$$Z_I = 0,1134$$

- Tensão de contato de trabalho:

A tensão de contato de trabalho (σ_c) pode ser calculada a partir da Eq 22. Portanto, têm-se a tensão de contato de trabalho para o pinhão (σ_{cP}) e coroa (σ_{cC}) é:

$$\sigma_{cP} = 631,63 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{cC} = 631,63 \text{ MPa}$$

3.3.2.13 Tensão de contato admissível:

- Resistência ao contato:

Calcula-se a resistência ao contato do pinhão (S_{CP}) e coroa (S_{CC}) através da Figura 14, que para esta aplicação, trata-se de um aço de grau 1, com uma dureza de 360 HB, assim:

$$S_{CP} = 999,2 \text{ MPa}$$

$$S_{CC} = 999,2 \text{ MPa}$$

- Fator de ciclagem para resistência ao contato:

Com a Figura 19, é definido o fator de ciclagem de resistência à flexão para o pinhão (Z_{NP}) para $1 * 10^8$ ciclos N_{CP} (vida infinita) e para coroa (Z_{NC}) para um número de ciclo (N_{CC}) igual a $N_{CP} * \frac{1}{2,4}$:

$$N_{CP} = 1,0 * 10^9$$

$$N_{CC} = 4,17 * 10^8$$

$$Z_{NP} = 0,899$$

$$Z_{NC} = 0,918$$

- Fator de razão de dureza:

Para o fator de razão de dureza para o pinhão (C_{HP}), tem-se:

$$C_{HP} = 1$$

Para o material do pinhão e coroa são os mesmos, $\frac{H_{BP}}{H_{BC}}=1$, então $A' = 0$, assim através da Eq 37. pode-se calcular a fator de razão de dureza para a coroa C_{HC} :

$$C_{HC} = 1,0$$

- Tensão de contato admissível:

A tensão de contato admissível (σ_{ca}) pode ser calculada a partir da Eq 22. Portanto, têm-se a tensão de contato de trabalho para o pinhão (σ_{caP}) e coroa (σ_{caC}) é:

$$\sigma_{caP} = 898,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{caC} = 917,96 \text{ MPa}$$

3.3.2.14 Fator de segurança para flexão:

- Pinhão:

O fator de segurança para flexão do pinhão (S_{FP}), pode-se calcular através da Eq 41.:

$$S_{FP} = 3,73$$

- Coroa:

Assim como para o fator de segurança para flexão da coroa (S_{FC}), utiliza-se a mesma Eq. 41:

$$S_{FC} = 5,65$$

3.3.2.15 Fator de segurança para contato:

- Pinhão:

O fator de segurança para contato do pinhão (S_{CP}), pode-se calcular através da Eq 42.:

$$S_{CP} = 2,25$$

- Coroa:

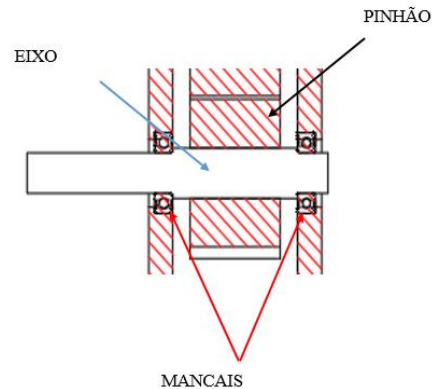
Assim como para o fator de segurança para contato da coroa (S_{CC}), utiliza-se a mesma Eq. 42:

$$S_{CC} = 2,35$$

3.3.3 Eixos:

De acordo com a presente configuração da caixa de redução definida na fase de pré-projeto, com duas engrenagens tendo em cada uma, um eixo de mesma dimensão para facilitar o processo de dimensionamento e fabricação do componente, é possível determinar as cargas presentes nos mesmos e as suas reações de apoio como mostrado no esboço da caixa, na Figura 42.

Figura 42 - Arranjo de montagem do eixo na caixa de redução.



Fonte: Autores, (2022).

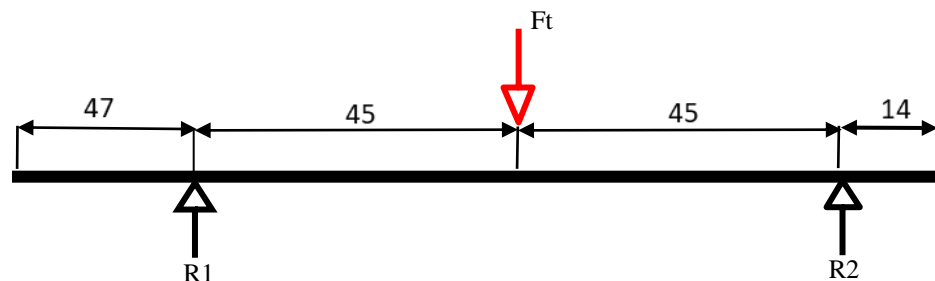
Os dados de operações para caixa de redução são:

- Potência de 2,2 Kw;
- Rotação mínima de 900 RPM;
- Material usado: SAE 1020.

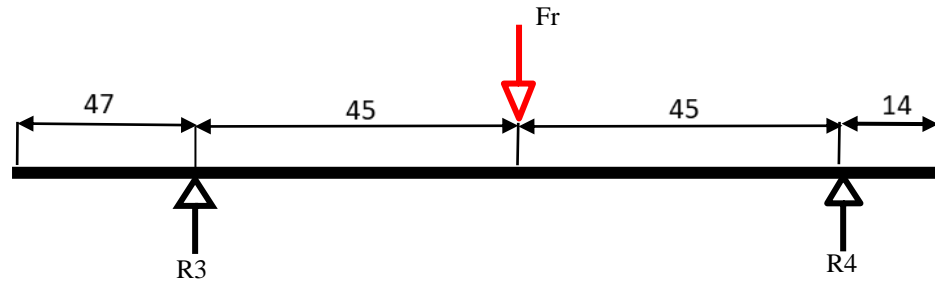
3.3.3.1 Análise de força:

Com dados de entradas e o arranjo geral da caixa onde foi retirado as dimensões em milímetro da Figura 43, é possível determinar as cargas e suas reações presente na estrutura do componente como todo. Tais forças, advém do torque gerado pelo motor, que ocasionam reações nas engrenagens na direção radial e tangencial, onde essas solicitações afetará a região em que os mancais estarão presentes. Com isso, o diagrama de corpo livre ficará da seguinte forma:

Figura 43 – Diagrama de corpo livre-Eixo no plano YX.



Fonte: Autores, (2022).

Figura 44 – Diagrama de corpo livre - Eixo no plano XZ.

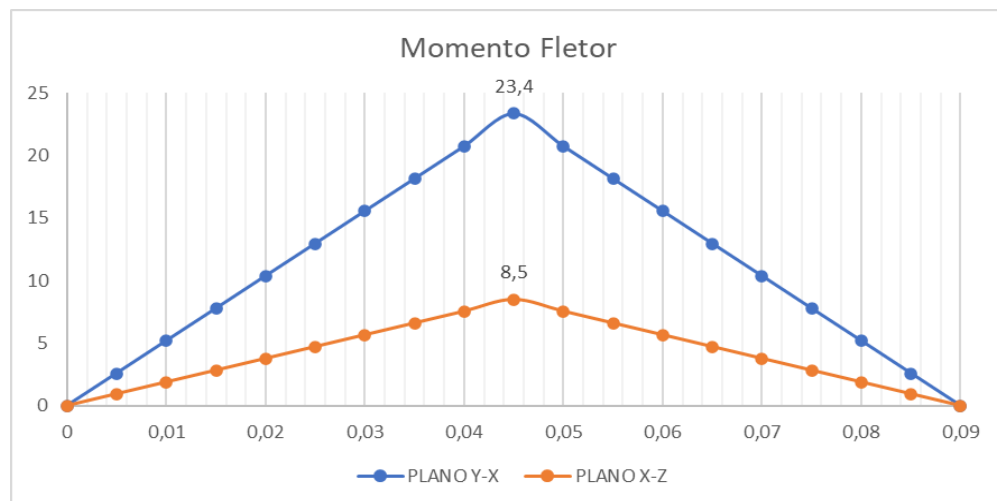
Fonte: Autores, (2022).

Desta forma, podemos calcular o momento máximo no ponto mais crítico do sistema para se projetar um tamanho de diâmetro de eixo adequado para se obter um ciclo de vida infinita. Na Tabela 2, se tem os valores de forças causados pelo engrenamento do pinhão e coroa. E na sequência, o diagrama de momento fletor nos planos XY e XZ.

Tabela 1 - Dados obtidos na análise de forças.

Fr	377,8 N
Ft	1038,0 N
R1	518,9 N
R2	518,9 N
R3	188,9 N
R4	188,9 N

Fonte: Autores, (2022).

Figura 45 - Diagrama de momento fletor.

Fonte: Autores, (2022).

Com os valores críticos em cada plano, podemos obter o momento máximo resultante é de $M_{máx} = 24,9 \text{ N.m}$ para assim, determinar a diâmetro adequado para o que o eixo tenha uma vida acima de 1×10^9 ciclos (vida infinita).

3.3.3.2 Limite de resistência a fadiga não corrigido:

O material selecionado na etapa de pré-projeto foi o aço SAE 1020 laminado, onde de acordo com Shigley o limite de ruptura S_{ut} é igual à 469 MPa e o limite de escoamento S_y de 393 MPa. Então o limite de resistência a fadiga não corrigido pode ser determinado com a Eq 47.

$$S_{e'} = 234,5 \text{ MPa}$$

3.3.3.3 Fator de carregamento:

Dentre o sistema, possui carregamento de flexão e torque, sendo o primeiro como principal, portanto de acordo com a equação 51:

$$K_c = 1$$

3.3.3.4 Fator de tamanho:

Como se trata de um projeto inicial, não se conhece o diâmetro de eixo, por conta disso:

$$K_b = 0,9$$

3.3.3.5 Fator de superfície:

De acordo com a Figura 28, para acabamento superficial laminado a frio, tem-se os fatores a e b. Assim, de acordo com a Eq. 49, o fator de superfície (k_a):

$$a = 4,51; b = -0,265$$

$$k_a = 0,88$$

3.3.3.6 Fator de temperatura:

O fator de temperatura (K_d) é definido de acordo com a Figura 29, para uma temperatura de até 50°C, então:

$$K_d = 1$$

3.3.3.7 Fator de confiabilidade:

Levando em conta a confiabilidade de projeto para eixo de 50%, tem-se de acordo com a Figura 30:

$$K_e = 1$$

3.3.3.8 Limite de resistência a fadiga corrigida:

Determinados todos os fatores de projeto, pode-se determinar o limite de resistência a fadiga a partir da Eq 48, como sendo:

$$S_e = 373 \text{ MPa}$$

3.3.3.9 Concentrador de tensão:

Como explanado anteriormente, neste estágio inicial do projeto não se possui informações dimensionais do eixo, por isso se faz necessário estimativa inicial relacionado a configuração do formato que estará presente na região onde serão alocados os mancais. Então para um primeiro momento, define-se fator de concentrador de tensão para tensões normais K_t , e para tensões de cisalhamento K_{ts} , conservador. Além disso, adota-se que $K_f = K_b$ e $K_{fs} = K_{ts}$, assim tem-se:

$$K_t = 1,7$$

$$K_{ts} = 1,5$$

3.3.3.9 Diâmetro do eixo:

Usando o critério de DE-Goodman para uma verificar as considerações iniciais feitas, obtém-se um resultado conservador. Então tem-se que $M_m = T_a = 0$, na região dos mancais, a Eq 52.

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[\frac{2 \cdot K_f \cdot M_a}{S_e} + \frac{[3 \cdot (K_{fs} \cdot T_m)^2]^{\frac{1}{2}}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (61)$$

$$d = 9,96 \text{ mm} \cong 10 \text{ mm}$$

Para determinar o ressalto (região onde acomodará os mancais), usa-se um acréscimo de 20% ao diâmetro estimado. Então temos que, o ressalto possui a dimensão de $D = 12 \text{ mm}$. Além disso, assume-se o raio do filete como, $r = \frac{d}{10} \cong 1 \text{ mm}$. Esses dados permitem que determinar os fatores relacionados a concentradores de tensão, assim temos que:

De acordo com a figura 25, tem-se que o fator de concentrador de tensão normal é:

$$K_t = 1,6$$

Temos também que a sensibilidade ao entalhe em flexão, pode-se definir através da Figura 26:

$$q = 0,82$$

Com isto, a partir da Eq 41, é possível definir que o fator de concentração de tensão a fadiga K_f e o fator de concentração de torção a fadiga K_{fs} , assim tem-se:

$$K_f = 1,49$$

$$K_{fs} = 1,38$$

Desta forma, temos que:

$$S_e = 402,75 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_a = 0$$

$$\sigma'_m = 288,5$$

3.3.3.10 Fator de segurança:

Determinado um fator de projeto de 1,5, o diâmetro do eixo com as cargas presentes na região dos mancais, é calculada da seguinte forma: O momento fletor que é caracterizada como carga alternada, $M_a = 0 \text{ Nm}$ (de acordo com o diagrama de momento fletor); e o torque do motor sobre o eixo que é transmitido pela chaveta é caracterizado como carga constante, $T_M = 23,35 \text{ Nm}$. Então temos que:

$$\sigma'_a = 0$$

$$\sigma'_m = 288,5 \text{ MPa}$$

Usando o critério de Goodman, tem-se um fator de segurança n_f , igual à:

$$n_f = 1,63$$

Para o diâmetro de eixo estimado de 10 mm e ressalto de 12 mm, obteve-se um fator de segurança acima do projetado, o que mostra uma condição adequada e segura na região que acomodaram os mancais.

- Região mais crítica:

A região com maiores carregamentos e concentrador de tensão diz a respeito do ponto B, onde o pinhão é acoplado e onde a flexão sobre o eixo é maior, devido ao carregamento de engrenamento. Para esta análise, alguns fatores são alterados por conta da situação distinta.

Fator de concentrador de tensão no ponto mais crítico no eixo, se dar na região onde será alocada a engrenagem, por possuir maior flexão e torção, sendo acompanhado por um rasgo de chaveta.

3.3.3.12 Concentrador de tensão:

Para estimar o raio do rasgo da chaveta, usou-se: $r = 0,02d = 0,02 * 10 = 0,2 \text{ mm}$.

Assim:

De acordo com a Figura 24, tem-se que o fator de concentrador de tensão normal é:

$$K_t = 2,14$$

Temos também que a sensibilidade ao entalhe em flexão, pode-se definir através da Figura 26:

$$q = 0,9$$

Com isto, a partir da Eq 46, é possível definir que o fator de concentração de tensão a fadiga K_f e o fator de concentração de torção a fadiga K_{fs} , assim tem-se:

$$K_f = 2,02$$

Além disso, é possível definir-se o fator de concentração de tensão ao cisalhamento K_{ts} , a partir da Figura 25:

$$K_{ts} = 3$$

Sendo que, a sensibilidade ao entalhe em flexão definida pela Figura 26, tem-se que:

$$q = 0,9$$

Além disso, o fator de concentração a fadiga por torção K_{fS} , tem-se:

$$K_{fS} = 2,8$$

O momento fletor que é caracterizada como carga alternada, $M_a = 24,9 Nm$ (de acordo com o momento fletor); e o torque do motor sobre o eixo que é transmitido pela chaveta é caracterizado como carga constante, $T_M = 23,35 Nm$. Então tem-se que:

$$\sigma'_a = 512,9 MPa$$

$$\sigma'_m = 576,85 MPa$$

Usando o critério de Goodman, tem-se um fator de segurança n_f igual à:

$$n_f = 0,4$$

Com o fator de segurança obtido está muito abaixo do fator de projeto, pode-se aumentar o diâmetro da região ou mudar o material dele. Escolheu-se aumentar o diâmetro e verificar a dimensão mínima para se ter um componente seguro (fator de segurança acima de 1,5), assim utilizou-se o critério DE-Goodman, para um resultado mais preciso, a Eq 52.

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[\frac{2 \cdot K_f \cdot M_a}{S_e} + \frac{[3 \cdot (K_{fS} \cdot T_M)^2]^{\frac{1}{2}}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (69)$$

$$d \cong 14,3 mm$$

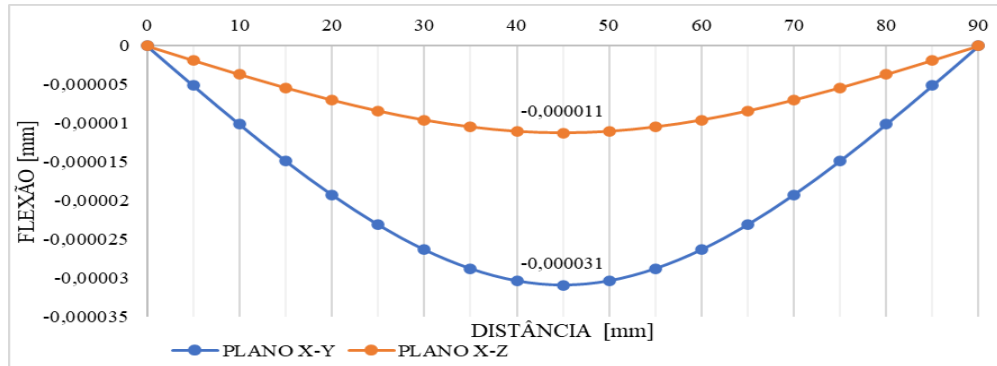
Assim escolheu-se o diâmetro igual a 15 mm para a região mais crítica, obtendo um ótimo fator de segurança e um componente confiável.

3.3.4 Seleção de mancais:

Com os dados obtidos nas seções anteriores, como cada diâmetro do eixo, cargas causadas pelo acionamento do motor e o engrenamento, pode-se dimensionar o par de mancais. Assim, com a análise de forças, temos que as reações presentes no eixo são de: $R_1 = R_2 = 552,3 N$, o que permite obter-se a flexão máxima, assim como a deflexão sobre o componente

nos dois planos de atuação. A Figura 46 indica os valores de flexão ao longo do eixo no plano XY e XZ.

Figura 46 - Valores de deflexão ao longo do eixo no plano XY e XZ.



Fonte: Autores, 2022.

Tem-se a importância de calcular a deflexão máxima do eixo, para seleção dos mancais de elementos de esferas, pois estes possuem uma inclinação máxima para operação, de $0,039^\circ$ segundo Shigley (2008). Então necessariamente precisa-se obter uma deflexão, que será calculado pela Eq 53, igual ou inferior, caso contrário, o aumento do diâmetro precisará ser feito. Então:

$$\theta_{m\acute{a}x} = 0,0011^\circ$$

Sendo $0,039^\circ > \theta_{m\acute{a}x}$, atendendo assim a condição de operação dos mancais de rolamentos.

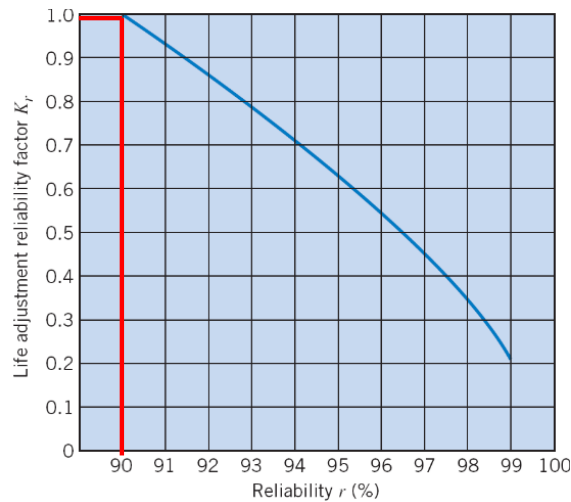
3.3.4.1 Vida para mancal:

Como se trata de uma caixa que será usada como material didático e estudos científicos, é desejado que o rolamento tenha uma vida útil de 30000 horas. Obtendo um número de ciclos:

$$L_D = 1,62 \cdot 10^9 \text{ ciclos}$$

Para um número de ciclos adequado com confiabilidade de 90% se tem $L_R = 90 \cdot 10^9$. Além disso, pode-se ter fatores (K_R ; α ; K_a) que compõe no cálculo da carga equivalente que o rolamento suportará.

Assim temos que o fator K_R de acordo com a Figura 47, corresponde à:

Figura 47 - Fator de correção (K_r).

Fonte: Shigley, (2005).

$$K_R = 1$$

Para o fator de impacto a , segundo Shigley (2005) para a aplicação à mancais de esferas, tem-se:

$$a = 3$$

Assim, o carregamento de impacto K_a , para aplicação com engrenagens, tem-se:

$$K_a = 1$$

Então, a carga equivalente para seleção dos mancais, é calculado a partir da Eq 55.

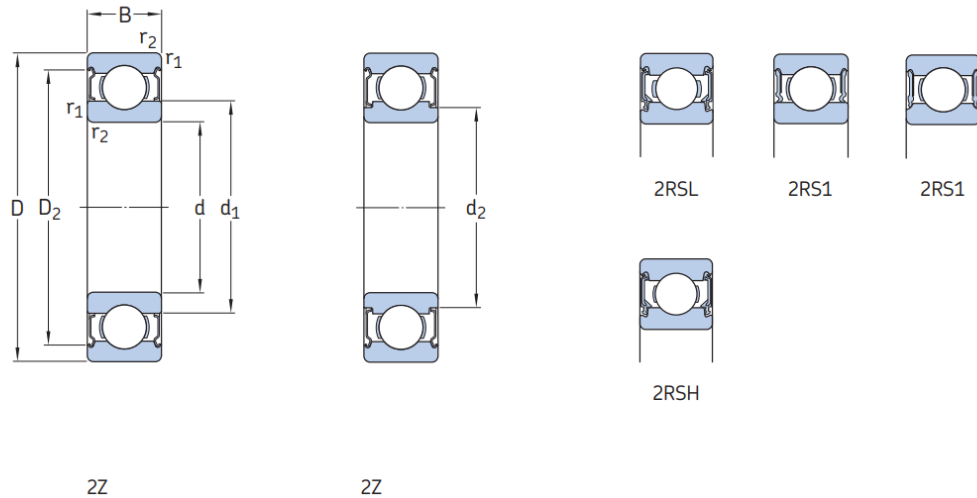
Sendo $F_e = R_1 = R_2 = 552,3 \text{ N}$, obtendo assim:

$$C_{10} = 1447,43 \text{ N}$$

Buscando qualidade quanto aos componentes da caixa de redução, se fez a escolha de um mancal através do catálogo da empresa SKF, que é referência em fabricação e fornecimento de mancais, vedações e sistemas de lubrificação.

Na Figura 48, indica o mancal de esfera que foi escolhido de acordo com o dimensionamento anterior.

Figura 48 - Dimensões e arranjo geral dos mancais SKF.



Fonte: skf.com

Figura 49 - Tabela para seleção do mancal.

Dimensões principais			Classificações básicas de carga		Limite de carga de fadiga P_u	Classificações de velocidade		Massa kg	Designações	
d	D	B	dinâmica C	estática C_0		Velocidade de referência	Velocidade-limite ¹⁾		Rolamento tapado em ambos os lados	um lado
mm			kN		kN	r/min				
12	21	5	1,74	0,915	0,039	70 000	36 000	0,0063	61801-2Z	-
	21	5	1,74	0,915	0,039	-	20 000	0,0063	61801-2RS1	-
	24	6	2,91	1,46	0,062	67 000	32 000	0,011	61901-2Z	-
	24	6	2,91	1,46	0,062	-	19 000	0,011	61901-2RS1	-

Fonte: skf.com.

3.3.5 Seleção de chavetas:

Segundo a norma DIN 6885/1, a seleção de chavetas quadradas se dar de acordo com o diâmetro do eixo, que para essa aplicação se tem duas regiões, onde será acomodado a engrenagem e onde será acomodado o acoplamento. A seguir, são mostradas as figuras que retirou as dimensões de chavetas e o rasgo, para cada região.

- Para região do acoplamento:

Figura 50 - Tabela de dimensões de chavetas para o acoplamento, unidade em milímetro.

Diâmetro de eixo		Tamanho de chaveta		Profundidade de ranhura de chaveta
Acima	Até (inclusive)	w	h	
8	11	2	2	1
11	14	3	2	1
		3	3	1,5
14	22	5	3	1,5
		5	5	2
22	30	6	5	2
		6	6	3

Fonte: Shigley, (2008).

- Para região da engrenagem:

Figura 51 - Tabela de dimensões de chavetas para engrenagens, unidade em milímetro.

Diâmetro de eixo		Tamanho de chaveta		Profundidade de ranhura de chaveta
Acima	Até (inclusive)	w	h	
8	11	2	2	1
11	14	3	2	1
		3	3	1,5
14	22	5	3	1,5
		5	5	2
22	30	6	5	2
		6	6	3

Fonte: Shigley, (2008).

3.3.6 Análise estática por Método de elementos finitos:

Para análise estática por método de elementos finitos utilizou-se o software, Ansys Student Workbench 18.1, ferramenta esta que permite um estudo mais detalhado do modelo a ser analisado, passando pelo controle de qualidade de malha, assim como a convergência dos resultados obtidos de acordo com a malha usada. O fluxograma a ser seguido é apresentado na Figura 52.

Figura 52 - Fluxograma das etapas para simulação.



Fonte: Autores, (2022).

3.3.6.1 Eixo:

Como o eixo onde o pinhão e coroa serão acoplados, são iguais, então utilizou-se apenas uma geometria para análise. Assim temos que:

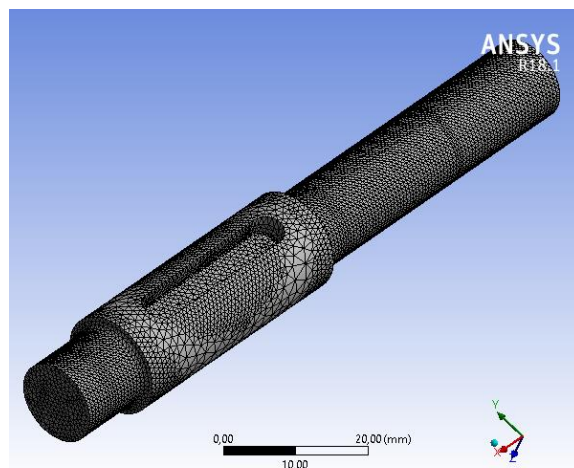
- Geometria:

Após o tratamento de geométrica na ferramenta Space Claim, que permite retirada de arestas, faces e vértices duplicadas, suavização de faces e cantos, que geralmente são trazidas no arquivo quando exportadas de outros softwares.

- Malha:

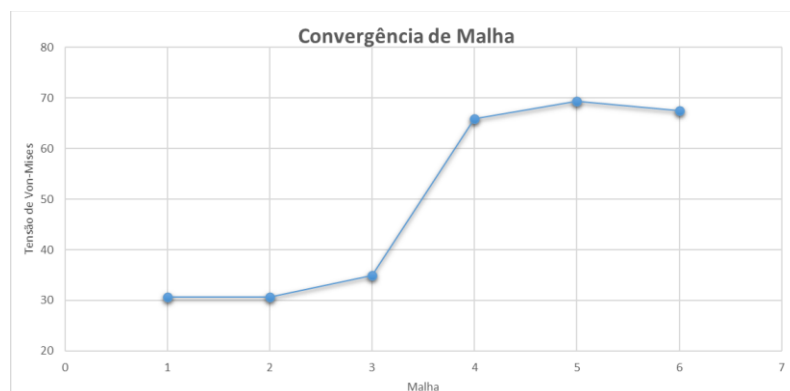
Para a malha, utilizou-se METHOD e FACEMASHING para uma melhor varredura na geometria, e em seguida aplicou-se a qualidade de malha através do parâmetro SKEWNESS, buscando um valor abaixo de 0,94. Assim, convergiu-se a malha com um BREAKING POINT de 5% de variação. Nas Figuras 53 e 54, são mostradas a malha e o gráfico de convergência:

Figura 53 - Malha n° 6 tetraédrica.



Fonte: Autores, (2022).

Figura 54 - Convergência de malha.



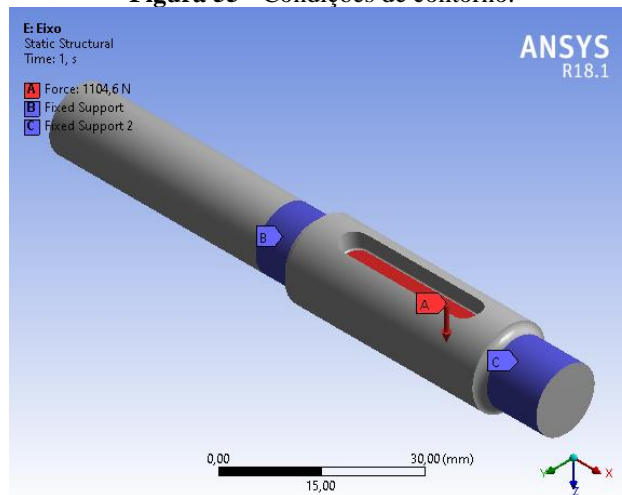
Fonte: Autores, 2022.

- Condições de contorno:

Foram aplicadas condições na geometria da seguinte forma e na Figura 55, indica tal configuração:

- ✓ Pontos fixos na região onde será acoplado os mancais;
- ✓ Força resultante de engrenamento de 1104,6 N na região de acoplamento da engrenagem.

Figura 55 - Condições de contorno.

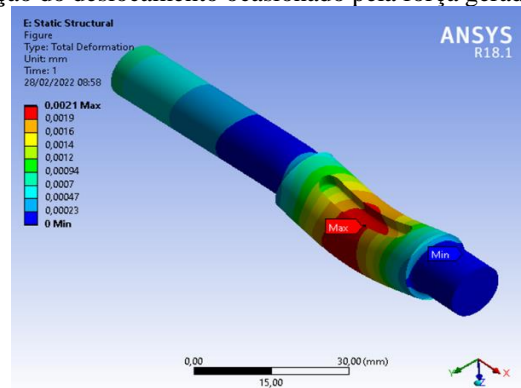


Fonte: Autores, (2022).

- Resultados:
- ✓ Deslocamento máximo:

Na Figura 56, é apresentado a região com maior deslocamento, que corresponde no local onde a força resultante de engrenamento foi aplicada, obtendo assim um valor máximo de 0,002 mm.

Figura 56 - Representação do deslocamento ocasionado pela força gerada devido o engrenamento.

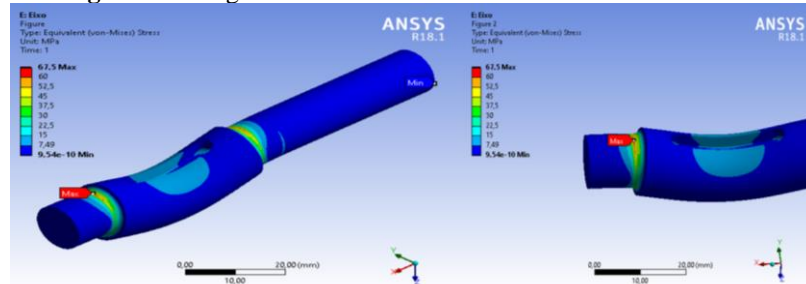


Fonte: Autores, (2022).

✓ Tensão Máxima:

De acordo com a Figura 57, a região mais crítica do eixo (filete do ressalto), apresentou uma tensão máxima de 67,5 MPa, ficando bem abaixo do limite de escoamento do aço SAE 1020.

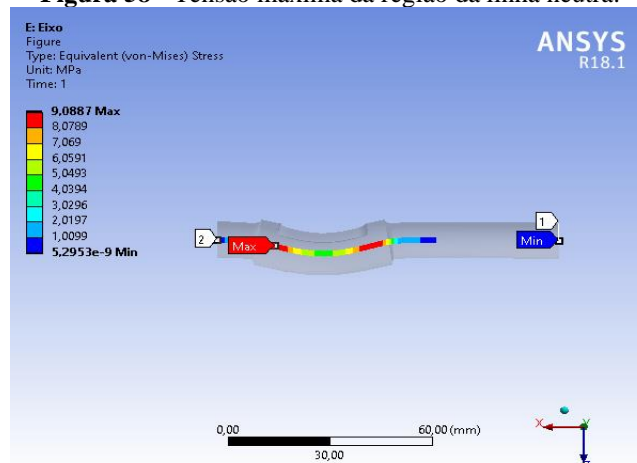
Figura 57 - Região com tensão de Von-mises máximo e mínimo.



Fonte: Autores, (2022).

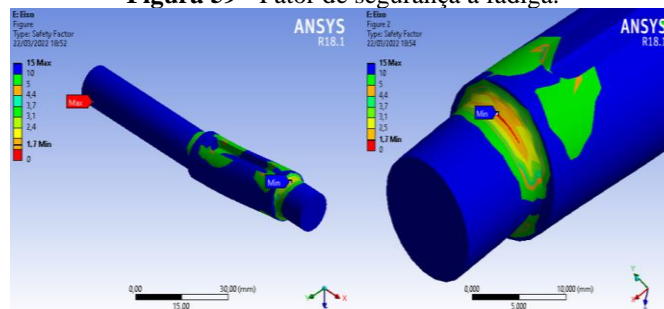
Já para o fator de segurança a resistência a fadiga, obteve-se um valor de 1,7 na região mais crítica, indicando assim uma vida infinita para o componente, como nas figuras 58 e 59.

Figura 58 - Tensão máxima da região da linha neutra.



Fonte: Autores, (2022).

Figura 59 - Fator de segurança a fadiga.



Fonte: Autores, (2022).

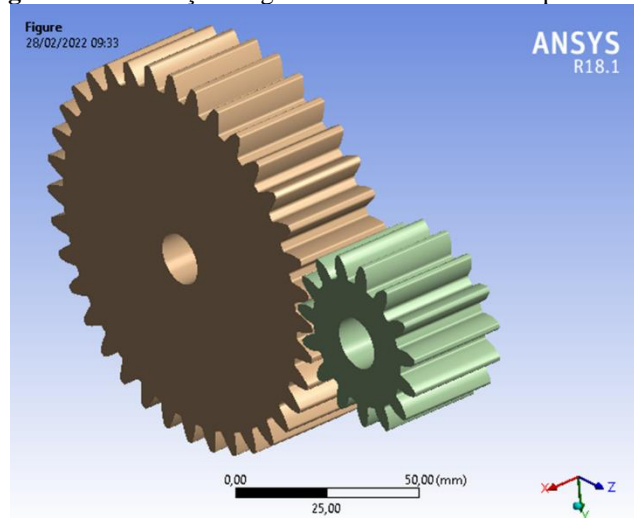
3.3.6.2 Engrenagens:

O estudo seguinte, foi a validação nas engrenagens aplicando as condições de operações que elas irão sofrer quando construídas, assim seguiu-se as mesmas etapas do estudo anterior.

- Geometria:

Após o tratamento de geométrica na ferramenta Space Claim, que permite retirada de arestas, faces e vértices duplicadas, suavização de faces e cantos, que geralmente são trazidas no arquivo quando exportadas de outros softwares.

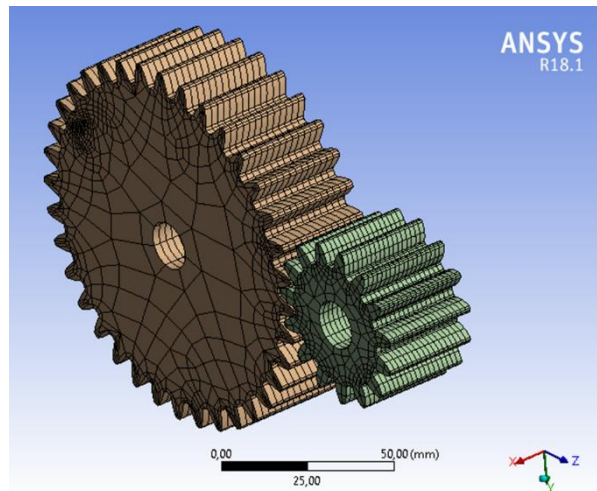
Figura 60 - Ilustração da geometria na ferramenta Space Claim.



Fonte: Autores, (2022).

- Malha:

Para a malha, utilizou-se METHOD e FACEMASHING para uma melhor varredura na geometria, e em seguida aplicou-se a qualidade de malha através do parâmetro SKEWNESS, buscando um valor abaixo de 0,94. Assim, convergiu-se a malha com um BREAKING POINT de 5% de variação. Nas Figuras 61, é mostrado a malha:

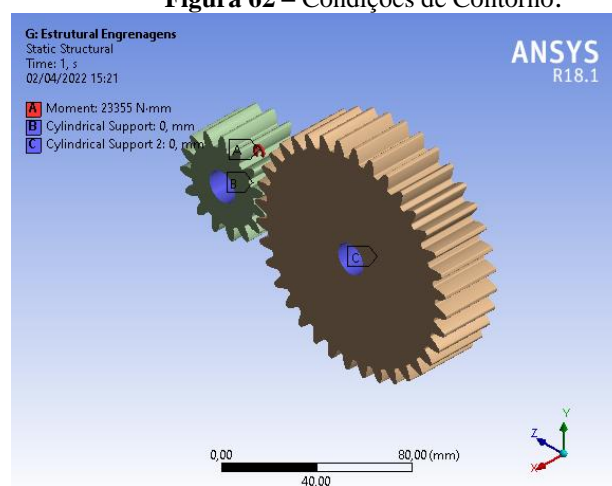
Figura 61 – Malha.

Fonte: Autores, (2022).

- Condições de contorno:

Foram aplicadas condições na geometria da seguinte forma e na Figura 62, indica tal configuração:

- ✓ Ponto fixo na região onde será acoplado o eixo na coroa;
- ✓ Ponto com movimento na radial e axial restrito, onde será acoplado o eixo no pinhão;
- ✓ Momento resultante de 23,4 N
- ✓ .m ocasionado pelo torque do motor em 900 RPM:

Figura 62 – Condições de Contorno.

Fonte: Autores, (2022).

- Resultados:

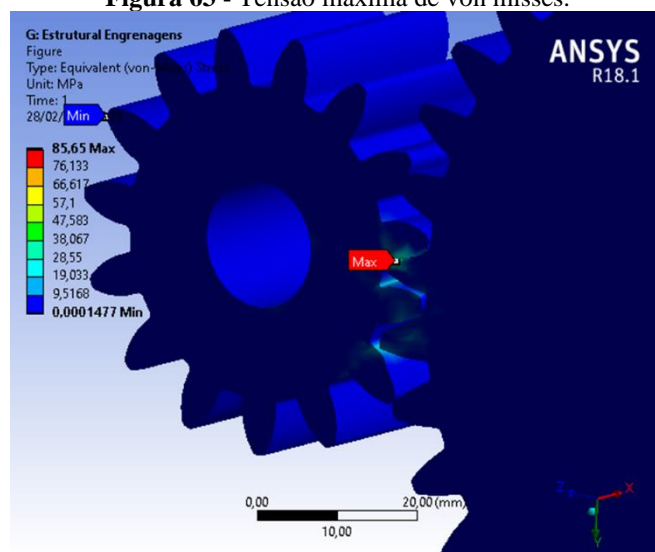
- ✓ Deslocamento máximo:

A região com maior deslocamento, que corresponde aos dentes do pinhão, obtendo assim um valor máximo de 0,003 mm.

✓ Tensão Máxima:

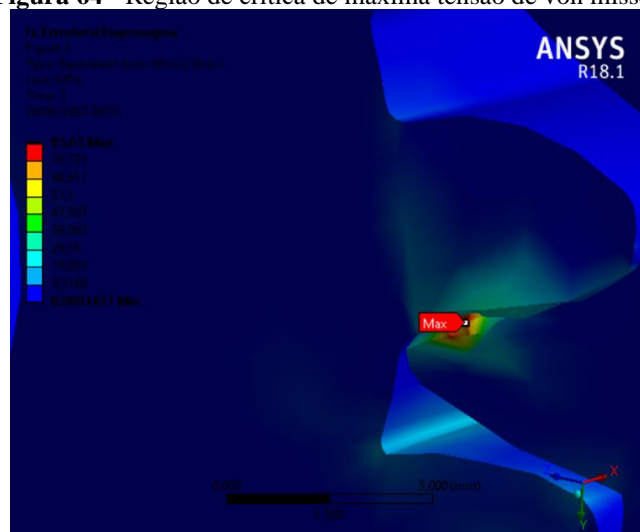
De acordo com a Figura 63, a região mais crítica da engrenagem (“pé do dente”) apresentou uma tensão máxima de 85 MPa, ficando bem abaixo do limite de escoamento do aço SAE 1045, possuindo um fator de segurança de 7 na região mais crítica, que é apresentado na Figura 66.

Figura 63 - Tensão máxima de von misses.



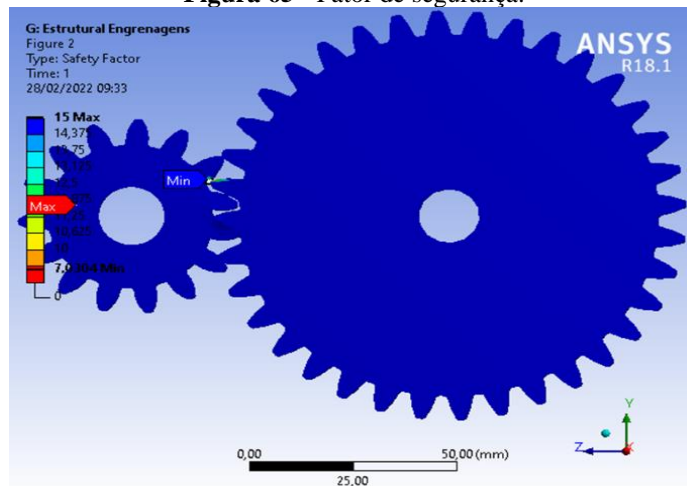
Fonte: Autores, (2022).

Figura 64 - Região de crítica de máxima tensão de von misses.



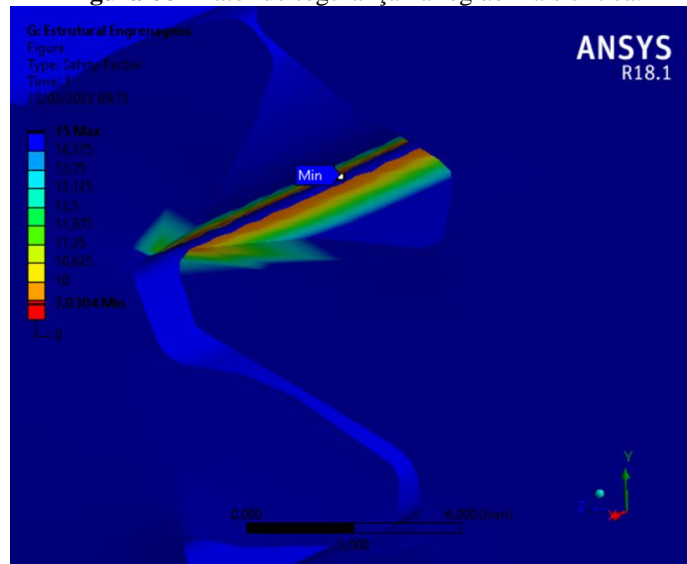
Fonte: Autores, (2022).

Figura 65 - Fator de segurança.



Fonte: Autores, (2022).

Figura 66 - Fator de segurança na região mais crítica.



Fonte: Autores, (2022).

3.3.7 Análise modal por Método de Elementos Finitos:

A análise modal é de suma importância para aplicação que a caixa de redução será condicionada. Quando se trata de funcionamento de máquinas, evitar que o componente acionador não excite a estrutura e seus componentes em sua frequência natural. Para isso, se faz necessário um estudo por elementos finitos da geometria da caixa para mapear tais faixas de frequências. E caso apresente valores próximos a rotação do motor, aumenta-se a rigidez do sistema.

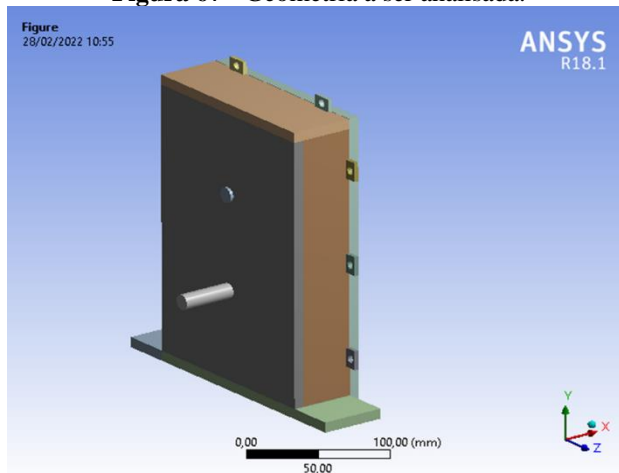
O software utilizado será o mesmo da etapa anterior (Ansys Workbench 18.1), e seguindo a mesmas etapas que é apresentado na Figura 52, o fluxograma dos passos que foram seguidos.

3.3.7.1 Caixa de redução:

- Geometria:

Após o tratamento de geométrica na ferramenta Space Claim, que permite retirada de arestas, faces e vértices duplicadas, suavização de faces e cantos.

Figura 67 - Geometria a ser analisada.

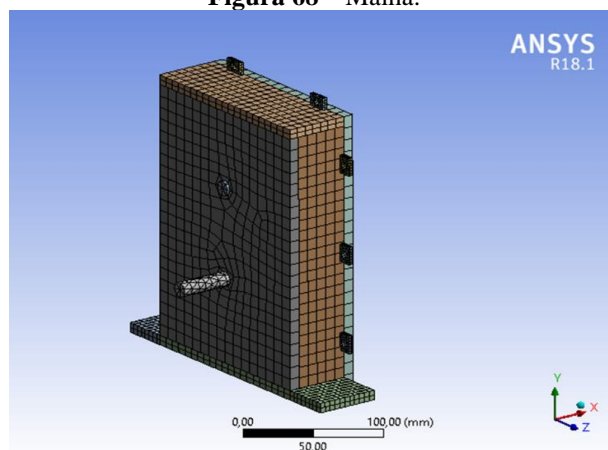


Fonte: Autores, (2022).

- Malha:

Para a malha, utilizou-se METHOD e FACEMASHING para uma melhor varredura na geometria, e em seguida aplicou-se a qualidade de malha através do parâmetro SKEWNESS, buscando um valor abaixo de 0,94. Na Figura 68 é mostrado a malha:

Figura 68 – Malha.



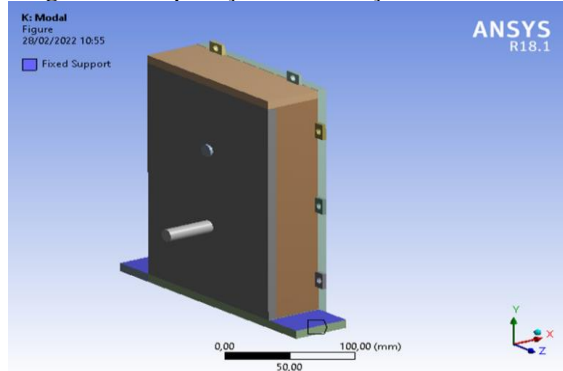
Fonte: Autores, (2022).

- Condições de contorno:

Foram aplicadas condições na geometria da seguinte forma e na Figura 69 indica tal configuração:

- ✓ Pontos fixos na região das chapas de suporte na bancada;

Figura 69 - Aplicação das condições de contorno.



Fonte: Autores, (2022).

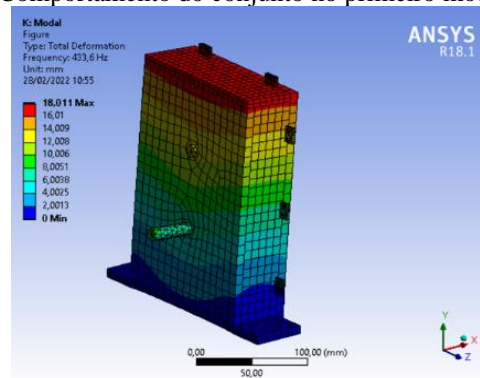
- Resultados:

Foram calculados os 6 primeiros modos de vibração da caixa de engrenagens, que são apresentados na Tabela 2. E em sequência, a Figuras 70 indica o deslocamento no primeiro modo de vibração à 433 Hz.

Tabela 2- Valores dos 6 primeiros modos de vibração.

Modo	Frequência (Hz)
1	433,6
2	1344,3
3	1658
4	2007,2
5	2454,2
6	2537,4

Fonte: Autores, (2022).

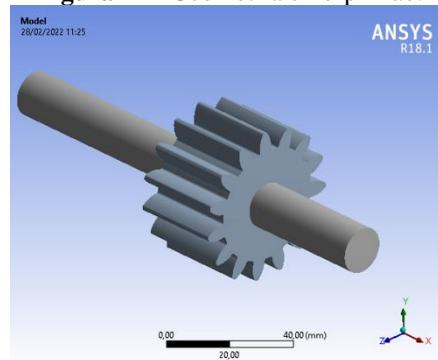
Figura 70 - Comportamento do conjunto no primeiro modo de vibração.

Fonte: Autores, (2022).

3.3.7.2 Pinhão:

- Geometria:

Após o tratamento de geométrica na ferramenta Space Claim, que permite retirada de arestas, faces e vértices duplicadas, suavização de faces e cantos.

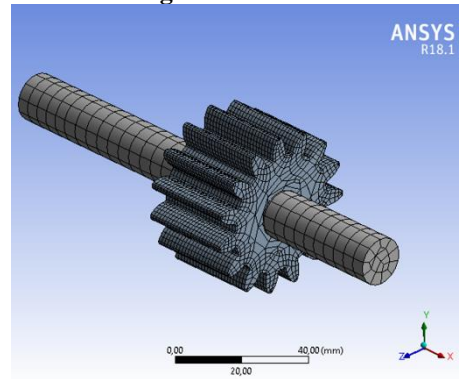
Figura 71 - Geometria eixo-pinhão.

Fonte: Autores, (2022).

- Malha:

Para a malha, utilizou-se METHOD e FACEMASHING para uma melhor varredura na geometria, e em seguida aplicou-se a qualidade de malha através do parâmetro SKEWNESS, buscando um valor abaixo de 0,94. Nas Figuras 72 é mostrado a malha:

Figura 72 – Malha.



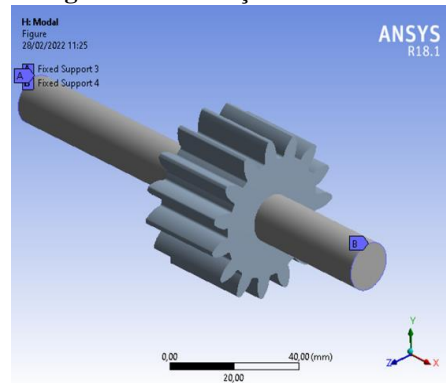
Fonte: Autores, (2022).

- Condições de contorno:

Foram aplicadas condições na geometria da seguinte forma e na Figura 73 indica tal configuração:

- ✓ Pontos fixos nas extremidades do eixo.

Figura 73 - Condições de contorno.



Fonte: Autores, (2022).

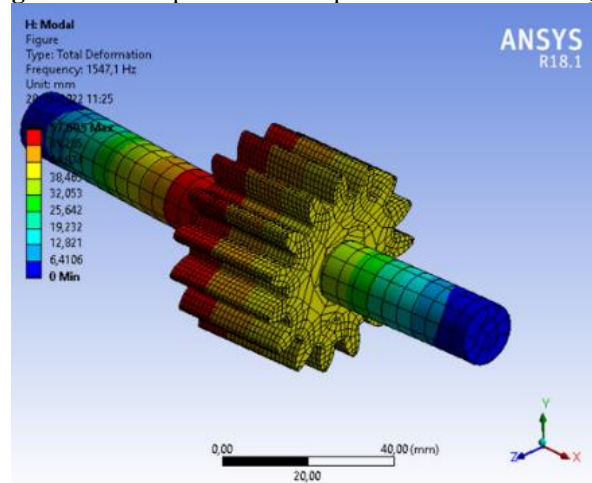
- Resultados:

Foram calculados os 6 primeiros modos de vibração da caixa de engrenagens, que são apresentados na Tabela 3. E em sequência a figura 74 indica o deslocamento o primeiro modo de vibração.

Tabela 3 – Valores dos 6 primeiros modos de vibração.

Modo	Frequency (Hz)
1	1547,1
2	1547,1
3	1863,8
4	4949,7
5	4952,5
6	7860,2

Fonte: Autores, (2022).

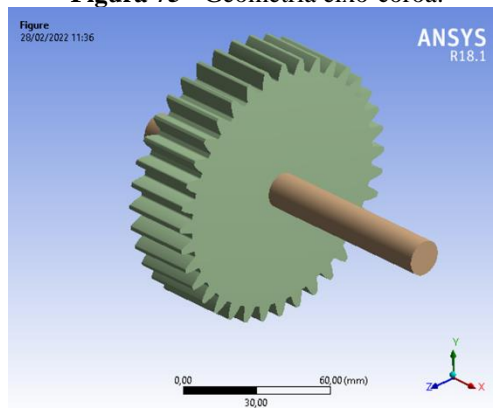
Figura 74 - Comportamento do primeiro modo de vibração.

Fonte: Autores, (2022).

3.3.7.3 Coroa:

- Geometria:

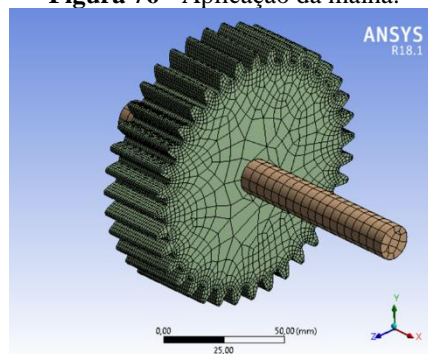
Após o tratamento de geométrica na ferramenta Space Claim, que permite retirada de arestas, faces e vértices duplicadas, suavização de faces e cantos, que geralmente são trazidas no arquivo quando exportadas de outros softwares.

Figura 75 - Geometria eixo-coroa.

Fonte: Autores, (2022).

- Malha:

Para a malha, utilizou-se METHOD e FACEMASHING para uma melhor varredura na geometria, e em seguida aplicou-se a qualidade de malha através do parâmetro SKEWNESS, buscando um valor abaixo de 0,94. Na Figura 76 é mostrado a malha.

Figura 76 - Aplicação da malha.

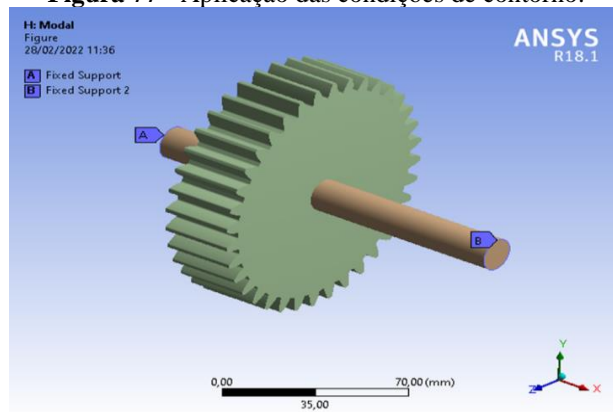
Fonte: Autores, (2022).

- Condições de contorno:

Foram aplicadas condições na geometria da seguinte forma e na Figura 77 indica tal configuração:

- ✓ Pontos fixos nas extremidades do eixo.

Figura 77 - Aplicação das condições de contorno.



Fonte: Autores, (2022).

- Resultados:

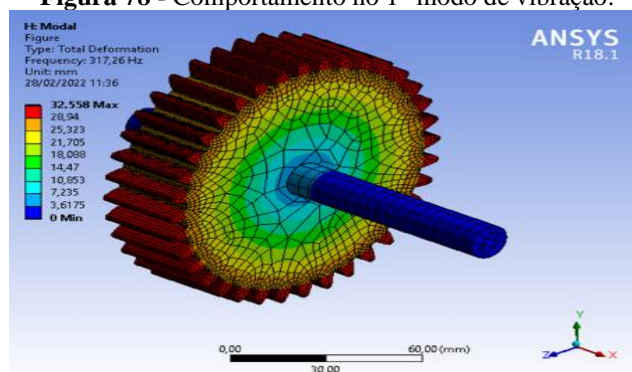
Foram calculados os 6 primeiros modos de vibração da caixa de engrenagens, que são apresentados na Tabela 4. E em sequência são as Figuras 78 indicam o deslocamento em cada modo.

Tabela 4 – Os 6 primeiros modos de vibração.

Mode	Frequency (Hz)
1	317,26
2	608,79
3	609,36
4	1259,5
5	1262,7
6	3178,5

Fonte: Autores, (2022).

Figura 78 - Comportamento no 1º modo de vibração.



Fonte: Autores, (2022).

4 MATERIAIS E MÉTODOS:

4.1 INSTRUMENTAÇÃO:

Para realização da coleta de dados, precisa-se de uma instrumentação adequada e específica para se detectar, adquirir, analisar e pós-processar, obtendo amostras a serem analisadas e comparadas posteriormente. Então o fluxo de trabalho desta etapa se dar pela seguinte forma:

4.1.1 Acelerômetro:

Os transdutores de aceleração são conhecidos comumente conhecidos como acelerômetros, a maioria são constituídos de um cristal de piezoelétrico que é posto sobre a cabeça do sensor e a massa sísmica do sensor.

Os acelerômetros são amplamente utilizados nas indústrias, o avanço nas tecnologias permite que as indústrias possam ter mais ferramentas para detecção e monitoramento de vibração em sistemas mecânicos, e o acelerômetro é uma das ferramentas que vem sendo comumente utilizada.

Os sistemas mecânicos estão sujeitos a esforços contínuos, sendo necessário que estes possam estar funcionando em perfeitas condições, e através da utilização de ferramentas como os transdutores e software que permitam o monitoramento do funcionamento do sistema é possível detectar e prever possíveis falhas em mancais, rolamentos, engrenagens, eixos.

Figura 79 - Acelerômetro utilizados para realização das medições



Fonte: Autores, (2022).

4.1.2 Analisador de sinais:

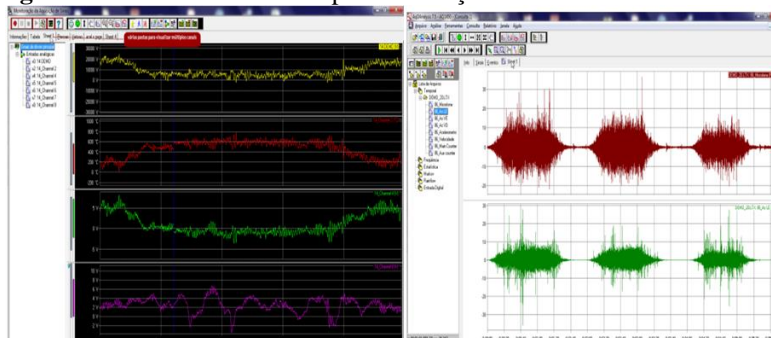
O ADS2002 é um sistema para aquisição de dados completo e versátil que pode ser ligado a qualquer computador através de interfaces de comunicação Ethernet para captar sinais digitais e analógicos.

Figura 80 - ADS2002

Fonte: lynxtec.com.br.

4.1.3 Software:

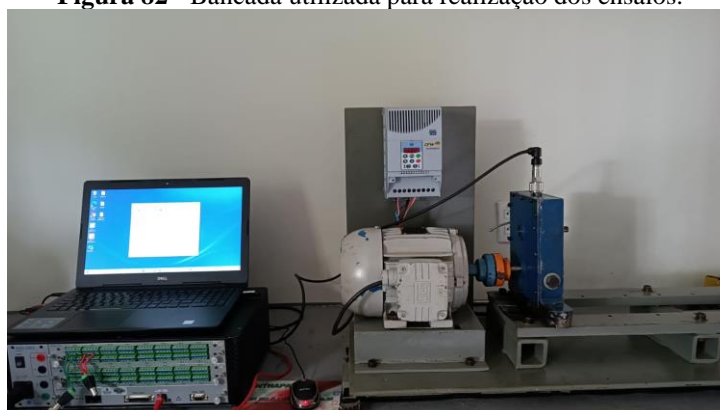
Os dois softwares para aquisição de dados e pós-processamento utilizados que também são da Lynx, foram AQDados responsável pela coleta dos sinais no domínio do tempo, e AqAnálise responsável pelos pós processamento de séries temporais, que realizou a FFT no sinal obtido e gerando o espectro. Abaixo são mostrados a interface dos softwares.

Figura 81 - Software utilizado para realização da coleta e análise de sinais.

Fonte: lynxtec.com.br.

4.1.4 Bancada:

Na figura 82 é mostrada a bancada que serão realizados os experimentos, com todos os componentes.

Figura 82 - Bancada utilizada para realização dos ensaios.

Fonte: Autores, (2022).

4.2 DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS DOS ENSAIOS:

Para este trabalho, os ensaios foram realizados a partir da experimentação e definição dos parâmetros. A definição da frequência de rotação foi feita a partir de alguns testes com variadas rotações, levando em consideração a capacidade de nossa instrumentação e também as condições de nossa bancada. A partir do teste conseguimos definir como frequência de rotação interessante ao nosso trabalho a 21 Hz (1260 rpm).

A partir do teorema de Nyquist foi possível definir frequência de amostragem como sendo o dobro do limite da frequência de corte do analisador que é 2560 Hz, ou seja, nossa frequência de amostragem ficou definido como sendo 5120 Hz, sendo possível assim dentro destes parâmetros, a captação das frequências de interesses, uma vez que as frequências de ressonâncias estão presentes em altas frequências.

Todos os ensaios foram realizados dentro de um tempo definido padrão e entendido como suficiente para ter uma vasta gama de dados para análises, sendo este tempo de 30 s para cada experimento. Além disso, cada ensaio foi repetido duas vezes para garantir repetição das aquisições. Desta forma, na Tabela 5 estão expressos os dados definidos para realização dos ensaios.

Tabela 5 – Dados de entradas para os ensaios.

Dados de entradas para ensaios.	
Freq de rotação	21Hz (1260 rpm)
Freq de Amostragem	5120 Hz
Tempo de processamento	30s

Fonte: Autores, (2022).

4.2.1 Ensaios sem introdução de defeito:

Na primeira etapa do experimento foi realizado o alinhamento do da bancada, a fim de eliminar possíveis presenças de sinais de desalinhamento nos espectros. Por seguinte, foi feita a colocação do acelerômetro nas possíveis posições desejadas, como é mostrado a seguir nas Figuras 83, 84.

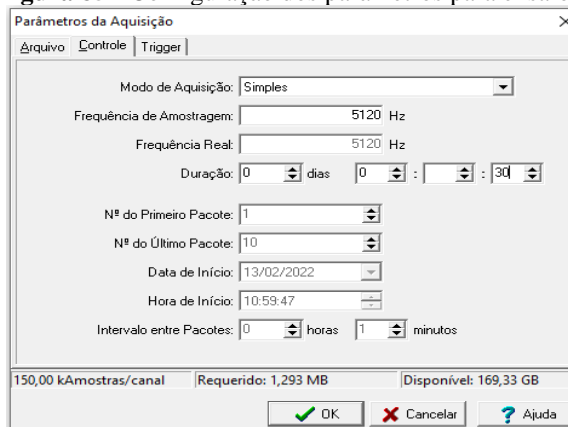
Figura 83 - Disposição do acelerômetro na direção radial do pinhão.

Fonte: Autores, (2022).

Figura 84 - Disposição do acelerômetro na direção axial do pinhão.

Fonte: Autores, (2022).

E por fim, a configuração é realizada no software de aquisição de dados, AqDados, sendo necessário neste momento configurar a frequência de amostragem, tempo de processamento como é mostrada a seguir na Figura 85.

Figura 85 - Configuração dos parâmetros para ensaios.

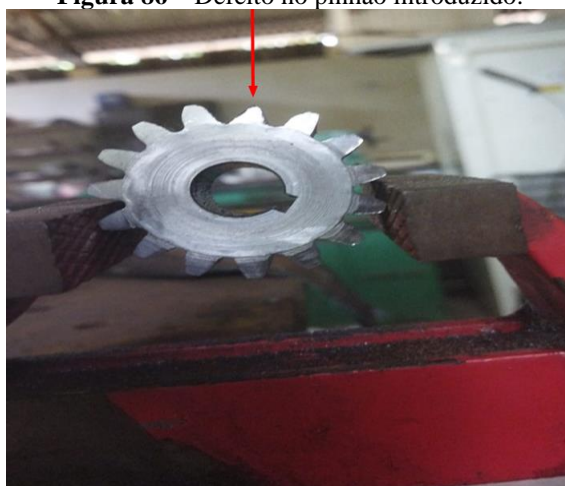
Fonte: Autores, (2022).

Após a configuração de todo o sistema, foi possível coletar os dados de vibração para cada posição do acelerômetro definida. Os dados são obtidos no estado bruto, ou seja, em função do tempo. Sendo necessário posteriormente a realização de pós processamento destes sinais.

4.2.2 Ensaio com engrenagem defeituosa:

No primeiro momento, foi selecionado o tipo de defeito que seria introduzido nas engrenagens, neste caso foi optado pelo defeito de desgaste. Para introdução deste defeito foi necessário o auxílio de uma esmerilhadeira e lixas de aço. Após o procedimento de desgaste, a engrenagem ficou como mostrado na Figura 86.

Figura 86 – Defeito no pinhão introduzido.



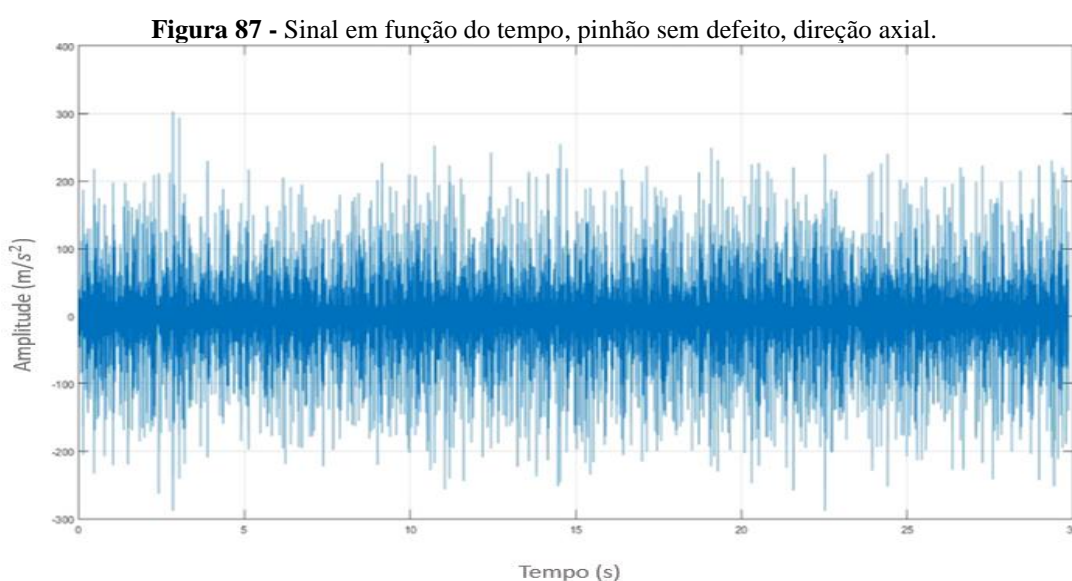
Fonte: Autores, (2022).

Os ensaios foram realizados com a mesma configuração do sistema mostrado para engrenagens sem defeitos, com os mesmos parâmetros. A fim de obter dados de sinais que possam ser comparados e analisados de forma satisfatória.

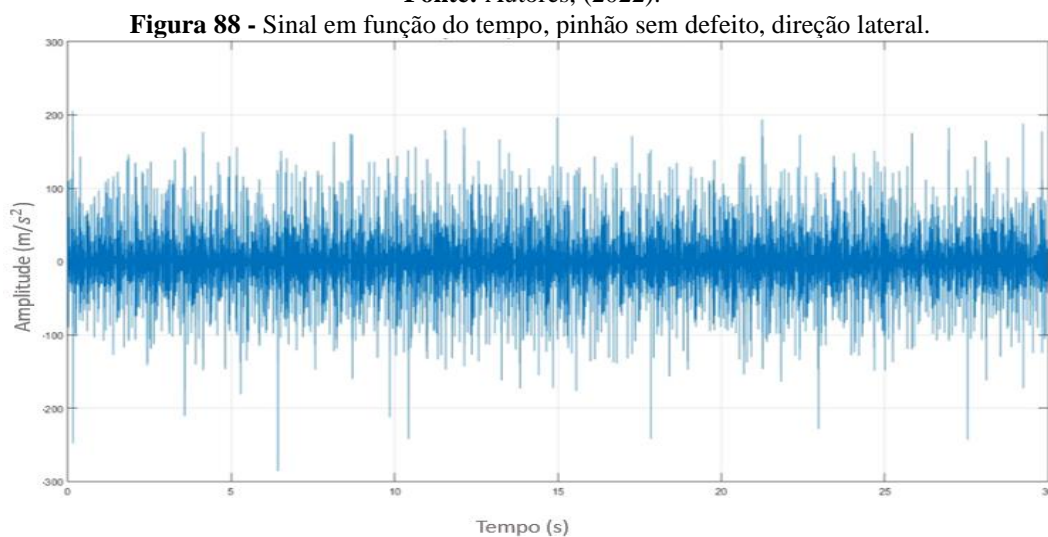
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES:

5.1 ASSINATURA DE VIBRAÇÃO EM FUNÇÃO DO TEMPO:

Após o alinhamento de eixo da caixa de redução com a bancada existente, iniciou-se o teste com uma frequência de 21 Hz. As condições de operação que as engrenagens se encontravam eram de sem defeitos, ou seja, sem quebra, desgaste ou qualquer outra imperfeição a não ser as residuais provenientes da fabricação. Assim obteve-se uma leitura de vibração em função do tempo que é mostrada na Figura 87 e 88.



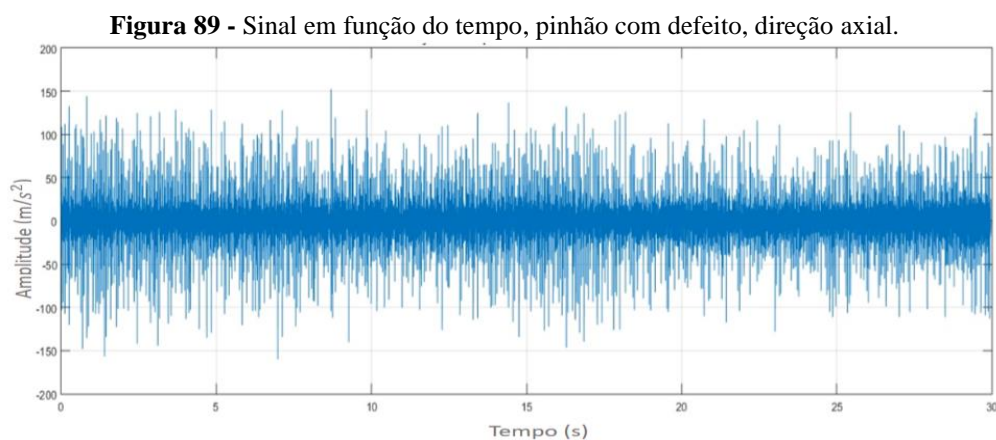
Fonte: Autores, (2022).



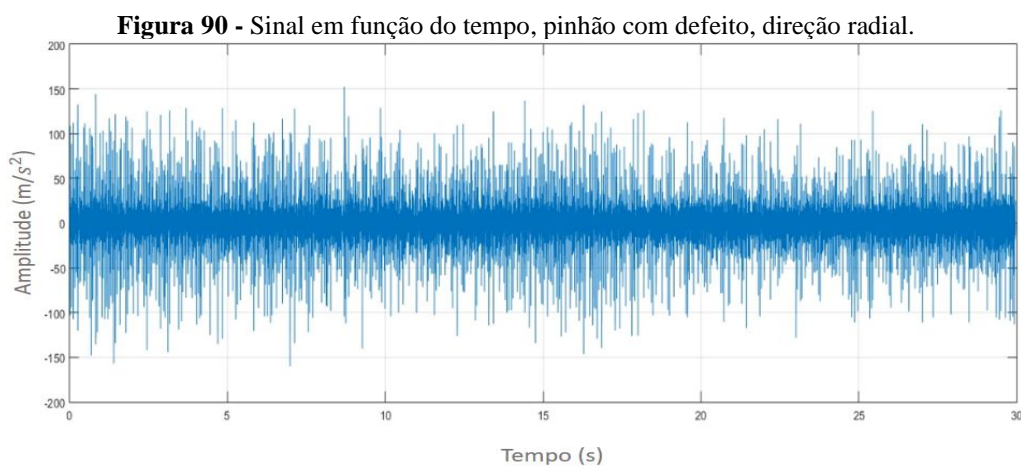
Fonte: Autores, (2022).

Após a obtenção dos sinais em função do tempo do sistema sem a introdução do defeito no pinhão foi realizado a substituição da engrenagem para que pudesse ser realizado o outro

ensaio. Os ensaios com a engrenagem desbastado nos permitiu adquirir os seguintes sinais de vibração como são mostrados nas Figuras 89 e 90.



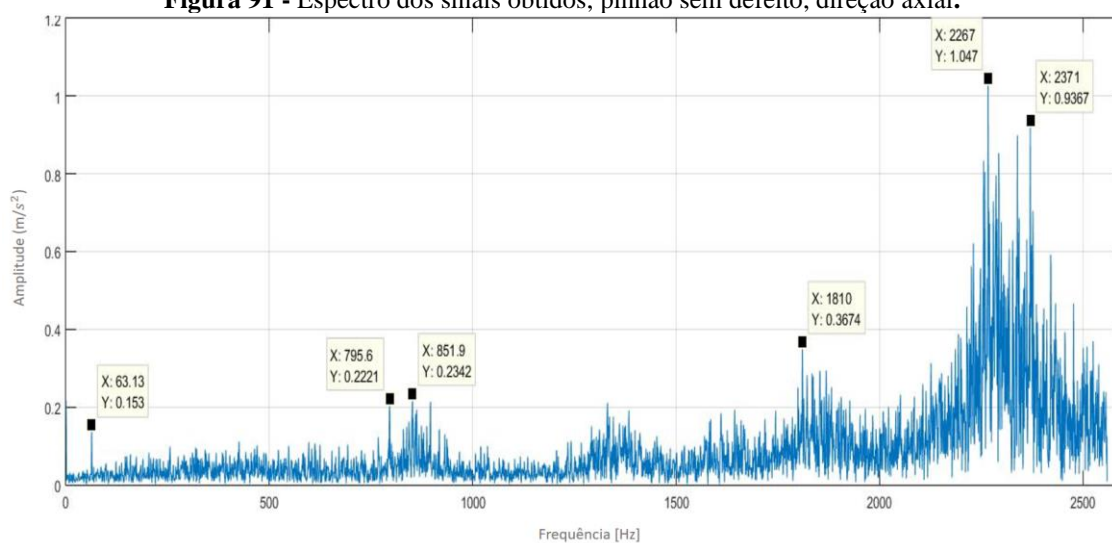
Fonte: Autores, (2022).



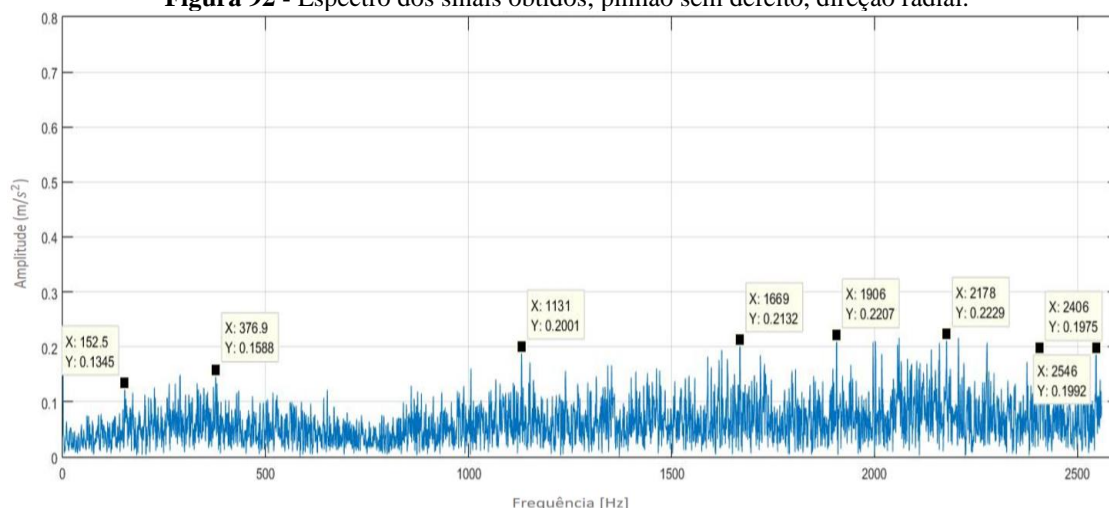
Fonte: Autores, (2022).

5.2 ASSINATURA DO ESPECTRO EM CONDIÇÕES NORMAIS:

Por seguinte, através do software AqDados, pode-se obter o espectro da leitura obtida anteriormente, através da FFT (transformada rápida de Fourier), onde foram conservadas as condições de operação e experimentos. Assim obteve-se o espectro para engrenagens em condições normais que foram medidas nas 2 direções na caixa de redução, como mostrado nas Figura 91, 92.

Figura 91 - Espectro dos sinais obtidos, pinhão sem defeito, direção axial.

Fonte: Autores, (2022).

Figura 92 - Espectro dos sinais obtidos, pinhão sem defeito, direção radial.

Fonte: Autores, (2022).

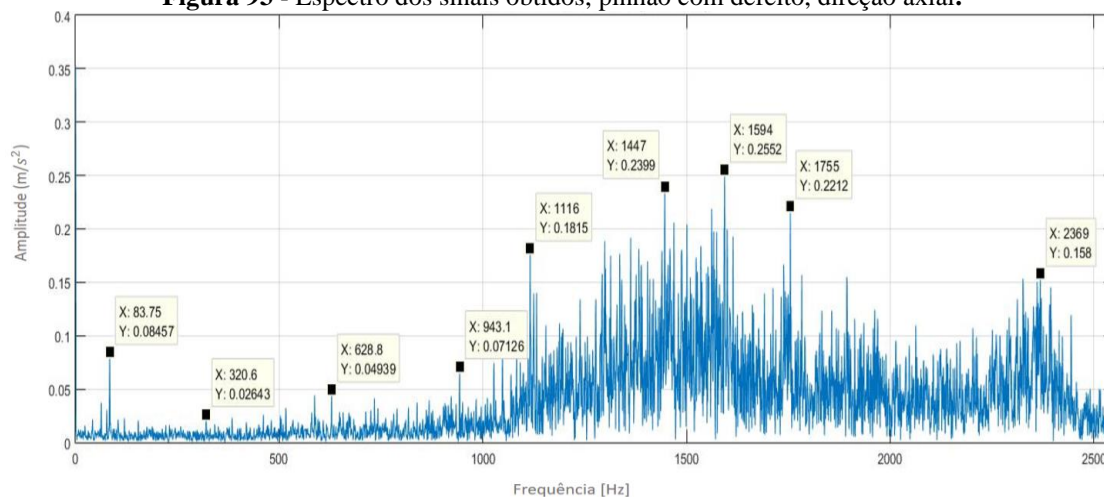
5.3 ASSINATURA DO ESPECTRO EM CONDIÇÕES COM DEFEITO EM ENGRENAGENS:

Obtidos a leitura espectral da caixa de redução em condições normais, seguiu-se para a etapa de realização de defeitos, medição da assinatura de níveis de vibração e análise de quais impactos pertinentes foram causados no espectro.

Com tais pontos definidos, pode-se obter uma ampla leitura espectral, sendo possível de se ter uma noção da condição global de operação do sistema. Assim, são apresentados para cada ponto, um espectro diferente mostrado a seguir.

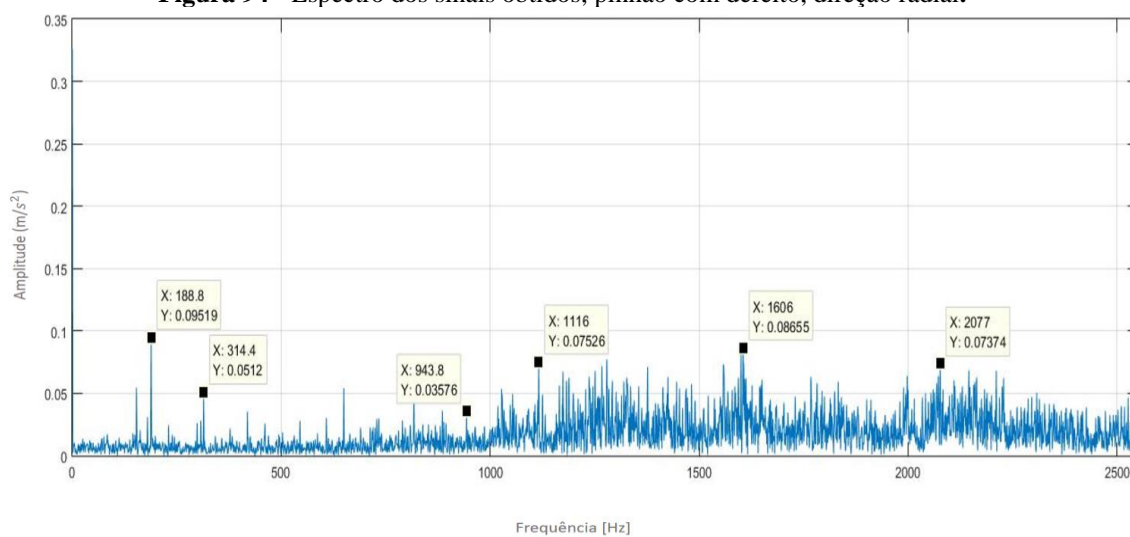
Além disso, como descrito no capítulo de Materiais e Métodos, as posições do acelerômetro se deram de forma para que abrangesse pontos específicos na caixa de redução em diferentes direções.

Figura 93 - Espectro dos sinais obtidos, pinhão com defeito, direção axial.



Fonte: Autores, (2022).

Figura 94 - Espectro dos sinais obtidos, pinhão com defeito, direção radial.

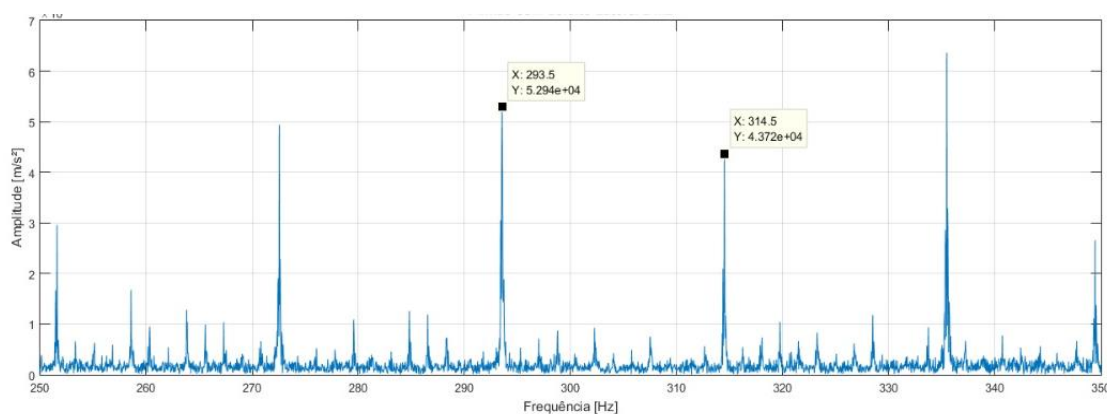


Fonte: Autores, (2022).

É possível notar, que a assinatura da engrenagem com defeito sofreu alteração, os múltiplos das frequências de engrenamento mostraram-se com amplitudes maiores, destacando-se seus harmônicos.

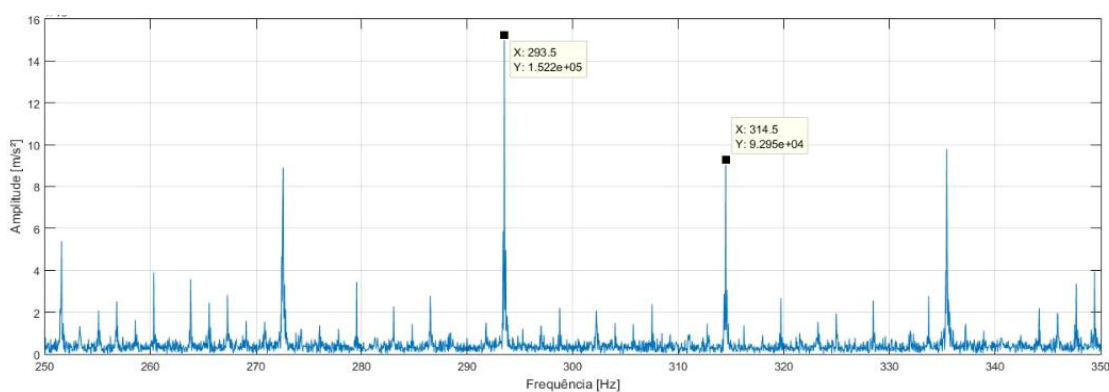
Para melhor visualização do defeito no sistema rotativo aplicamos o envelope no sinal, afim de eliminar sinais que contaminam a visualização do espectro e prejudicam a análise espectral, como é mostrado a seguir.

Figura 95 - Envelope do sinal, pinhão com defeito, direção radial.



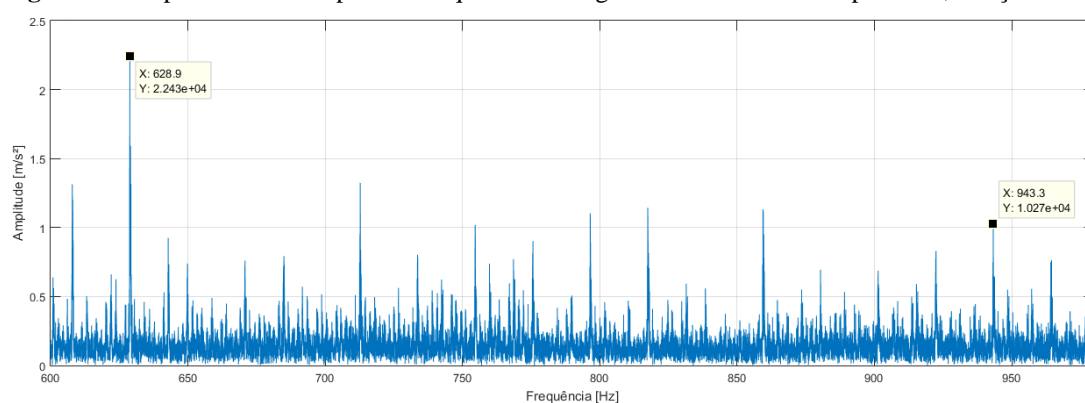
Fonte: Autores, (2022).

Figura 96 - Envelope do sinal, pinhão com defeito, direção axial.



Fonte: Autores, (2022).

Figura 97 - Espectro dos múltiplos da frequência de engrenamento com envelopamento, direção radial.



Fonte: Autores, (2022).

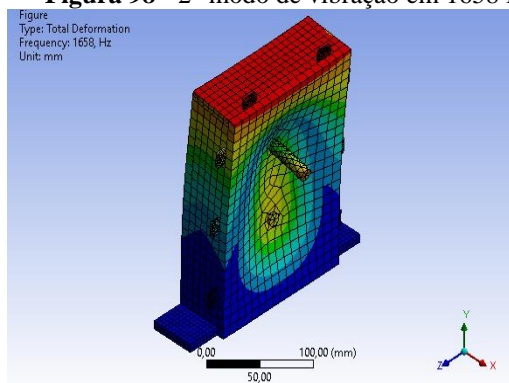
A partir da aplicação desta técnica, foi possível observarmos na Figura 96 e 97 da melhor forma o espectro e a presença do aumento da frequência característica de engrenamento, onde o intervalo aplicado foi de 250 a 350. O pico intenso na frequência de engrenamento era

esperado, uma vez que os defeitos em engrenagens são caracterizados através deste aumento de intensidade do sinal neste ponto.

Além disso, as assinaturas nos mostram que devido a montagem e desmontagem outros tipos de defeitos apareceram, como folgas mecânicas. O experimento sem a introdução de defeito é possível observarmos presenças de alguns sinais de vibração gerados por outras formas de defeitos, que podem ser estudados em trabalhos futuros. Já no sistema que foi introduzido o defeito de desgaste no dente do pinhão, com o intervalo entre 600 a 980 Hz, conseguimos observar destacado, os múltiplos da frequência de engrenamento, como indicado na Figura 98.

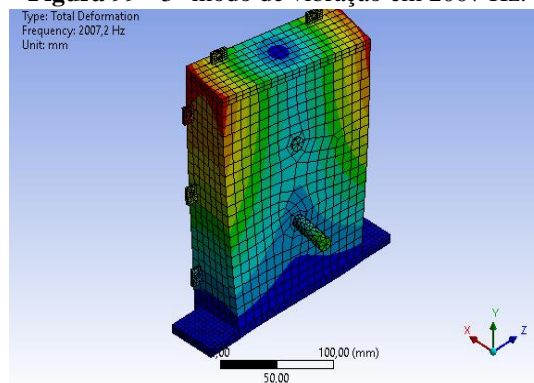
Outrossim, a análise experimental demonstra valores de frequência de ressonância no seu espectro próximas a frequência determinada na análise numérica, o que comprova a eficácia do uso numérico para validação de projetos. Os estudos voltados a esta ferramenta, conhecida como análise de métodos de elementos finitos é de suma importância. Nas figuras 99,100 e 101 é mostrado o comportamento da caixa de redução nos seus modos de vibração.

Figura 98 - 2° modo de vibração em 1658 Hz.



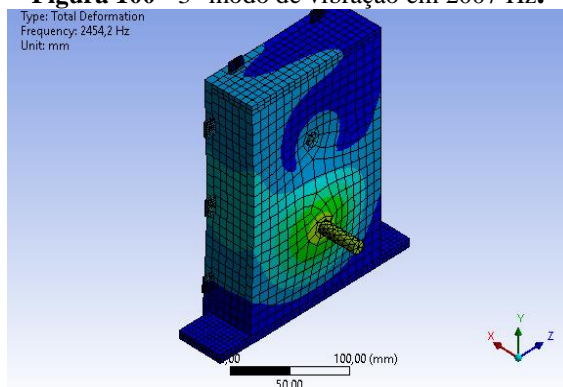
Fonte: Autores, (2022).

Figura 99 - 3° modo de vibração em 2007 Hz.



Fonte: Autores, (2022).

Figura 100 - 3° modo de vibração em 2007 Hz.



Fonte: Autores, (2022).

6 CONCLUSÃO

Através do desenvolvimento e a construção da bancada para aplicação de ensaios voltados a detecção de defeitos em engrenagens utilizando análise de vibração mecânica, pode-se identificar defeitos presentes de acordo com o previsto analiticamente, onde apesar de problemas encontrados no acoplamento e com falhas de fabricação.

Os espectros obtidos nas análises experimentais possibilitaram validar e confirmar os sinais esperados, que de acordo com as literaturas consultadas, os defeitos em engrenagens são analisados nos múltiplos das frequências de engrenamento. Desta forma, para o presente trabalho a frequência de rotação utilizada foi de 21Hz, obtendo os múltiplos de engrenamento 315, 630 e 945 Hz. Assim, é possível observar o aumento na amplitude do sinal nos pontos, 314,5 Hz; 628,9 Hz; 943,3 Hz, o que caracteriza defeito no engrenamento.

Além disso, realizou-se a análise modal através do modelo numérico da caixa de redução e confirmou-se que em suas frequências naturais, dificilmente entraria em uma condição de ressonância. Portanto, estas frequências estão muito acima das que foram utilizadas para as análises, o que fez com que não fosse possível observar uma parte delas nos espectros obtidos, por limitações do equipamento disponível para aquisição e tratamento do sinal.

Concluiu-se que devido a montagem e desmontagem do sistema, os espectros mostraram diferenças em algumas frequências, destacando-se outros tipos de defeitos mecânicos, como defeitos em rolamentos, desalinhamento. Além disso, os equipamentos disponíveis em laboratório para aquisição de dados necessitam ser reavaliados, tendo em vista a dificuldade encontrada nos processamentos e pós processamentos dos sinais obtidos.

Por fim, apesar das dificuldades encontradas no trabalho, para as frequências analisadas, obteve-se resultados satisfatórios, comprovando assim, a efetividade do método para detecção de defeitos em engrenagem. Nesse sentido, a bancada construída poderá ser utilizada para pesquisas e trabalhos futuros voltados a análise de vibração em sistema rotativos e sistemas de transmissão.

REFERÊNCIAS

- ANSI/AGMA 2001- D04. **Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth.** 2001-D04.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 5462:** Confiabilidade e Manutenibilidade. Rio de Janeiro, 1994.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 7497:** VIBRAÇÕES MECÂNICAS E CHOQUES. Rio de Janeiro, 1982.
- BARILLI, R. J. C. **ANÁLISE DE FALHAS EM MANCAIS DE ROLAMENTOS UTILIZANDO A TÉCNICA DO ENVELOPE.** Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Rio de Janeiro – RJ, 2013.
- BEZERRA, R. A. **DETECÇÃO DE FALHAS EM ROLAMENTOS POR ANÁLISE DE VIBRAÇÃO.** Universidade Estadual de Campinas, Comissão de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Campinas – SP, 2004.
- BORGES, Marcelo L. **ANÁLISE DE VIBRAÇÃO NO DOMÍNIO DO TEMPO E DA FREQUÊNCIA EM REDUTOR DE VELOCIDADE.**
- FILHO, A. A. **ELEMENTOS FINITOS: A BASE DA TECNOLOGIA CAE.** 6 ed, São Paulo: Érica editora Ltda, 2001.
- FREITAS, FELIPE M. **ANÁLISE DE VIBRAÇÃO DE UM SISTEMA DE ENGRENAGENS NA PRESENÇA DE ÓLEO LUBRIFICANTE.** Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2017.
- GANZER, LUCAS. **ANÁLISE DE VIBRAÇÃO PARA DETECÇÃO DE DEFEITOS EM UM MOTOR DE UM REFINADOR DE MADEIRA.** Universidade Tecnológica Federal do Pará, Guarapuava, 2017.
- GANZER, LUCAS. **ANÁLISE DE VIBRAÇÃO PARA IDENTIFICAÇÃO DE FALHA EM MOTOR DE REFINADOR.** Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Guarapuava, 2017.

GARCIA, A.R.M. **VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DE BANCADA DE SIMULAÇÃO DE DEFEITOS EM MÁQUINAS ROTATIVAS.** Universidade Federal do Pará, Tucuruí, 2022.

MARQUES, A. CLAUDIA. **IMPORTÂNCIA DA MANUTENÇÃO PREDITIVA PARA DIMINUIR O CUSTO EM MANUTENÇÃO E AUMENTAR A VIDA ÚTIL DOS EQUIPAMENTOS.** Universidade Federal de São João, São João-MG, 2019.

NORTON, Robert L. **PROJETO DE MÁQUINAS:** uma abordagem integrada. 4ª ed. São Paulo: Bookman Editora Ltda, 2013.

PUHLMANN, H. F. W. **PROCESSAMENTO DIGITAL DE SINAIS – DSP – PARTE 2.** Disponível em: . Acesso em: 20 de outubro de 2021.

RIBEIRO, D. A. **DETECÇÃO E ANÁLISE ALIASING EM TRANSDUTORES ACELERÔMETROS EM PROCESSO DE AQUISIÇÃO DE SINAIS DE VIBRAÇÃO MECÂNICA.** Universidade Federal de Lavras, Lavras, 2021.

RODRIGUES, HANDERSON. **ESTUDO DA INFLUÊNCIA DO FATOR DE RECOBRIMENTO NA DETECÇÃO DE FALHAS EM ENGRENAGENS POR ANÁLISE DE SINAIS VIBRATÓRIOS.** Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2018.

SGOTTI, Carlos E. **INVESTIGAÇÃO DO COMPORTAMENTO DE DEFEITOS EM ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS UTILIZANDO MONITORAMENTO DA CONDIÇÃO.** Universidade Estadual Paulista, Ilha solteira, 2018.

SHIGLEY, JOSEPH E. **PROJETO DE ENGENHARIA MECÂNICA.** 8ª ed. São Paulo: Bookman Editora Ltda. 2005.

SILVA, D. R. **PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA SIMULAÇÃO E ANÁLISE DE DEFEITOS EM MÁQUINAS ROTATIVAS.** Universidade Federal do Pará, Tucuruí – PA, 2012.

SOUZA, JOSÉ. A. T. **DIMENSIONAMENTO DE ENGRENAGENS, EIXOS E ESPECIFICAÇÃO DE ROLAMENTOS PARA TRANSMISSÃO DO VEÍCULO BAJA TUCURUÍ.** Universidade Federal do Pará, Tucuruí-PA, 2018.

SKF. **ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS: ROLAMENTO RÍGIDOS DE ESFERAS 6202- 2Z.** Disponível em: . Acesso em 7 de Set. de 2020.