



PROJETO DE MÁQUINA TRITURADORA DE GARRAFAS PET

Daniela Polido Teixeira

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio de Janeiro – Campus Macaé, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheira Mecânica.

Orientador: Esdras Pereira de Oliveira

Coorientador: Maurício Aguilar Nepomuceno

MACAÉ, RJ – BRASIL

JUNHO DE 2018

PROJETO DE MÁQUINA TRITURADORA DE GARRAFAS PET

Daniela Polido Teixeira

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO - CAMPUS MACAÉ, COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS À OBTENÇÃO DO TÍTULO DE ENGENHEIRA MECÂNICA.

Examinado por:

Prof. Esdras Pereira de Oliveira. D. Sc. (Orientador)
Universidade Federal do Rio de Janeiro – Campus Macaé

Prof. Maurício Aguilar Nepomuceno. M. Sc. (Coorientador)
Universidade Federal do Rio de Janeiro – Campus Macaé

Prof. Marcelo Costa Cardoso
Universidade Federal do Rio de Janeiro – Campus Macaé

Prof. Ranulfo Martins Carneiro Neto
Universidade Federal do Rio de Janeiro – Campus Macaé

MACAÉ, RJ – BRASIL
JUNHO DE 2018

Polido Teixeira, Daniela

Projeto de máquina trituradora de garrafas PET.

I, 99 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Esdras Pereira de Oliveira

Coorientador coordenador: Maurício Aguilar Nepomuceno

Projeto de Graduação – UFRJ / Campus UFRJ-Macaé / Curso de Engenharia Mecânica, 2018.

Referências Bibliográficas: p. 96-97.

1. Mechanical Components. 2. Crusher 3. Sizing

I. Oliveira, Esdras Pereira. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Campus UFRJ-Macaé, Curso de Engenharia Mecânica. III. Projeto de Máquina Trituradora de garrafas PET

AGRADECIMENTOS

Durante os momentos que se passaram desde o início da graduação, os momentos difíceis foram muitos. Em todos eles contei com a ajuda de Deus. Por isso, em primeiro lugar, agradeço a Ele. Em segundo, aos meus pais, Flávio de Souza Teixeira e Marilene Polido Teixeira, por acreditarem nos meus sonhos e me ensinarem os princípios que nortearam minha formação e que guiarão minha carreira, por sempre me darem forças nas dificuldades, que fizeram-me persistir até alcançar essa vitória, que não é apenas minha, mas nossa.

Ao meu irmão, Daniel Polido Teixeira, pelo amor, amizade e apoio de sempre.

À minha avó, Sônia de Souza, por todo carinho e fé sempre presentes.

Ao meu namorado e amigo, Lucas Sander, que sempre esteve por perto me apoiando nas decisões pessoais e acadêmicas.

À todos os professores que foram muito importantes na minha vida acadêmica.

Em especial ao Esdras Oliveira, Maurício Nepomuceno, Marcelo Cardoso, Ranulfo Martins e Diego Malagueta.

E por fim, à Universidade Federal do Rio de Janeiro que me acolheu, e me serviu do conhecimento necessário para completa realização deste projeto.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado ao corpo docente da UFRJ/Macaé como parte dos requisitos para obtenção do grau de Engenharia Mecânica.

Projeto de máquina trituradora de garrafas PET

Daniela Polido Teixeira

Junho de 2018

Orientador: Esdras Pereira de Oliveira

Coorientador: Maurício Aguilar Nepomuceno

Curso: Engenharia Mecânica

RESUMO

Este projeto é baseado na necessidade de reciclagem de garrafas PET (Polietileno Tereftalato), visando o máximo aproveitamento de espaço posterior para armazenagem, além de proporcionar sua reciclagem para outros fins. Será desenvolvido uma máquina trituradora para granular as garrafas PET. O material é colocado no alimentador e desliza para o rotor, sendo triturado por um conjunto de lâminas rotativas e fixas. O que define a granulometria do material é a peneira posicionada abaixo do rotor. Utiliza-se recursos como softwares, normas, livros e dados empíricos para seleção e dimensionamento de todos os componentes que compõem o sistema. Essa temática foi escolhida para desenvolver e aprofundar os conceitos aprendidos nas disciplinas do segmento de Elementos de Máquinas cursadas ao longo da graduação em Engenharia Mecânica. Como resultado obteve-se um bom projeto de máquina, com peças como chavetas, engrenagens, eixos, mancais, rolamentos e lâminas bem dimensionados e respaldados por normas, que estão alinhados entre si para facilitar uma montagem futura e bom funcionamento da máquina.

Palavras chaves: Componentes Mecânicos; Triturador; Dimensionamento.

Abstract of Final Graduation Project presented to UFRJ/Macaé as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Mechanical Engineer.

Design of PET bottle crushing machine

Daniela Polido Teixeira

JUNE, 2018

Advisor: Esdras Pereira de Oliveira

Course: Mechanical Engineering

ABSTRACT:

This project is based on the need to recycle PET (Polyethylene Terephthalate) bottles, aiming at the maximum utilization of posterior space for storage, besides providing its recycling for other purposes. A crushing machine will be developed to granulate the PET bottles. The material is placed in the feeder and slides to the rotor, being crushed by a set of rotating and fixed blades. The granulometry of the material is define the sieve positioned below the rotor. We use resources such as softwares, standards, books and empirical data to select and scale all the components the make up the system. This theme was chosen to develop and deepen the concepts learned in the disciplines of the Machine Elements segment studied during Mechanical Engineering. As a result, parts such as keys, gears, shafts, bearings and blades are well dimensioned and backed by standards, which are aligned with each other to facilitate assembly and smooth operation of the machine.

Keywords: Mechanical Components; Crusher; Sizing.

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	18
1.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS	18
1.2	OBJETIVOS	19
1.3	JUSTIFICATIVAS	19
2.	ELEMENTOS DE MÁQUINAS – NOMENCLATURAS E DEFINIÇÕES.....	19
2.1	MOTOR ELÉTRICO.....	19
2.2	ENGRENAGEM.....	20
2.2.1	CRITÉRIOS DE DIMENSIONAMENTO	21
2.2.1.1	Parâmetros Relacionados ao Dimensionamento à Flexão.....	21
2.2.1.2	Parâmetros Relacionados ao Dimensionamento ao Desgaste	23
2.3	EIXO	24
2.4	MANCAIS DE ROLAMENTO	26
2.5	CHAVETAS	28
2.6	LÂMINAS	29
3.	ELEMENTOS DE MÁQUINAS – DIMENSIONAMENTO.....	29
3.1	MOTOR ELÉTRICO.....	29
3.2	ENGRENAGEM.....	30
3.2.1	FLEXÃO DE ENGRENAGEM DE DENTES RETOS	30
3.2.2	DESGASTE DE ENGRENAGENS DE DENTES RETOS.....	39
3.3	EIXO	45
3.3.1	TENSÕES EM EIXOS	45
3.3.2	DEFLEXÃO EM EIXO.....	49
3.4	CHAVETAS	51
3.5	ANEL DE RETENÇÃO	53
3.6	MANCAIS E ROLAMENTOS.....	53
3.6.1	CAPACIDADE DE CARGA DINÂMICA.....	53
3.7	LÂMINAS	54
3.8	ACOPLAMENTOS DE EIXOS	55
4.	DIMENSIONAMENTO DOS ELEMENTOS DE MÁQUINA DO TRITURADOR	56
4.1	MOTOR ELÉTRICO.....	56
4.2	ENGRENAGEM.....	57
4.2.1	PRIMEIRO PAR DE ENGRENAGENS.....	58
4.2.2	SEGUNDO PAR DE ENGRENAGENS.....	62
4.3	EIXO	67

4.4	MANCAIS E ROLAMENTOS.....	77
4.5	CHAVETAS	81
4.6	ANEL DE RETENÇÃO	82
4.7	LÂMINAS	84
4.8	ACOPLAMENTOS	88
4.9	MONTAGEM DOS COMPONENTES DE MÁQUINA	90
5.	CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES FINAIS	94
6.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	95

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Nomenclatura do dente de engrenagem de dentes retos.	20
Figura 2.2 – Tensão variando com o tempo.	24
Figura 2.3 – Nomenclatura de um mancal de esferas.	26
Figura 2.4 – Tipos de mancais de esferas.	27
Figura 2.5 – Tipos de mancais de rolos: (a) rolos retos, (b) rolos esféricos, axial; (c) rolo cônico, axial; (d) agulha; (e) rolo cônico; (f) rolo cônico de ângulo íngreme.	27
Figura 2.6 – Fotos de mancais.	28
Figura 2.7 – Modelos de chavetas, conforme normas de referências.	28
Figura 3.1 – Fator dinâmico K_v	31
Figura 3.2 – Definição das distâncias S e S_1 utilizada na avaliação de C_{pm}	32
Figura 3.3 – Ilustração da espessura do aro e a altura do dente.	33
Figura 3.4 – Fator geométrico J de engrenagens cilíndricas de dentes retos.	34
Figura 3.5 – Número de tensão de flexão admissível para aços endurecidos por completo. ...	36
Figura 3.6 – Número de tensão de flexão admissível para engrenagens de aços endurecidos totalmente por nitretação (isto é, AISI 4140,4340), St	36
Figura 3.7 – Números de tensão admissível para engrenagens de aço nitretado, St	37
Figura 3.8 – Fator de ciclagem de tensão Y_n para a resistência a flexão sob carregamento repetido.	38
Figura 3.9 – Resistência à fadiga de contato S_c correspondente a 10^7 ciclos de carga aplicada repetidamente com 0,99 de confiabilidade para engrenagens de aço endurecidas por completo.	41
Figura 3.10 – Fator de ciclagem de tensão Z_N para a resistência ao crateramento.	44
Figura 3.11 – Curva de deflexão de uma viga engastada.	50
Figura 3.12 – Dimensões da chaveta e do eixo.	51
Figura 3.13 – Anéis de retenção, conforme DIN471, DIN 472, DIN 983 e DIN984.	53
Figura 3.14 – Modelo para cálculo dos esforços e momento nas lâminas.	55
Figura 4.1 – Geometria da engrenagem.	61
Figura 4.2 – Pinhão do primeiro par de engrenagens	61
Figura 4.3 – Coroa do primeiro par de engrenagens.	62
Figura 4.4 – Pinhão do segundo par de engrenagens.	66

Figura 4.5 – Coroa do segundo par de engrenagens.....	67
Figura 4.6 – Plano em 3D, para representação de eixos.....	68
Figura 4.7 – Dimensionamento no Ftool, diagramas de esforço cortante e momento fletor no plano XZ.....	68
Figura 4.8 – Dimensionamento no Ftool, diagramas de esforço cortante e momento fletor no plano XZ do eixo do alimentador.....	69
Figura 4.9 – Desenho do eixo principal das lâminas.....	71
Figura 4.10 – Dimensionamento no Ftool, diagramas de esforço cortante e momento fletor no plano XZ do eixo com a primeira coroa e o segundo pinhão.....	73
Figura 4.11 – Dimensionamento no Ftool, diagramas de esforço cortante e momento fletor no plano XY do eixo com a primeira coroa e o segundo pinhão.....	74
Figura 4.12 – Desenho do eixo que contém duas engrenagens.....	76
Figura 4.13 – Desenho do eixo de saída do motor.....	77
Figura 4.14 – Mancal RCJT.....	78
Figura 4.15 – Rolamento SB-204.....	79
Figura 4.16 – Anel retentor VSM-12-S02.....	82
Figura 4.17 – Anel retentor VSM-20.....	83
Figura 4.18 – Anel retentor VSM-30.....	83
Figura 4.19 – Modelo da lâmina de corte.....	85
Figura 4.20 – Modelo do espaçador da lâmina de corte.....	86
Figura 4.21 – Lâminas fixas.....	86
Figura 4.22 – Espaçadores das lâminas fixas.....	87
Figura 4.23 – Vista frontal das lâminas e espaçadores.....	88
Figura 4.24 – Modelo de acoplamento do tipo F.....	89
Figura 4.25 – Acoplamento de grade elástica – Tipo F.....	89
Figura 4.26 – Montagem de eixos e engrenagens.....	90
Figura 4.27 – Diferentes vistas da montagem de eixos e engrenagens.....	91
Figura 4.28 – Montagem de eixos, engrenagens, lâminas e espaçadores.....	92
Figura 4.29 – Montagem de eixos, engrenagens, lâminas e espaçadores.....	92
Figura 4.30 – Vista frontal da máquina trituradora com a caixa da estrutura.....	93

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Fator de sobrecarga.....	30
Tabela 3.2 – Constantes empíricas A , B e C para F em polegadas (in).	33
Tabela 3.3 – Resistência à flexão St referente a 10^7 ciclos e confiabilidade de 0,99 para engrenagens de aço.	35
Tabela 3.4 – Resistência à flexão St aplicada repetidamente a engrenagens de ferro e engrenagens de bronze a 10^7 ciclos com 0,99 de confiabilidade.	37
Tabela 3.5 – Fatores de confiabilidade KR	38
Tabela 3.6 – Resistência de contato S_c correspondente a 10^7 ciclos de carga aplicada repetidamente com 0,99 de confiabilidade para engrenagens.	42
Tabela 3.7 – Resistência de contato S_c correspondente a 10^7 ciclos de carga aplicada repetidamente com 0,99 de confiabilidade para engrenagens de ferro e bronze.....	43
Tabela 3.8 – Estimativas da primeira iteração para fatores de concentrações de tensão K_t e K_{ts}	46
Tabela 3.9 – Parâmetros para o fator de modificação de superfície de Marin.	47
Tabela 3.10 – Efeito da temperatura de operação na resistência à tração do aço.....	48
Tabela 3.11 – Fator de confiabilidade.	49
Tabela 3.12 – Intervalos máximos, típicos para inclinações e deflexões transversais.	50
Tabela 3.13 – Dimensões em milímetros para algumas aplicações de chavetas normalizadas quadradas e retangulares.....	52
Tabela 3.14 – Recomendação acerca da vida de mancais para várias classes de maquinaria..	54
Tabela 4.1 – Considerações e resultados obtidos para dimensionamento do primeiro par de engrenagens.	58
Tabela 4.2 – Considerações e resultados obtidos para dimensionamento do segundo par de engrenagens.	62
Tabela 4.3 – Resultados obtidos para dimensionamento do eixo do alimentador.....	70
Tabela 4.4 – Deflexão e inclinação dos componentes do eixo do alimentador.....	72
Tabela 4.5 – Resultados obtidos para dimensionamento do eixo do segundo pinhão e primeira coroa.	75
Tabela 4.6 – Resultados obtidos para dimensionamento do eixo do segundo pinhão.....	76
Tabela 4.7 – Medidas e informações do mancal RCJT.	78
Tabela 4.8 – Medidas e informações do rolamento SB-204.	79
Tabela 4.9 – Medidas e informações de mancal RCJT.	79

Tabela 4.10 – Medidas e informações do rolamento SB-204.	80
Tabela 4.11 – Medidas e informações do mancal RCJT25.	80
Tabela 4.12 – Medidas e informações do rolamento SB205-16.	80
Tabela 4.13 – Dimensões do anel retentor VSM-12-S02.....	82
Tabela 4.14 – Dimensões do anel retentor VHM-20.....	83
Tabela 4.15 – Dimensões do anel retentor VSM-30.	84
Tabela 4.16 – Constantes físicas do aço inoxidável (18-8).	84
Tabela 4.17 – Resultados obtidos para dimensionamento das lâminas.....	85
Tabela 4.18 – Dimensões do acoplamento de grade elástica – tipo F.	90

SÍMBOLOS

a) Letras romanas maiúsculas

C_e	coeficiente de correção do alinhamento de engrenamento
C_f	fator de condição de superfície
C_H	fator de razão de dureza
C_{ma}	fator de alinhamento de engrenamento
C_{mc}	fator de correção de carga
C_{mf}	fator de distribuição de carga de face
C_p	coeficiente elástico
C_{pf}	fator de proporção do pinhão
C_{pm}	modificador da proporção do pinhão
D	diâmetro externo do gargalo da garrafa PET
E	módulo de elasticidade do aço
E_p	módulo de elasticidade do pinhão
E_G	módulo de elasticidade da coroa
F	largura da face líquida do membro mais estreito
FS	fator de serviço
F_D	carga radial no rolamento
F_T	força total das lâminas
H	potência do motor
H_B	dureza Brinell
H_{BG}	dureza Brinell da engrenagem (coroa)
H_{BP}	dureza Brinell do pinhão
I_c	fator geométrico da resistência ao crateramento
I	momento de inércia
J_c	fator geométrico da resistência à flexão
J	momento polar de inércia
K_B	fator de espessura de aro (borda)
K_f	fator de concentração de tensão de fadiga para flexão
K_{fs}	fator de concentração de tensão de fadiga para torção
K_m	fator de distribuição de carga
K_O	fator de sobrecarga

K_R	fator de confiabilidade
K_S	fator de tamanho
K_T	fator de temperatura
K_v	fator dinâmico
L_h	vida esperada em horas
L_D	vida esperada
M	momento fletor
N	número de ciclos de tensão
N_G	número de dentes na coroa
N_P	número de dentes do pinhão
P	passo diametral
P_d	passo diametral transversal
Q_v	número de qualidade
R	confiabilidade
S_C	resistência de enduração superficial
S_{cpet}	área da seção da garrafa PET
S_e	limite de enduração
S'_e	limite de enduração de espécime de teste da viga rotativa
S_t	resistência à flexão
S	vão entre mancais
S_1	distância do pinhão ao centro do vão
S_F	fator de segurança – flexão
S_H	fator de segurança – crateramento
T_{motor}	torque do motor
V	velocidade da linha primitiva
Y	valor modificado do fator de forma de Lewis
Y_N	fator de ciclagem de tensão para resistência a flexão
W_t	carga tangencial
Z_N	fator de ciclagem de tensão para resistência ao crateramento

b) Letras romanas minúsculas

a	constante de mancal
c	distância da face a linha neutra
d	diâmetro interno do gargalo da garrafa PET
d_p	diâmetro primitivo do pinhão
d_G	diâmetro primitivo, engrenagem (coroa)
h_t	altura do dente
k_a	fator de superfície
k_b	fator de tamanho
k_c	fator de carregamento
k_d	fator de temperatura
k_e	fator de confiabilidade
k_f	fator de efeitos diversos
m	módulo
m_B	módulo de reforço
m_F	razão de contato de face
m_G	razão de engrenamento (nunca menor que 1)
m_N	razão de compartilhamento de carga
n	rotação do eixo
q	fator de entalhe
r	raio da lâmina
f_P	acabamento superficial do pinhão
t_R	espessura do aro abaixo do dente
Z_a	variante de transformação

c) Letras gregas

α	coeficiente de dilatação térmica do aço
β	expoente
σ	tensão de flexão
σ_a	tensão de flexão alternante
σ_c	tensão de contato das relações da AGMA
σ_{adm}	tensão de flexão admissível, AGMA
$\sigma_{c,adm}$	tensão de contato admissível, AGMA
σ_m	tensão de flexão média
σ_{rup}	tensão de ruptura
ϕ	ângulo de pressão
ϕ_n	ângulo de pressão normal
ϕ_t	ângulo de pressão transversal
ν	coeficiente de Poisson
ν_p	coeficiente de Poisson do pinhão
ν_G	coeficiente de Poisson da coroa
τ_a	tensão torcional de cisalhamento alternante
τ_m	tensão torcional de cisalhamento médio

d) Siglas

AGMA	American Gear Manufacturers Association
AISI	American Iron and Steel Institute
ANSI	American National Standards Institute
ISO	International Organization for Standardization
PET	Politereftalato de Etileno
PEAD	Polietileno de alta densidade

1. INTRODUÇÃO

1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Com o aumento da população e o crescimento da indústria, o acúmulo de lixo e de resíduos orgânicos lançados no meio ambiente tornou-se um problema agravante. O aumento gradativo dos perigos do aquecimento global tem feito com que a reciclagem seja necessária para a sociedade e principalmente para o planeta.

Nas últimas décadas, as indústrias, principalmente de bebidas e alimentos, estão substituindo as embalagens de vidro e latas pelas de plástico PET (Politereftalato de Etileno), por serem mais resistentes e econômicas. O PET está presente em embalagens de sucos, águas, óleos, refrigerantes entre outros.

Alguns materiais inorgânicos como o plástico podem levar em média 500 anos para se decompor na natureza. Com a reutilização desses materiais contribui-se com o meio ambiente, pois esses materiais deixam de ir para os aterros sanitários ou para a natureza, evitando poluição de rios, lagos, solo e matas. Além disso, pode gerar renda para pessoas, empresas e cooperativas de catadores e recicladores.

O processo geral de reciclagem do PET passa por algumas etapas: as embalagens são lavadas, prensadas e trituradas, gerando flocos. Esses flocos passam por um processo de extrusão, gerando grãos, que são transformados em fios de poliéster ou outros produtos plásticos.

Os produtos derivados do PET reciclado são roupas, cabides, vasos de jardim, cordas de varal, vassouras, régua, relógios, porta lápis, canetas, embalagens de produtos de limpeza e alimentos. Na construção civil podem ser utilizados em caixas d'água, tubos e conexões, torneiras, piscinas, telhas, na confecção de mármore sintético utilizado em bancadas e pias, e em tintas e vernizes que possuem em suas composições o PET reciclado. Na indústria de automóveis e caminhões são utilizados para revestimentos de carpete de carro, para-choques, partes da cabine e elementos aerodinâmicos.

1.2 OBJETIVOS

Esse projeto tem como objetivo apresentar o dimensionamento e seleção de peças mecânicas para a construção de uma máquina de reciclagem de garrafas plásticas do tipo PET. A máquina será implantada posteriormente na Universidade Federal do Rio de Janeiro – Campus Macaé para auxiliar em pesquisas utilizando o PET reciclado. Também poderá ser utilizada para a produção de insumos necessários ao processo de fabricação de refis para impressora 3D da universidade, promovendo desta forma uma economia e desenvolvimento sustentável por parte dos alunos.

1.3 JUSTIFICATIVAS

Os plásticos levam muito tempo para se decompor, uma vez descartados como resíduos. As embalagens do tipo PET demoram em média 400 anos para decomposição e as tampas de garrafas (plástico PEAD – polietileno de alta densidade) 150 anos. A quantidade de material reciclado no Brasil ainda é muito pequena. Uma das dificuldades técnicas de se reciclar os resíduos plásticos pós-consumo está no fato dos diferentes tipos de resinas se encontrarem misturados. Em geral, uma boa reciclagem consiste em uma boa separação dos polímeros.

O conceito da máquina trituradora é aplicável a qualquer setor da indústria que envolva trituração, sendo necessárias algumas adaptações para atender eficientemente as necessidades.

2. ELEMENTOS DE MÁQUINAS – NOMENCLATURAS E DEFINIÇÕES

2.1 MOTOR ELÉTRICO

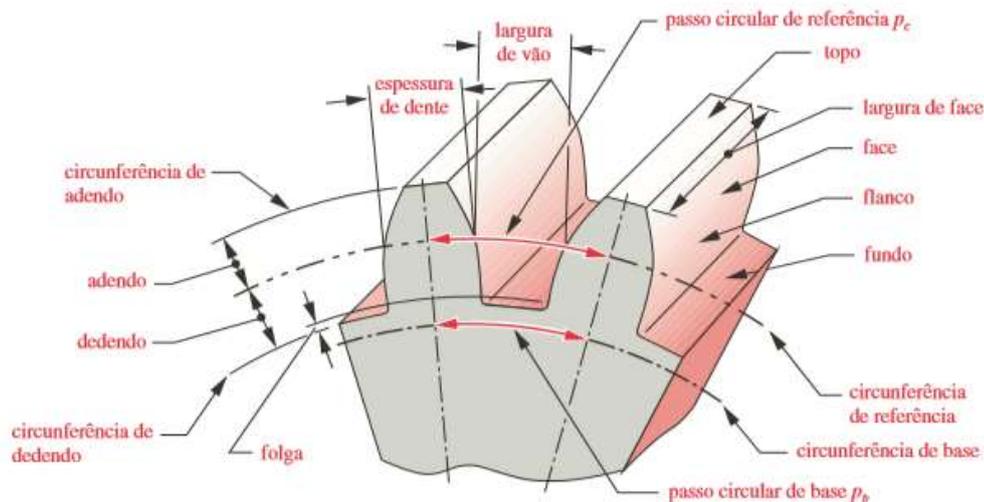
Os motores elétricos são usados para converter energia elétrica em energia mecânica a fim de produzir trabalho em um sistema. São os mais usados de todos os tipos de motores, pois combinam as vantagens da utilização de energia elétrica de baixo custo, facilidade de transporte e limpeza, construção simples, custo reduzido, fácil controle de rotação e partida, grande versatilidade de adaptação às cargas do mais diversos tipos e melhores rendimentos.

2.2 ENGRENAGEM

Conceitualmente, a transmissão de um movimento rotativo de um eixo para o outro pode ser efetuada pelo atrito entre um par de cilindros. Porém, para evitar escorregamentos brutos, dentes foram adicionados a esses cilindros, fazendo com que surgissem as engrenagens. A lei do engrenamento afirma que a razão de velocidade angular de um par de engrenagens deve manter-se constante durante todo o engrenamento. Eventuais diferenças fariam que houvesse perda de contato ou o travamento do sistema (NORTON, 2013, p.183).

Baseado na geometria são definidas várias denominações dos elementos de uma engrenagem de dentes retos e suas relações fundamentais, conforme Figura 2.1.

Figura 2.1 – Nomenclatura do dente de engrenagem de dentes retos.



Fonte: Norton (2013, p.690).

O círculo primitivo é o círculo teórico sobre o qual todos os cálculos são baseados. Adendo é a altura do dente ou altura da cabeça. O dedendo é a altura de pé, que são referidos ao círculo nominal de referência, ou círculo primitivo. O dedendo é ligeiramente maior que a altura do dente para ter um pouco mais de espaço entre a ponta de um dente engrenado e o fundo do vão do outro (NORTON, 2013).

A espessura do dente é medida no diâmetro primitivo e a largura do vão entre dentes é ligeiramente maior que a espessura. A diferença entre essas duas dimensões é a folga de engrenamento. A largura da face F do dente é medida ao longo do eixo da engrenagem, sendo muitas vezes a espessura da própria engrenagem. O passo circular ou primitivo, é o

comprimento do arco ao longo da circunferência do círculo de referência medido de um ponto em um dente ao mesmo ponto no próximo dente (NORTON, 2013, p.690).

O ângulo de pressão de um par de engrenagens é o ângulo entre a linha de ação e a direção da velocidade no ponto primitivo. Os valores dos ângulos de pressão geralmente são padronizados pelos fabricantes, sendo o mais comum de 20°. Vale ressaltar que as engrenagens podem ser feitas com qualquer ângulo, mas o custo comparado com o padrão dificilmente justifica seu uso (NORTON, 2013, p.685).

O módulo de uma engrenagem é a medida da relação entre o diâmetro primitivo dessa engrenagem e o número de dentes.

Em um mecanismo de engrenagens, tem-se o conjunto pinhão-coroa, onde a coroa é a engrenagem maior, enquanto o pinhão é a engrenagem menor (BUDYNAS, 2016).

Dentes coroados têm superfícies modificadas para ter curvatura convexa na direção do comprimento (ao longo da largura da face) no intuito de produzir contato localizado e/ou de evitar contato nas extremidades do dente. A coroação pode ser aplicada para todos os tipos de dentes. Dentes coroados reduzem a necessidade de alinhamento preciso dos eixos das engrenagens que se acoplam para serem exatamente paralelos (NORTON, 2013, p. 763).

A razão de transmissão é a velocidade angular da engrenagem motora dividida pela velocidade angular da engrenagem comandada. Para engrenagens de dentes retos, essa razão varia inversamente com os diâmetros primitivos e com o número de dentes (BUDYNAS, 2016).

2.2.1 CRITÉRIOS DE DIMENSIONAMENTO

2.2.1.1 Parâmetros Relacionados ao Dimensionamento à Flexão

A flexão é o esforço físico no qual a deformação ocorre perpendicularmente ao eixo do corpo, perpendicularmente à força atuante. Os fatores relacionados à flexão, que serão utilizados no dimensionamento das engrenagens são definidos abaixo.

- **Carga tangencial, W_t**

Representa a carga do dente devido ao acionamento do aparato (AGMA 2001-D04).

- **Velocidade primitiva, V**

Velocidade de um ponto da engrenagem situado no raio do círculo primitivo. (BUDYNAS, 2016).

- **Passo diametral, P**

Razão entre o número de dentes da engrenagem e o diâmetro primitivo (NORTON, 2013).

- **Fator de tamanho, K_s**

Fator usado para corrigir as propriedades dos materiais causada pelo tamanho. (AGMA 2001-D04). Tal fator, depende do tamanho do dente, diâmetro da peça, razão entre o tamanho do dente e o diâmetro da peça, área do padrão de tensão, razão da profundidade de camada pelo tamanho do dente, capacidade de endurecimento e tratamento térmico (BUDYNAS, 2016).

- **Fator de sobrecarga, K_0**

Fator que considera todas as cargas externas aplicadas que excedem a carga tangencial nominal (AGMA 2001-D04). Em outras palavras está relacionada à fonte de potência, que pode ser uniforme, de choques leves ou intensos. Esse fator é determinado conforme Tabela 3.1.

- **Fator dinâmico, K_v**

Fator que considera as cargas de vibração geradas internamente pelos impactos do dente contra dentes induzidos pelo engrenamento não conjugado dos dentes da engrenagem. (NORTON, 2013).

- **Fator de distribuição de carga, K_m**

Fator que considera a não uniformidade da distribuição de carga ao longo da linha de contato (BUDYNAS, 2016).

- **Fator de espessura de aro, K_B**

Fator que promove um ajuste para a tensão de flexão estimada para engrenagens de aro fino (BUDYNAS, 2016).

- **Fator geométrico, J_c**

É o fator aplicado para corrigir a formulação para flexão proposta por Lewis, tendo em vista que este considera uma barra engastada e livre com seção constante, porém na realidade o dente possui uma geometria variável (BUDYNAS, 2016).

- **Número de qualidade, Q_v**

Define as tolerâncias de engrenagens de vários tamanhos, manufaturadas a uma precisão especificada. Números de qualidade de 3 a 7 incluem a maior parte das engrenagens de qualidade comercial e números de qualidade 8 a 12 são de qualidade precisa (AGMA, 2001-D04).

- **Resistência flexional de engrenagens, S_t**

Valor limite da tensão a que um determinado material pode estar sujeito, sendo utilizado para o dimensionamento das seções resistentes (BUDYNAS, 2016).

- **Fator de ciclagem de tensão, Y_N**

Fator que considera os efeitos cíclicos de carga e descarga, tem como objetivo modificar a resistência da engrenagem em função do número de ciclos (BUDYNAS, 2016).

- **Fator de temperatura, K_T**

Fator de correção para temperaturas do óleo ou do corpo da engrenagem, quando a temperatura se encontra acima de 120° C (AGMA 2001-D04). Para temperaturas acima destas, é recomendado consultar o fabricante do lubrificante, pois podem ser alteradas características importantes do produto (BUDYNAS, 2016).

- **Fator de confiabilidade, K_R**

Fator que considera o efeito das distribuições estatísticas das falhas do material (AGMA, 2001-D04).

- **Fator de segurança, S_F**

Fator de segurança que resguarda contra a falha por fadiga flexional (SHIGLEY, 2016).

- **Geometria de Lewis**

Lewis (1892) propôs um modelo de análise para um par de dentes engrenados. Ele utilizou a analogia de uma viga em balanço sujeita a tração no ponto de carga e esforços de compressão no lado oposto, oferecendo resistência à flexão (BUDYNAS, 2016).

- **Fatores de Marin**

Os estudos de Marin quantificam os efeitos da condição de superfície, tamanho, carregamento, temperatura e itens variados. Cada fator corresponde a parâmetros de influência no limite de resistência à fadiga (BUDYNAS, 2016).

2.2.1.2 Parâmetros Relacionados ao Dimensionamento ao Desgaste

A definição dos fatores relacionados ao desgaste que serão utilizados no dimensionamento de engrenagens são definidos abaixo.

- **Coefficiente elástico, C_p**

Fator de correção adimensional associado ao coeficiente de Poisson e ao módulo de elasticidade da engrenagem (AGMA/AISI, 2001-D04).

- **Fator de condição de superfície, C_f**

Fator associado ao acabamento superficial, afetado pelo corte, lapidação, moagem, granulação entre outros (AGMA/AISI, 2001-D04).

- **Fator Geométrico da Resistência ao Crateramento, I_c**

Também conhecido como fator geométrico da resistência superficial, que avalia os raios de curvatura dos perfis dos dentes em contato com a base. Esse fator é definido em função da geometria e da carga transmitida (AGMA/AISI, 2001-D04).

2.3 EIXO

Os eixos de transmissão são usados em praticamente todas as máquinas rotativas para transmitir movimento de rotação e torque de uma posição para outra (NORTON, 2013). O projeto do eixo tem muita interdependência com os projetos dos demais componentes, e devem estar alinhados para que não ocorram falhas (BUDYNAS, 2016).

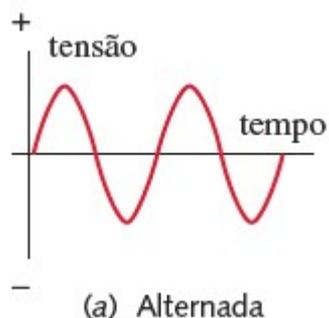
A carga dos eixos de transmissão de rotação são a torção devido ao torque transmitido ou flexão devido a cargas transversais em engrenagens, polias ou catracas, podendo também ser uma combinação das duas. (NORTON, 2013)

Não é necessário avaliar as tensões em cada ponto do eixo, é suficiente analisar pontos potencialmente críticos, onde o momento fletor é grande, em que o torque está presente, e onde as concentrações de tensão existem (BUDYNAS, 2016).

Um eixo é uma viga que se deflete transversalmente e é também uma barra de torção que se deflete torcionalmente (NORTON, 2013). A deflexão no eixo deve ser verificada em mancais e engrenagens. As deflexões admissíveis dependerão do desalinhamento admissível para os mancais e as engrenagens (BUDYNAS, 2016).

Um eixo de transmissão rotativo sujeito a cargas de flexão transversal fixas, experimenta um estado de tensão alternada, como mostrado na Figura 2.2.

Figura 2.2 – Tensão variando com o tempo.



Fonte: Norton, 2013.

Qualquer ponto de tensão na superfície do eixo vai da tração à compressão em cada volta do eixo. Assim, se um eixo gira ele deve ser projetado contra falhas por fadiga. (NORTON, 2013).

Os limites de resistência à fadiga são determinados por ensaios de endurance. Porém, na maioria das vezes não é possível realizar tais ensaios devido ao custo e a disponibilidade de laboratórios habilitados. Para contornar tal situação Marin¹ propôs uma equação para avaliação preliminar da resistência à endurance. Para entender a equação de Marin, é preciso conhecer algumas definições importantes relatadas abaixo.

- **Limite de endurance, S_e**

O limite de endurance no local crítico de uma peça de máquina na geometria e condição de uso é determinado através de um conjunto de fatores modificadores do limite de resistência à fadiga.

Algumas diferenças dos valores obtidos em laboratórios para os reais estão na composição do material, método de manufatura, tratamento térmico, concentrações de tensões, ambiente de corrosão, temperatura, estado de tensão, forma, tamanho, entre outros (BUDYNAS, 2016).

- **Fator de superfície, k_a**

Fator que considera como a qualidade do acabamento da superfície da peça influência na fadiga (BUDYNAS, 2016).

- **Fator de tamanho, k_b**

Fator que considera correções devido ao tamanho. Para carregamento axial tal fator não é aplicado (BUDYNAS, 2016).

- **Fator de carregamento, k_c**

Com carregamento axial ou de torção, ensaios de fadiga indicam diferentes relações entre o limite de fadiga e a resistência última para cada tipo de carregamento. Essas diferenças podem ser levadas em conta através de um fator de carga para ajustar o limite de fadiga obtido a partir da flexão (BUDYNAS, 2016).

- **Fator de temperatura, k_d**

Quando as temperaturas operacionais estão abaixo da temperatura ambiente, existe a possibilidade de ocorrer fratura frágil, devendo ser investigada. Quando as temperaturas estão

¹ Joseph Marin, *Mechanical Behavior of Engineering Materials*, Englewood Cliffs, N.J.: Prentice-Hall, 1962, p.224.

acima da temperatura ambiente, o escoamento deve ser investigado devido à queda da resistência ao escoamento com a temperatura (BUDYNAS, 2016).

- **Fator de confiabilidade, k_e**

Fator que considera os dados apresentados por Haugen e Wirching em 1975 (BUDYNAS, 2016).

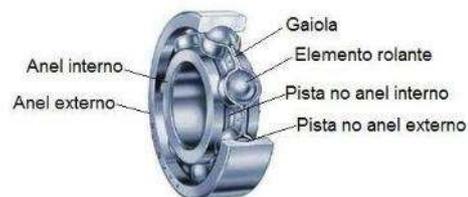
- **Fator de efeitos diversos, k_f**

Fator que tem a função de corrigir o limite de resistência à fadiga para considerar outros fatores diferentes dos anteriormente mencionados (BUDYNAS, 2016).

2.4 MANCAIS DE ROLAMENTO

O mancal é um suporte de apoio de eixos e rolamentos, são elementos girantes de máquinas. Os mancais são fabricados para receber cargas radiais, cargas axiais ou uma combinação dos dois tipos de cargas (BUDYNAS, 2016). A nomenclatura de mancal de esferas é ilustrada na Figura 2.3.

Figura 2.3 – Nomenclatura de um mancal de esferas.

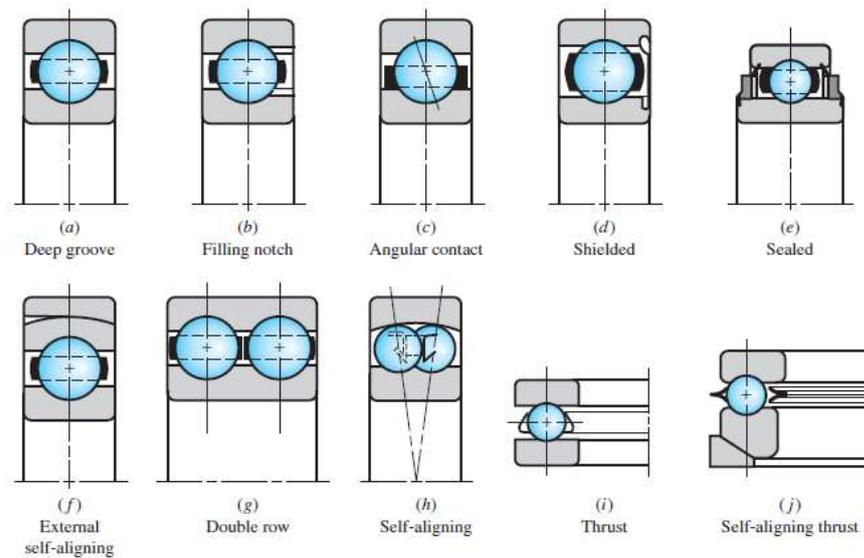


Fonte: KSF.

Existem vários tipos de mancais, cada um com sua característica e aplicação. A maior parte dos fabricantes fornecem manuais e catálogos que contém descrições dos vários tipos de mancais disponíveis.

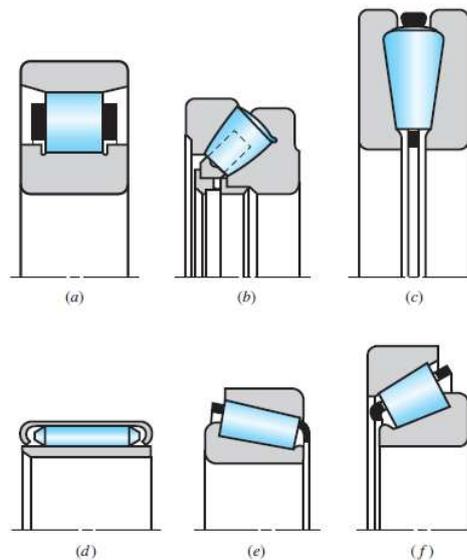
A Figura 2.4 mostra vários tipos de mancais de esfera, enquanto que a Figura 2.5 mostra os tipos de mancais de rolos.

Figura 2.4 – Tipos de mancais de esferas.



Fonte: Budynas, 2016.

Figura 2.5 – Tipos de mancais de rolos: (a) rolos retos, (b) rolos esféricos, axial; (c) rolo cônico, axial; (d) agulha; (e) rolo cônico; (f) rolo cônico de ângulo íngreme.



Fonte: BUDYNAS, 2016.

A capacidade de carga dinâmica de um rolamento expressa a carga que permitirá ao rolamento atingir 1 milhão de revoluções sem falhar, segundo o fabricante (ISO 281/I-1977).

Algumas ilustrações de mancais são apresentadas na Figura 2.6.

Figura 2.6 – Fotos de mancais.



Fonte: <http://www.fg.com.br>

2.5 CHAVETAS

Chavetas são elementos mecânicos fabricados em aço, sua forma em geral, é retangular ou semicircular. A chaveta se interpõe na cavidade entre um eixo e uma peça, e tem como finalidade unir dois elementos mecânicos a fim de transmitir momento torço (torque), por exemplo, a união de eixo com acoplamentos, com polias e com engrenagens.

Diferentes modelos de chavetas também podem ser usados, como os apresentados na Figura 2.7.

Figura 2.7 – Modelos de chavetas, conforme normas de referências.



Fonte: OPAC, 2017.

2.6 LÂMINAS

A máquina trituradora é composta por um conjunto de lâminas que devem ser afiadas convenientemente para um melhor desempenho. A seleção de material para fabricação da lâmina deve ser criteriosa, uma vez que nas lâminas podem passar garrafas molhadas ou com resíduos orgânicos que geram oxidação do material e conseqüentemente perda de espessura.

3. ELEMENTOS DE MÁQUINAS – DIMENSIONAMENTO

3.1 MOTOR ELÉTRICO

A seleção do motor adequado é determinada por meio da potência e torque requeridos pelo sistema. O ponto crítico da máquina trituradora é o torque requerido, já que é necessária uma força nas lâminas para cortar do material. Desta forma, o passo inicial é a determinação da força necessária para o corte do material.

A área da seção da garrafa pode ser determinada no ponto mais resistente do material, que é o gargalo. Deve ser feita uma medição dos diâmetros internos e externos de modo a encontrar a área da seção através da Equação (3.1.1).

$$S_{cpet} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad (3.1.1)$$

onde D é o diâmetro externo e d o diâmetro interno.

O cálculo da carga aplicada necessária para romper o material, é baseado na tensão de ruptura τ_{rup} do material a ser triturado, conforme a Equação (3.1.2).

$$F = \tau_{rup} S_{cpet} \quad (3.1.2)$$

Com a força F calcula-se o torque no eixo, através do somatório da força de cada lâmina F_T , pela Equação (3.1.3):

$$T_{req} = F_T r \quad (3.1.3)$$

onde r é a distância da força ao centro do eixo. Desta forma, com o torque necessário no sistema, pode-se definir a quantidade de reduções necessárias, assim como o tipo do motor para atendimento da demanda.

O torque de saída do motor é definido pela Equação (3.1.4):

$$T_{motor} = \frac{H \times 716}{w} \text{ (kgf.m)} \quad (3.1.4)$$

onde H é a potência do motor, em cv (já considerando a eficiência/rendimento) e w é a rotação em RPM.

3.2 ENGRENAGEM

3.2.1 FLEXÃO DE ENGRENAGEM DE DENTES RETOS

A tensão de flexão em engrenagem de dentes retos é obtida por meio da Equação (3.2.1) da AGMA/AISI, 2001-D04:

$$\sigma = W_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{P_d}{F} \cdot \frac{K_m \cdot K_b}{J} \quad (3.2.1)$$

onde W_t em lbf é definido pela Equação (3.2.2):

$$W_t = \frac{3300H}{V} \quad (3.2.2)$$

no qual H é a potência do motor em hp e V é a velocidade da linha primitiva em ft/min.

A velocidade da linha primitiva em ft/min pode ser encontrada pela Equação (3.2.3):

$$V = \frac{\pi d n}{12} \quad (3.2.3)$$

sendo d é o diâmetro primitivo em in, e n é a rotação de entrada em rev/min.

O fator de sobrecarga K_o pode ser obtido através da Tabela 3.1, a qual é relacionada à fonte de potência, podendo ser uniforme, choques moderados ou até mesmo intenso.

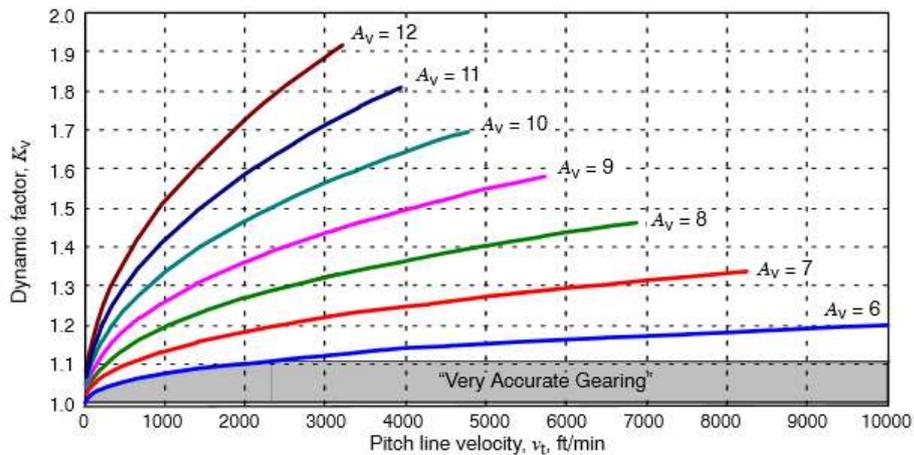
Tabela 3.1 – Fator de sobrecarga.

Máquina Acionada			
Fonte de potência	Uniforme	Choques moderados	Choques intensos
Uniforme	1	1.25	1.75
Choque leve	1.25	1.5	2
Choque médio	1.5	1.75	2.25

Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04.

O fator dinâmico K_v pode ser definido por meio da Figura 3.1 que foi confeccionada com os dados empíricos da AGMA 2001-D04.

Figura 3.1 – Fator dinâmico K_v .



Fonte: AISI/AGMA 2001-D04.

As equações para essas curvas são dadas pelas Equações (3.2.4) à (3.2.6).

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B \quad (3.2.4)$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (3.2.5)$$

$$B = 0,25(12 - Q_v)^{\frac{2}{3}} \quad (3.2.6)$$

Os pontos extremos das curvas mostradas na Figura 3.1, são dados em ft/min, e são definidos pela Equação (3.2.7).

$$V_{tmax} = A + (Q_v - 3)^2 \quad (3.2.7)$$

Onde Q_v é o fator associado a qualidade da engrenagem. Engrenagens comerciais possuem valores entre 2 e 7, engrenagens de qualidade especial possuem valores entre 8 e 12.

O fator de tamanho K_s pode ser igual a um, conforme a AGMA 2001-D04 sugere. Porém nesse caso esse fator teria unidade de comprimento na equação de tensão de flexão. Dessa forma o BUDYNAS,2016 propõe a Equação (3.2.8) que é a incorporação da geometria de Lewis no fator de tamanho de Marin.

$$K_s = 1,192 \left(\frac{F\sqrt{Y}}{P} \right)^{0,0535} \quad (3.2.8)$$

onde F é a largura da face líquida do membro mais estreito e Y é o valor modificado do fator de forma de Lewis.

O fator de distribuição de carga K_m é dado pelo fator de distribuição de carga de face C_{mf} , conforme Equação (3.2.9).

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \quad (3.2.9)$$

O fator de correção de carga C_{mc} tem seu valor definido na Equação (3.2.10).

$$C_{mc} = \begin{cases} 1; & \text{para dentes sem coroamentos} \\ 0,8; & \text{para dentes coroados} \end{cases} \quad (3.2.10)$$

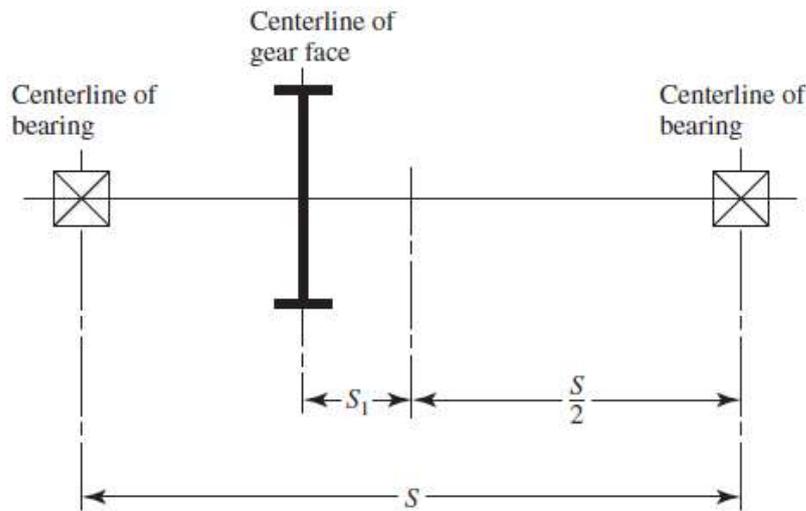
O fator de proporção de pinhão C_{pf} é determinado pela Equação (3.2.11).

$$C_{pf} = \begin{cases} \frac{F}{10d} - 0,025; & F \leq 1 \text{ in} \\ \frac{F}{10d} - 0,0375 + 0,0125F; & 1 < F \leq 17 \text{ in} \\ \frac{F}{10d} - 0,1109 + 0,0207F - 0,000228F^2; & 17 < F \leq 40 \text{ in} \end{cases} \quad (3.2.11)$$

O modificador da proporção do pinhão C_{pm} é definido para o pinhão montado entre mancais, conforme a Figura 3.2, sendo dado pela Equação (3.2.12).

$$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \text{para pinhão com } S_1/S < 0,175 \\ 1,1 & \text{para pinhão com } S_1/S \geq 0,175 \end{cases} \quad (3.2.12)$$

Figura 3.2 – Definição das distâncias S e S_1 utilizada na avaliação de C_{pm} .



Fonte: ANSI/ AGMA 2001-D04.

O fator de alinhamento de engrenamento C_{ma} é definido pela Equação (3.2.13), sendo também utilizada a Tabela 3.2 para determinação de suas incógnitas.

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 \quad (3.2.13)$$

Tabela 3.2 – Constantes empíricas A , B e C para F em polegadas (in).

Condições	A	B	C
Engrenamento aberto	0.247	0.0167	-0.0000765
Unidades Fechadas, comerciais	0.127	0.0158	-0.000093
Unidades fechadas, de precisão	0.0675	0.0128	-0.0000926
Unidades de engrenagens fechadas, extraprecisas	0.0036	0.0102	-0.0000822

Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04.

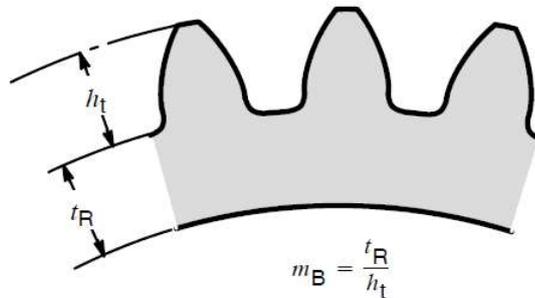
Por fim, o fator de correção do alinhamento de engrenamento, C_e é 0,8 para engrenamento ajustado na montagem, ou quando a compatibilidade é melhorada por lapidação, ou ambos e 1 para todas as demais condições.

O fator de espessura de aro (borda), K_B é função da razão m_B , dada pela Equação (3.2.14).

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad (3.2.14)$$

onde t_R é a espessura do aro abaixo do dente (in), e h_t é a altura do dente (in).

Figura 3.3 – Ilustração da espessura do aro e a altura do dente.



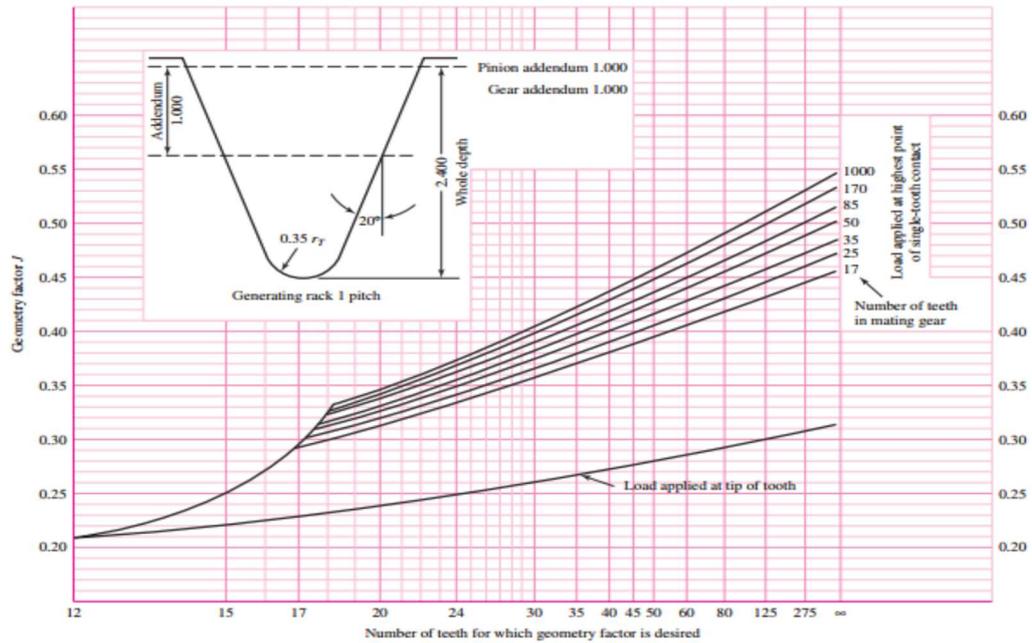
Fonte: ANSI/ AGMA 2001-D04.

O fator de espessura de aro K_B é dado pela Equação (3.2.15).

$$K_B = \begin{cases} 1,6 \ln \frac{2,242}{m_B}; & m_B < 1,2 \\ 1; & m_B \geq 1,2 \end{cases} \quad (3.2.15)$$

O fator geométrico de resistência à flexão J é definido com auxílio da Figura 3.4.

Figura 3.4 – Fator geométrico J de engrenagens cilíndricas de dentes retos.



Fonte: AGMA 218.01.

Com os fatores acima, pode-se encontrar a tensão de flexão em engrenagem de dentes retos, definida na Equação (3.2.1).

Outra equação fundamental a ser analisada, é a equação de resistência a endurança de flexão de engrenagem, conforme Equação (3.2.16):

$$\sigma_{adm} = \frac{S_t}{S_f} \frac{Y_N}{K_T K_R} \quad (3.2.16)$$

Para encontrar os fatores que compõe a Equação (3.2.16) são utilizados gráficos e equações. O número de tensão admissível S_t é definido na Tabela 3.3, que também faz referência a Figura 3.5, Figura 3.6 e Figura 3.7.

Tabela 3.3 – Resistência à flexão S_t referente a 10^7 ciclos e confiabilidade de 0,99 para engrenagens de aço.

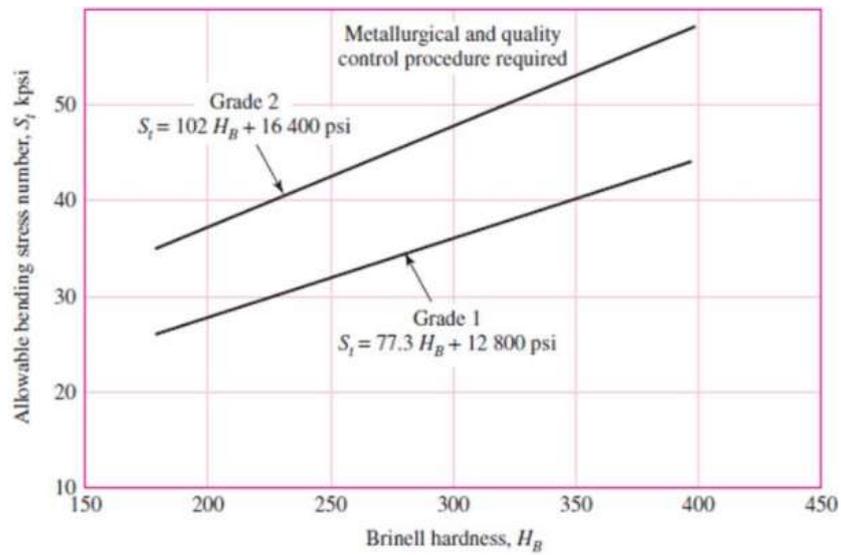
Designação do material	Tratamento térmico	Dureza superficial mínima	Número de tensão de flexão admissível S_t^2 psi (Mpa)		
			Grau 1	Grau 2	Grau 3
Aço	Endurecido por completo	Ver Figura 3.5	Ver Figura 3.5	Ver Figura 3.5	–
	Endurecido por chama ou indução com padrão tipo A	Ver tabela 8 ²	45000 (310)	55000 (380)	–
	Endurecido por chama ou indução com padrão tipo B	Ver tabela 8 ¹	22000 (151)	22000 (151)	–
	Carbonetado e endurecido	Ver tabela 9 ¹	55000(380)	65000 ou 70000 (448 ou 482)	75000 (517)
	Nitretado ³ (Aços endurecidos por completo)	83,5 HR 15N	Figura 3.6	Figura 3.6	–
Nitralloy 134M, Nitralloy N e 2,5% de cromo sem alumínio	Nitretado ²	87,5 HR 15 N	Figura 3.7	Figura 3.7	Figura 3.7

Fonte 1: ANSI/AGMA 2001-D04.

² As tabelas 8 e 9 da ANSI/AGMA 2001-D04 são tabulações claras dos fatores metalúrgicos principais a afetar S_t e S_c de engrenagens de aço endurecidas por chama e por indução (tabela 8), carbonetadas e endurecidas (Tabela 9).

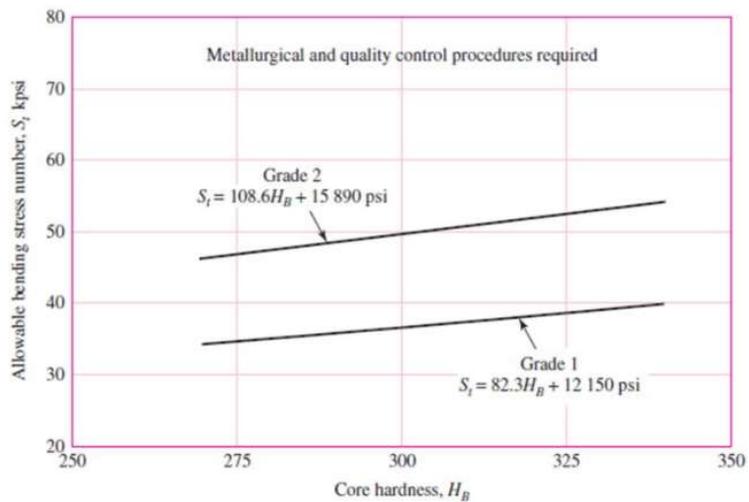
³ A capacidade de sobrecarga de engrenagens nitretadas é pequena. Como a forma da curva (tensão x n^ociclos) é nivelada, a sensibilidade a choques deve ser investigada antes de dar prosseguimento ao projeto.

Figura 3.5 – Número de tensão de flexão admissível para aços endurecidos por completo.



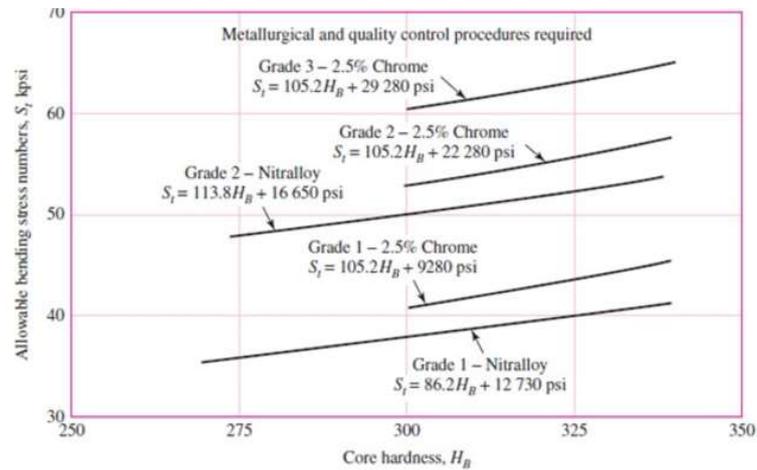
Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04.

Figura 3.6 – Número de tensão de flexão admissível para engrenagens de aços endurecidos totalmente por nitretação (isto é, AISI 4140,4340), S_t .



Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04.

Figura 3.7 – Números de tensão admissível para engrenagens de aço nitretado, S_t .



Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04.

Tabela 3.4 – Resistência à flexão S_t aplicada repetidamente a engrenagens de ferro e engrenagens de bronze a 10^7 ciclos com 0,99 de confiabilidade.

Material	Designação do material ⁴	Tratamento térmico	Dureza superficial mínima típica	Número de tensão de flexão admissível ⁵ , S_t (psi (MPa))
Ferro fundido cinza ASTM A48	Classe 20	Como fundido	-	5000
	Classe 30	Como fundido	174 HB	8500
	Classe 40	Como fundido	201 HB	13000
Ferro dúctil (nodular) ASTM A536	Grau 60-40-18	Recozido	140 HB	22000-33000 (151-227)
	Grau 80-55-06	Temperado e revenido	179 HB	22000-33000 (151-227)
	Grau 100-704)3	Temperado e revenido	229 HB	27000-40000 (186-275)
	Grau 120-904)2	Temperado e revenido	269 HB	31000-44000 (213-275)
Bronze	-	Fundido em areia	Resistência mínima à tração 40000 psi	5700 (39)
	ASTM B-148 Liga 954	Tratado termicamente	Resistência mínima	23600 (163)

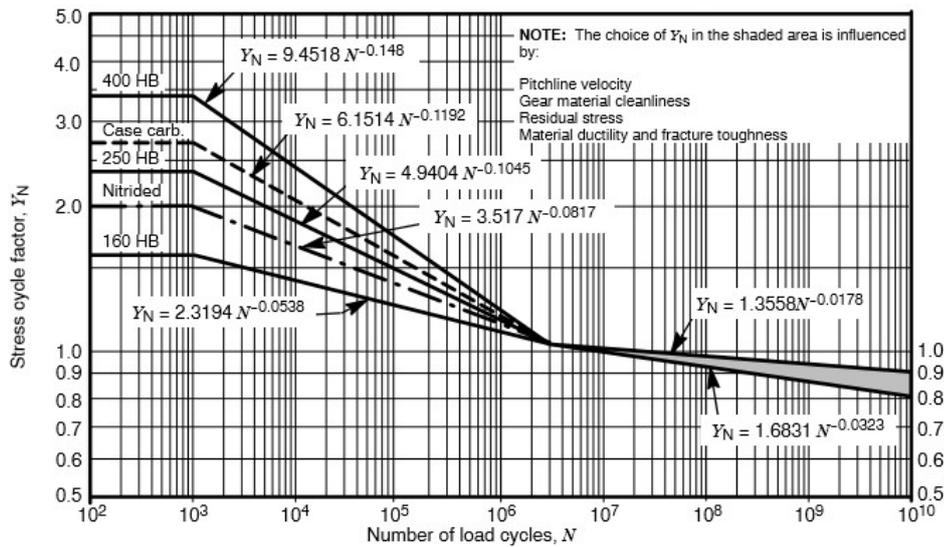
Fonte: AISI/AGMA 2001-D04.

⁴ Ver ANSI/AGMA 2004-B89, *Gear Materials and Heat Treatment Manual*.

⁵ Os valores menores devem ser utilizados para propósitos gerais de projetos. Os valores superiores podem ser utilizados quando: É usado material de alta qualidade. O tamanho da seção e o projeto permitem máxima resposta ao tratamento térmico. É efetuado controle de qualidade apropriado por meio de inspeção adequada.

A Tabela 3.3, Tabela 3.4, Figura 3.5, Figura 3.6 e Figura 3.7 são baseados em uma ciclagem de 10^7 . Com a finalidade de considerar outros fatores de ciclagem a AGMA (2001) define o fator de ciclagem Y_n que pode ser obtido através da Figura 3.8.

Figura 3.8 – Fator de ciclagem de tensão Y_n para a resistência a flexão sob carregamento repetido.



Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04.

O fator de temperatura é recomendado para valores de temperatura até 120°C uma unidade. Para manter valores abaixo desta faixa é indicado o uso de trocadores de calor.

O fator de confiabilidade K_R baseia-se em dados desenvolvidos pela Marinha dos Estados Unidos para falhas por fadiga à flexão e sob tensões de contato. Os dados estão demonstrados na Tabela 3.5.

Tabela 3.5 – Fatores de confiabilidade K_R .

Confiabilidade	K_R
0,9999	1,5
0,999	1,25
0,99	1,00
0,90	0,85
0,50	0,70

Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04.

A relação funcional entre a confiabilidade e o fator de confiabilidade K_R não é linear, sendo dado pela Equação (3.2.17).

$$K_R = \begin{cases} 0,658 - 0,0759 \ln(1 - R); & 0,5 < R < 0,99 \\ 0,50 - 0,109 \ln(1 - R) & 0,99 \leq R \leq 0,9999 \end{cases} \quad (3.2.17)$$

Para valores cardiais de R utiliza-se a Tabela 3.5, nos demais casos faz-se a interpolação logarítmica proporcionada pela Equação (3.2.17).

O fator de segurança S_F , é definido pelo projetista, e deve atender a três aspectos de engenharia: o técnico que considera a fórmula que associa o fator de segurança à probabilidade de ruína, o legal de ter de adotar o valor mínimo das normas vigentes e, ao mercado que comanda o custo total incluindo o custo do risco das consequências econômico-financeiras da ruína (AOKI, 2016)

3.2.2 DESGASTE DE ENGRENAGENS DE DENTES RETOS

O desgaste dos dentes de engrenagens ocorre pelo atrito. Devido ao contato direto entre os dentes na transmissão de potência e velocidade, ocorre desgaste nos dentes gerando perda de material para o meio onde está trabalhando.

A equação para tensão solicitante de contato de engrenagens é dada pela Equação (3.2.18).

$$\sigma_c = C_p \left(W_t K_0 K_v K_s \frac{K_m C_f}{d_p F I_c} \right) \quad (3.2.18)$$

O primeiro coeficiente a ser definido é o coeficiente elástico C_p , conforme Equação (3.2.19):

$$C_p = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_P^2}{E_P} + \frac{1 - \nu_G^2}{E_G} \right)} \right]^{1/2} \quad (3.2.19)$$

onde:

ν_P – coeficiente de Poisson do pinhão;

ν_G – coeficiente de Poisson da coroa;

E_P – módulo de elasticidade do pinhão;

E_G – módulo de elasticidade da coroa.

O fator de condição de superfície C_f padrão para dentes de engrenagem não é estabelecido para casos em que haja um efeito de superfície prejudicial. Em tais casos, deve ser usado algum fator de superfície superior a uma unidade. (ANSI/AGMA 2001-D04).

O diâmetro primitivo pode ser encontrado com o uso da Equação (3.2.20):

$$d_p = \frac{N_P}{P_d} \quad (3.2.20)$$

onde N_P é o número de dentes do pinhão e P_d é o passo diametral transversal.

O fator geométrico da resistência superficial I_c é definido conforme o tipo de engrenagem. Para engrenagem externas e internas aplicam-se as Equações (3.2.21) e (3.2.22), respectivamente.

$$I_c = \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} \quad (3.2.21)$$

$$I_c = \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G - 1} \quad (3.2.22)$$

Onde:

ϕ_t – ângulo de pressão transversal;

m_N – razão de compartilhamento de carga;

m_G – razão de velocidade (nunca menor que 1).

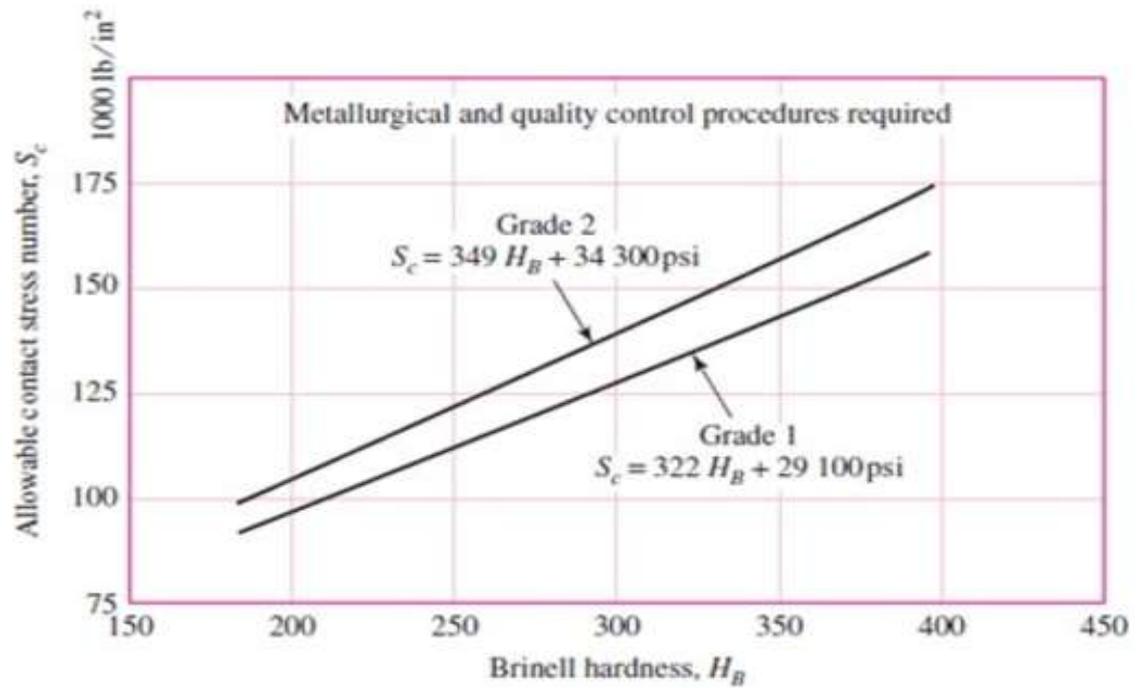
A razão de velocidade é a razão entre o número de dentes da coroa e o número de dentes do pinhão. A razão de compartilhamento de carga m_N para engrenagens de dentes retos é igual a 1, para engrenagens de dentes cilíndricos deve ser consultado norma AGMA 2001-D04.

Com os fatores definidos acima é possível encontrar o valor da tensão solicitante de contato das engrenagens. A tensão admissível para o desgaste (tensão de endurance para desgaste) é dada pela Equação (3.2.23):

$$\sigma_{c,adm} = \frac{S_c Z_N C_H}{S_H K_T K_R} \quad (3.2.23)$$

A tensão de contato admissível S_c é função do tipo de material da engrenagem sendo obtido por meio da Figura 3.9, Tabela 3.6 e Tabela 3.7.

Figura 3.9 – Resistência à fadiga de contato S_c correspondente a 10^7 ciclos de carga aplicada repetidamente com 0,99 de confiabilidade para engrenagens de aço endurecidas por completo.



Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04.

Tabela 3.6 – Resistência de contato S_c correspondente a 10^7 ciclos de carga aplicada repetidamente com 0,99 de confiabilidade para engrenagens.

Designação do material	Tratamento Térmico	Dureza superficial mínima	Número de tensão de contato admissível S_c , psi (MPa)		
			Grau 1	Grau 2	Grau 3
Aço ⁶	Endurecido ⁷ por completo	Ver Figura 3.9	Ver Figura 3.9	Ver Figura 3.9	—
	Endurecido por chama ⁸	50 HRC	170000 (1172)	190000 (1310)	—
	Endurecido por indução ⁵	54HRC	175000 (1206)	195000 (1344)	—
	Carbonetado e endurecido ⁵	Ver tabela 9 ⁹	180000 (1240)	225000 (1551)	275000 (1896)
	Nitretado ⁵ (aços endurecidos por completo)	83.5 HR15N	15000 (1035)	163000 (1123)	175000 (1206)
	Nitretado ⁵ (aços endurecidos por completo)	84.5 HR15N	155000 (1068)	168000 (1158)	180000 (1240)
2,5% de cromo (sem alumínio)	Nitretado ⁵	87.5 HR15N	155000 (1068)	172000 (1186)	189000 (1303)
Nitralloy 135M	Nitretado ⁵	90.0HR15N	170000 (1172)	183000 (1261)	195000 (1344)
Nitralloy N	Nitretado ⁵	90.0HR15N	172000 (1186)	188000 (1296)	195000 (1413)
2,5% de cromo (sem alumínio)	Nitretado ⁵	90.0HR15N	176000 (1213)	196000 (1351)	216000 (1490)

Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04

⁶ O aço deve ser compatível com o processo selecionado de tratamento térmico e dureza exigidas.

⁷ Esses aços devem ser recozidos ou normalizados no mínimo.

⁸ Os números de tensão admissível indicados podem ser utilizados com profundidades de camada indicadas em 16.1.

⁹ A tabela 9 da ANSI/AGMA 2001-D04 é uma tabulação clara dos fatores metalúrgicos principais afetando S_t e S_c de engrenagens de aço endurecidas e carbonetadas.

Nota: Para as referências acima de 3-6 ver ANSI/AGMA 2001-D04.

Tabela 3.7 – Resistência de contato S_c correspondente a 10^7 ciclos de carga aplicada repetidamente com 0,99 de confiabilidade para engrenagens de ferro e bronze.

Material	Designação do material ¹⁰	Tratamento térmico	Dureza superficial mínima típica	Número de tensão de contato admissível S_c , psi (MPa) ¹¹
Ferro fundido cinza ASTM A48	Classe 20	Como fundido	-	50000-60000 (344-415)
	Classe 30	Como fundido	174 HB	65000-75000 (448-517)
	Classe 40	Como fundido	201 HB	75000-85000 (517-586)
Ferro dúctil (nodular) ASTM A536	Grau 60-40-18	Recozido	140 HB	77000-92000 (530-634)
	Grau 80-55-03	Temperado e revenido	179 HB	77000-92000 (530-634)
	Grau 120-90-02	Temperado e revenido	229 HB	92000-112000 (634-772)
		Temperado e revenido	269 HB	103000-126000 (710-868)
Bronze	—	Fundido em areia	Resistência à tração mínima 40000 psi	30000 (206)
	ASTM B-148 Liga 954	Tratado termicamente	Resistência à tração mínima 90000 psi	65000 (448)

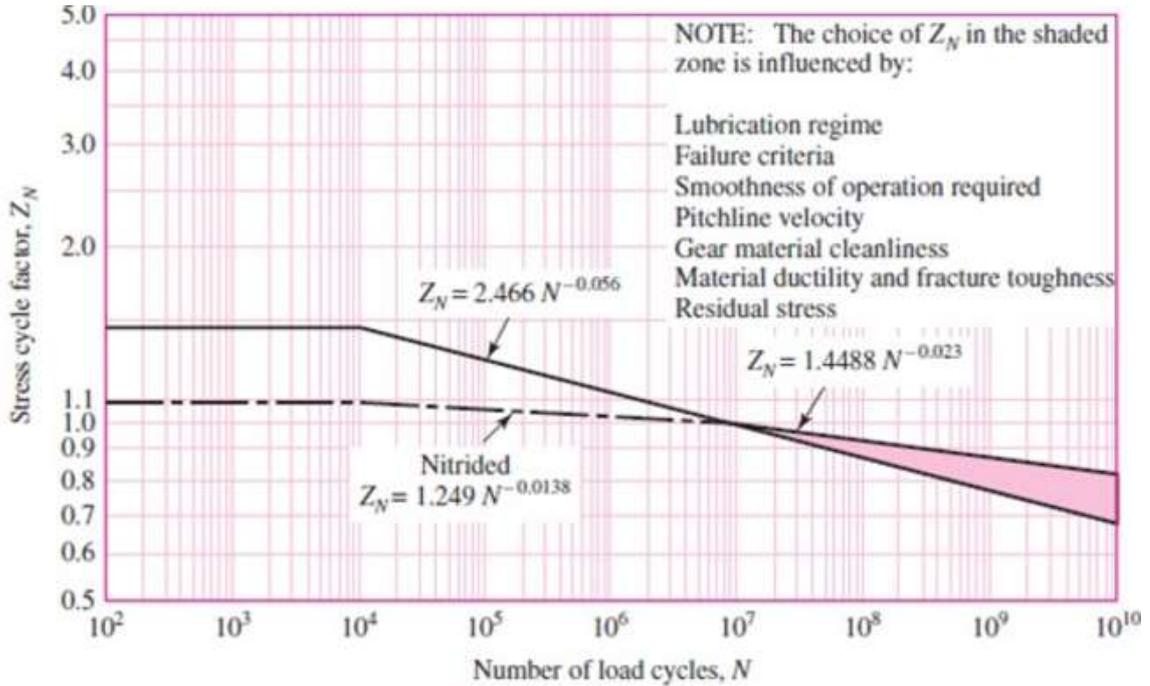
Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04

O fator de ciclagem de tensão Z_N para resistência ao crateramento é obtido através da Figura 3.10.

¹⁰ Ver ANSI/AGMA 2004-B89, Gear Materials and Heat Manual

¹¹ Os valores menores devem ser utilizados para propósitos de projetos em geral. Os valores superiores devem ser utilizados quando o material é de alta qualidade, e a experiência de operação justifica seu uso

Figura 3.10 – Fator de ciclagem de tensão Z_N para a resistência ao crateramento.



Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04.

O pinhão geralmente possui um número menor de dentes que a coroa, sendo assim, submetido a mais ciclos de tensão de contato. Se coroa e pinhão são endurecidos por completo, então a resistência superficial uniforme pode ser submetida ao fazer o pinhão mais duro que a coroa (BUDYNAS,2016). O fator de razão de dureza C_H é utilizado somente para a coroa. Seu objetivo é ajustar as resistências superficiais com relação a esse efeito. Para o pinhão temos $C_H = 1$, já para a coroa pode ser obtido por meio da Equação (3.2.24):

$$C_H = 1 + A'(m_G - 1) \quad (3.2.24)$$

$$A' = 8,98(10^{-3}) \left(\frac{H_{PB}}{H_{BG}} \right) - 8,29(10^{-3}) \quad (3.2.25)$$

para $1,2 \leq \left(\frac{H_{PB}}{H_{BG}} \right) \leq 1,7$, em que H_{BP} e H_{BG} é a dureza Brinell do pinhão e da coroa respectivamente, e o termo m_G representa a razão de velocidade.

Para valores extremos da Equação (3.2.24), temos $A' = 0$ se $\left(\frac{H_{PB}}{H_{BG}} \right) < 1,2$. Para $\left(\frac{H_{PB}}{H_{BG}} \right) > 1,7$ temos $A' = 0,00698$.

Caso o número de dentes menor não seja o do pinhão, deve-se determinar C_H , para o pinhão conforme os cálculos acima.

O fator de segurança ao desgaste S_H é definido pelo projetista de acordo com as condições de projeto. O fator de temperatura K_T deve ser considerado 1,00 para valores de temperatura até 120°C. Para temperaturas acima de 120°C é recomendado o uso de trocadores de calor para se evitar a elevação do valor de K_T e por conseguinte a diminuição da tensão admissível de endurance de flexão.

O fator de confiabilidade K_R é obtido conforme Tabela 3.5.

3.3 EIXO

3.3.1 TENSÕES EM EIXOS

Flexão, torção e tensões axiais podem estar presentes nas componentes médias e alternantes. Para a realização da análise do eixo, necessário combinar os diferentes tipos de tensões, resultando em tensões alternantes e média de Von Mises. As cargas axiais são geralmente muito pequenas em locais críticos onde a flexão e torção dominam, podendo ser desprezadas.

Para simplificar os cálculos de reação de apoio e momento, obtendo os resultados de forma eficaz, utiliza-se o programa educacional livre de análise estrutural Ftool, desenvolvido pelo professor Luiz Fernando Martha da PUC-RJ.

As tensões flutuantes devido à flexão alternante, flexão média, torcional de cisalhamento alternante e média, são dadas pelas Equações (3.3.1) à (3.3.4), respectivamente:

$$\sigma_a = K_f \frac{M_a c}{I} \quad (3.3.1)$$

$$\sigma_m = K_f \frac{M_m c}{I} \quad (3.3.2)$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{T_a r}{J} \quad (3.3.3)$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{T_m r}{J} \quad (3.3.4)$$

onde M_m e M_a são os momentos flexores médio e alternante, respectivamente; T_m e T_a são os torques médio e alternante, respectivamente; c é a distância do bordo à linha neutra, r é o raio,

I é o momento de inércia, J é o momento polar de inércia, K_f e K_{fs} são os fatores de concentração de tensão de fadiga para flexão e torção, respectivamente.

Tabela 3.8 – Estimativas da primeira iteração para fatores de concentrações de tensão K_t e K_{ts} .

Concentrador de tensão	Flexional	Torcional	Axial
Adoçamento de ressalto – pontudo (r/d=0,02)	2,7	2,2	3,0
Adoçamento de ressalto – bem arredondado (r/d=0,1)	1,7	1,5	1,9
Assento de chaveta na extremidade fresada (r/d=0,02)	2,14	3,0	-
Assento de chaveta formato corredor de trenó	1,7	-	-
Sulco de anel retendo	5,0	3,0	5,0

Fonte: Budynas, 2016.

Uma consideração segura a tomar é que $K_f = K_t$ e $K_{fs} = K_{ts}$, quando não há valores precisos de entalhes e raio de adoçamento (BUDYNAS,2016).

Usando a teoria de falha da energia de distorção, as tensões flutuantes de Von Mises são dadas pelas equações (3.3.5) e (3.3.6).

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{\frac{1}{2}} \quad (3.3.5)$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{\frac{1}{2}} \quad (3.3.6)$$

As tensões médias e alternantes podem ser avaliadas usando uma curva de falha apropriada no diagrama de Goodman modificado, que apresenta uma curva de falha para tensões pulsantes por métodos experimentais. O critério de falha por fadiga para a curva do diagrama de Goodman modificado, é expresso pela Equação (3.3.7):

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad (3.3.7)$$

onde S_e é o limite de endurance no local crítico e S_{ut} é a resistência de tração mínima.

Marin identificou fatores que quantificam as diferenças obtidas entre os corpos de provas e a peça que está sendo projetada (MARIN, 1962), e os dispôs na Equação (3.3.8):

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (3.3.8)$$

onde:

k_a – fator de modificação de condição de superfície;

k_b – fator de modificação de tamanho;

k_c – fator de modificação de carga;

k_d – fator de modificação de temperatura;

k_e – fator de confiabilidade;

k_f – fator de modificação por efeitos variados;

S'_e – limite de endurance de espécime de teste da viga rotativa.

Para determinação de S'_e , BUDYNAS (2016) recomenda a Equação (3.3.9).

$$S'_e = \begin{cases} 0,5S_{ut}, & S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa}, & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (3.3.9)$$

Os fatores da equação de Marin são determinados por meio de gráficos e equações como será demonstrado a seguir. O fator de modificação de condição de superfície k_a é determinado pela Equação (3.2.13):

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (3.3.10)$$

onde a e b são constantes dadas na Tabela 3.9.

Tabela 3.9 – Parâmetros para o fator de modificação de superfície de Marin.

Acabamento superficial	Fator a		Expoente
	S_{ut} (kpsi)	S_{ut} (MPa)	b
Retificado	1,34	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	2,70	4,51	-0,265
Laminado a quente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	272,0	-0,995

Fonte: Noll, 1946, pag 29.

O fator de tamanho k_b é função do diâmetro d , sendo expresso pela Equação (3.2.14).

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0,3}\right)^{-0,107}, & 0,11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0,91d^{-0,157}, & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ 1,24d^{-0,107}, & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157}, & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (3.3.11)$$

Para o carregamento axial não há efeito de tamanho, assim $k_b = 1$. O fator de carga k_c , é definido na Equação (3.3.12).

$$k_c = \begin{cases} 1, & \text{flexão} \\ 0,85, & \text{axial} \\ 0,59, & \text{torção} \end{cases} \quad (3.3.12)$$

O fator de temperatura k_d é definido conforme Equação (3.3.13), sendo obtido com o auxílio da Tabela 3.10.

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (3.3.13)$$

onde S_T é a resistência a tração na temperatura de operação e S_{RT} é a resistência à tração à temperatura ambiente.

Tabela 3.10 – Efeito da temperatura de operação na resistência à tração do aço.

Temperatura, °C	$\frac{S_T}{S_{RT}}$
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 2: Budynas, 2016.

O fator de confiabilidade k_e é dado pela Equação (3.3.14), também podendo ser obtido diretamente da Tabela 3.11.

$$k_e = 1 - 0,08z_a \quad (3.3.14)$$

onde z_a é a variante de transformação.

Tabela 3.11 – Fator de confiabilidade.

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
999,999	4,753	0,620

Fonte: Budynas, 2016.

Para qualquer confiabilidade desejada pode ser determinado k_e conforme ANEXO A.

O fator de modificação por efeitos diversos k_f , deve ser estudado em particular e feita uma análise de todos os outros efeitos, além dos citados aqui, que podem influenciar.

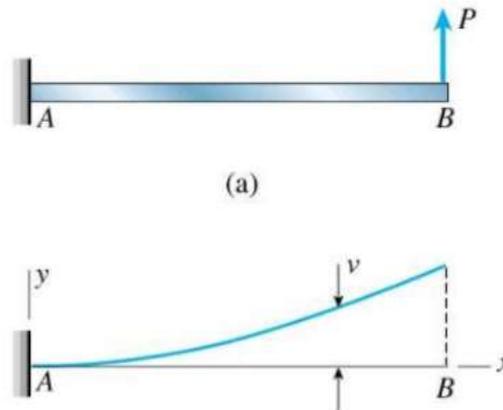
Dessa forma, substitui-se os valores σ'_a , σ'_m e S_e das equações (3.3.5), (3.3.6) e (3.3.8), em (3.3.7), obtém-se uma equação que resulta no diâmetro do eixo, dado pela Equação :

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right] \right\} \right)^{1/3} \quad (3.3.15)$$

3.3.2 DEFLEXÃO EM EIXO

A deflexão v é o deslocamento na direção y do plano cartesiano de qualquer ponto no eixo, e pode ser determinada por meio de softwares para carregamentos mais complexos ou a equação para sua determinação pode ser encontrada.

Figura 3.11 – Curva de deflexão de uma viga engastada.



Fonte: Gere, 2003.

O ângulo de rotação θ é o ângulo entre o eixo x e a tangente à curva da deflexão. Pode ser determinada por equação e também através de softwares.

Para a determinação da deflexão admissível alguns aspectos devem ser levados em questão, tais como a presença de engrenagens, mancais entre outros. Para verificação de tais pontos a Tabela 3.12 é apresentada.

Tabela 3.12 – Intervalos máximos, típicos para inclinações e deflexões transversais.

Tipo de elemento na seção analisada	Inclinações
Rolo cônico	0,0005-0,0012 rad
Rolo cilíndrico	0,0008-0,0012 rad
Esfera de sulco profundo	0,001-0,003 rad
Esfera/ Esfera autoalinhante	0,026-0,052 rad
Engrenagem reta sem coroa	< 0,00050 rad
Tipo de elemento na seção analisada	Deflexões transversais
Engrenagens retas com $P < 10$ dentes/cm	0,25 mm
Engrenagens retas com $11 < P < 19$ dentes/cm	0,125 mm
Engrenagens retas com $20 < P < 50$ dentes/cm	0,075 mm

Fonte: Budynas, 2016.

Os valores de inclinações e deflexões devem ser rigidamente respeitados, pois valores maiores que os admissíveis podem causar desalinhamento do sistema e problemas mecânicos em toda a máquina.

3.4 CHAVETAS

Para dimensionamento de chavetas é necessário conhecer o torque do eixo T , a partir de então é possível determinar a força na superfície do eixo, F_{se} como Equação (3.4.1):

$$F_{se} = \frac{T}{r} \quad (3.4.1)$$

onde r é o raio do eixo.

Pela teoria de distorção, a resistência ao cisalhamento é dada pela Equação (3.4.2):

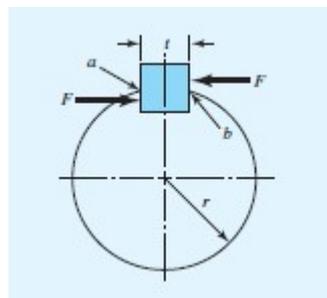
$$S_{sy} = 0,577S_y \quad (3.4.2)$$

A falha por cisalhamento pela área ab , como mostra a Figura 3.12, criará uma tensão de $\tau = F/tl$. Substituir a resistência dividida pelo fator de segurança por τ e isolando l resulta na Equação (3.4.3):

$$l = \frac{F_{se}n}{tS_{sy}} \quad (3.4.3)$$

onde n é o fator de segurança, t é a espessura da chaveta conforme Figura 3.12, e l é o comprimento da chaveta que será determinado.

Figura 3.12 – Dimensões da chaveta e do eixo.



Fonte: BUDYNAS, 2016.

Para resistir ao esmagamento, utiliza-se a área de uma metade da face da chaveta, conforme Equação (3.4.4):

$$l = \frac{F_{se} n}{\frac{t S_{sy}}{2}} \quad (3.4.4)$$

E assim determina-se o comprimento para resistir ao esmagamento. Com o valor do comprimento determinado tanto para resistir ao cisalhamento quanto ao esmagamento, pode se fabricar a peça ou seleciona-la através de catálogos.

As dimensões de chavetas normalizadas quadradas e retangulares também podem ser obtidas pela Tabela 3.13:

Tabela 3.13 – Dimensões em milímetros para algumas aplicações de chavetas normalizadas quadradas e retangulares.

Diâmetro do eixo	Tamanho da chaveta		Profundidade de ranhura de chaveta
	<i>w</i>	<i>h</i>	
$8 < d \leq 11$	2	2	1
$11 < d \leq 14$	3	2	1
	3	3	1,5
$14 < d \leq 22$	5	3	1,5
	5	5	2
$22 < d \leq 30$	6	5	2
	6	6	3
$30 < d \leq 36$	8	6	3
	8	8	5
$36 < d \leq 44$	10	6	3
	10	10	5
$44 < d \leq 58$	12	10	5
	12	12	6
$58 < d \leq 70$	16	12	5,5
	16	16	8
$70 < d \leq 80$	20	12	6
	20	20	10

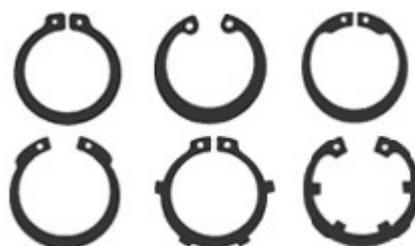
Fonte: Joseph E. Shigley, “Unthreaded Fasteners”, Capítulo 24 em Joseph E. Shigley, Charles R. Nischke e Thomas H. Brown, Jr. (eds.), Standard Handbook of Machine Design, 3ª ed., McGraw-Hill, Nova York, 2004.

3.5 ANEL DE RETENÇÃO

Um anel de retenção é usado no lugar de um ressalto de eixo ou um espaçador (manga) para posicionar axialmente um componente em um eixo ou em um orifício de alojamento. O anel de retenção é selecionado com base no diâmetro do eixo e a força axial submetida.

Os anéis são produtos que atendem diversas necessidades de travamento e ajuste, a Figura 3.13 mostra algumas formas básicas de anéis de retenção.

Figura 3.13 – Anéis de retenção, conforme DIN471, DIN 472, DIN 983 e DIN984.



Fonte: <http://anelbras.com.br>.

Para a seleção de anéis de retenção será utilizado o site Smalley, onde entra-se com o valor do diâmetro do eixo e obtêm-se os anéis de retenção disponíveis, com as opções disponíveis faz-se a escolha do anel.

3.6 MANCAIS E ROLAMENTOS

3.6.1 CAPACIDADE DE CARGA DINÂMICA

A capacidade de carga dinâmica pode ser definida pela Equação (3.6.1), (BUDYNAS, 2016):

$$C_{10} = F_D \left(\frac{L_D}{L_R} \right)^{\frac{1}{\alpha}} \quad (3.6.1)$$

$$L_D = 60nLh \quad (3.6.2)$$

onde:

F_D – carga radial no rolamento;

L_D – vida esperada (em revoluções);

L_R – capacidade básica de vida útil (em revoluções);

n – rotação do eixo (rpm);

Lh – vida esperada em horas;

a – constante de valor 3 para mancais de esferas e $10/3$ para mancais de rolos (cilindros e truncados).

Para os valores de vida esperado, recomenda-se o uso da Tabela 3.14.

Tabela 3.14 – Recomendação acerca da vida de mancais para várias classes de maquinaria.

Tipos de aplicação	Vida, Lh
Instrumentos e aparatos de uso não frequente	Até 0,5
Motores de aeronaves	0,5-2
Máquinas de operação curta, ou intermitente, em que a interrupção do serviço é de importância menor.	4-8
Máquinas para serviço intermitente em que a confiabilidade de operação é de grande importância.	8-14
Máquinas para serviço de 8h que não são utilizadas de maneira plena	14-20
Máquinas para serviço de 8h que são utilizadas de maneira plena	20-30
Máquinas de serviço contínuo 24h	50-60
Máquinas para serviço de 24 h em que a confiabilidade é de importância extrema	100-200

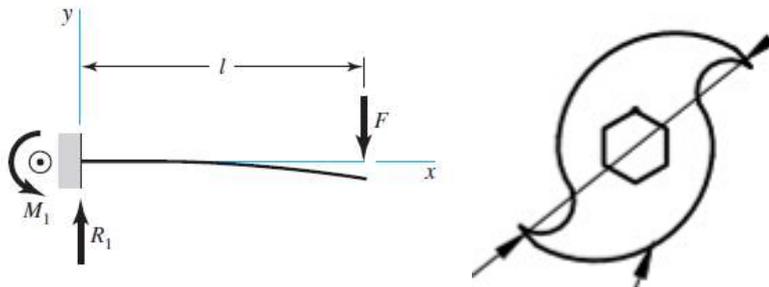
Fonte: Budynas, 2016.

Com o valor da carga dinâmica e o diâmetro do eixo pode se fazer então a seleção adequada do mancal e do rolamento.

3.7 LÂMINAS

Cada lâmina é modelada como uma viga engastada conforme Figura 3.14:

Figura 3.14 – Modelo para cálculo dos esforços e momento nas lâminas.



Fonte: Budynas, 2016.

e a tensão solicitante na lâmina é dada pela Equação (3.7.1):

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (3.7.1)$$

onde M é o momento fletor, c é a distância do bordo superior ou inferior à linha neutra, e I é o momento de inércia. O momento fletor da Figura 3.14 é definido pela Equação (3.7.2).

$$M = F(x - l) \quad (3.7.2)$$

Comparando-se a tensão solicitante com a tensão de escoamento do material verifica-se se a lâmina está bem dimensionada.

Outro ponto a ser analisado é a deflexão, a qual podemos analisar seu valor máximo pois é o que importa nesse momento, definido pela Equação (3.7.3):

$$y = \frac{Fl^3}{3EI} \quad (3.7.3)$$

onde E é o módulo de elasticidade, I é o momento de inércia, F é a força que atua na lâmina e l é o a distância entre o ponto de engaste e a extremidade.

3.8 ACOPLAMENTOS DE EIXOS

Acoplamentos são elementos de transmissão de máquinas com o objetivo de unir duas extremidades de eixos de equipamentos distintos transmitindo força.

Acoplamentos tem como função conectar e transmitir energia de um eixo de direcionamento para um eixo acionado, conseguir compensar totalmente pelos 4

desalinhamentos de um eixo: angular, deslocamento, combinação (angular + deslocamento), movimento axial (SKF, 2017).

Para selecionar um acoplamento é necessário levantar informações dos dados da aplicação, como potência, rotação e aplicação. Com os dados faz-se o cálculo do Mínimo Torque, como mostra a Equação (3.8.1):

$$\text{Mínimo Torque (Nm)} = \frac{cv \times 7121 \times FS}{rpm} \quad (3.8.1)$$

Onde FS é o Fator de Serviço, que é uma orientação baseada na experiência e na razão entre o torque do acoplamento e as características do sistema (PTI, 2017). Esse fator pode ser encontrado a partir do catálogo, de acordo com sua aplicação.

Com isso seleciona-se o tamanho do acoplamento de acordo com o torque calculado, analisando diâmetros dos eixos dos equipamentos.

4. DIMENSIONAMENTO DOS ELEMENTOS DE MÁQUINA DO TRITURADOR

4.1 MOTOR ELÉTRICO

Para seleção do motor elétrico inicialmente fez-se necessário alguns cálculos preliminares.

Calculou-se a área da seção transversal do gargalo da garrafa PET aplicando-se a Equação (3.1.1):

$$S_{cpet} = \frac{\pi(25^2 - 22^2)}{4} = 110,72cm \quad (4.1.1)$$

Considerando a tensão de ruptura da garrafa PET $\tau_{rup} = 25$ MPa e aplicando-se a Equação (3.1.2) obtém-se a força necessária para o corte $F = 280N$.

O alimentador da máquina foi definido com 200 mm de comprimento, suficiente para colocar uma garrafa PET em pé. Considerando uma situação muito desfavorável e pouco usual, seria possível se lançar 8 gargalos alinhados no alimentador. Dada a defasagem entre lâminas consecutivas, dos 8 gargalos que cabem no alimentador, 5 deles seriam cortados ao mesmo

tempo pelas lâminas. Assim a força total necessária para cortar esses 5 gargalos é $F_T = 5 \times 280 = 1400 \text{ N}$.

Considerando o raio da lâmina de $r = 60 \text{ mm}$ conforme Figura 4.19 e aplicando-se a Equação (3.1.3), obtém-se o torque requerido no eixo: $T_{req} = 1400 \times 0,06 = 84 \text{ Nm}$.

Para tal valor de torque é necessário um motor muito potente ou um jogo de redução para obtenção de um torque maior na saída. Em uma primeira análise considerou-se um motor de 1,5 CV, entretanto devido ao baixo torque do motor foram necessárias muitas reduções.

Devido à grande quantidade de reduções tal motor foi descartado, optando-se por um motor mais robusto de 3,0 CV, com 2 pólos, 3600RPM e um rendimento mínimo de 82,5% (WEG, 2017).

Assim, considerou-se um jogo com duas reduções e um motor. Desta forma, considerando o rendimento mínimo temos por meio da Equação (3.1.4) o torque do motor.

$$T_{motor} = \frac{2,475 \times 716}{3600} = 0,4923 \text{ kgf. m} = 4,83 \text{ N. m} \quad (4.1.2)$$

Dado o torque na saída do motor $T_{motor} = 4,83 \text{ Nm}$ e o torque requerido $T_{req} = 84 \text{ Nm}$, são dimensionados dois jogos de engrenagens para realizar tal redução.

4.2 ENGRENAGEM

A taxa de redução de torque é dado pela Equação (4.2.1).

$$Redução = \frac{84}{4,83} = 17,39 \quad (4.2.1)$$

Para o dimensionamento das engrenagens necessárias para a redução, faz-se o uso de uma caixa redutora de engrenagens. A primeira redução é de 1:4,2 e a segunda redução de 1:4,2 novamente, ou seja:

- Torques no primeiro par:
 - Pinhão: $T_{motor} = T_{p1} = 4,830 \text{ Nm}$.
 - Coroa: $T_{c1} = 24,286 \text{ Nm}$
- Torques no segundo par:
 - Pinhão: $T_{c1} = T_{p2} = 24,286 \text{ Nm}$.
 - Coroa: $T_{c2} = 85,020 \text{ Nm}$

Nos tópicos abaixo são demonstrados os resultados referentes ao dimensionamento de cada redução.

4.2.1 PRIMEIRO PAR DE ENGRENAGENS

Para o primeiro par de engrenagens, os resultados são apresentados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Considerações e resultados obtidos para dimensionamento do primeiro par de engrenagens.

Incógnita	Informação	Valores	Unidade de medida	Equação
H	Potência do Motor	3,0	Cv	Dado de entrada
T_{p1}	Torque do 1º pinhão	4,83	Nm	Dado de entrada
T_{c1}	Torque da 1ª coroa	24,286	Nm	Dado de entrada
n_d		2	-	
m	Módulo	2,5	-	Dado de entrada
Q_v	Número de qualidade	5	-	Dado de entrada
-	Comportamento da fonte de potência	Choques leves	-	Tabela 3.1
-	Comportamento da máquina acionada	Uniforme	-	Tabela 3.1
-	Tipo de dente	Sem coroamento	-	Dado de entrada
S	Vão entre mancais	100	mm	Figura 3.2
S_1	Distância do pinhão ao centro do vão	50	mm	Figura 3.2
-	Condições de engrenamento	Engrenamento aberto	-	Tabela 3.2
-	Número de ciclos de carga	10^6	-	Dado de entrada
-	Confiabilidade de projeto	90	%	Dado de entrada
ϕ_t	Ângulo de pressão transversal	20	°	Dado do catálogo
-	Tipo de engrenagem	Externa	-	Dado de entrada
S_F	Fator de segurança a flexão	1,1	-	Dado de entrada

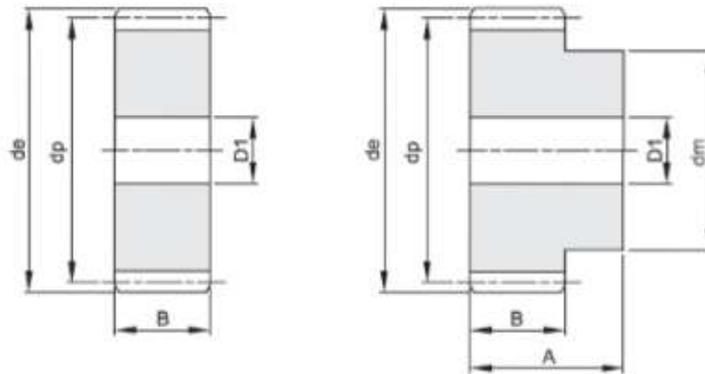
S_H	Fator de segurança ao crateramento	1,1	-	Dado de entrada
-	Material	1040 – sem tratamento	-	Dado de entrada
N_P	Número de dentes do pinhão	16	dentes	Dado de entrada
N_G	Número de dentes da coroa	85	dentes	Dado de entrada
m_G	Razão de engrenamento	5,313	-	Item 3.2.2
d_p	Diâmetro primitivo do pinhão	1,575	in	Equação (3.2.20)
d_G	Diâmetro primitivo da coroa	8,366	in	Equação (3.2.20)
P_d	Passo diametral transversal	10,16	dentes/in	Item 2.2.1.1
V	Velocidade da linha primitiva	4622,993	ft/min	Equação (3.2.3)
W_t	Carga tangencial	8,637	lbf	Equação (3.2.2)
K_v	Fator dinâmico	2,093	-	Equação (3.2.4)
K_O	Fator de sobrecarga	1,25	-	
K_S	Fator de tamanho	1,031	-	Equação (3.2.8)
C_{mc}	Fator de correção de carga	1	-	Equação (3.2.10)
C_{pm}	Modificador da proporção do pinhão	1	-	Equação (3.2.12)
C_{ma}	Fator de alinhamento de engrenamento	0,268	-	Equação (3.2.13)
C_e	Coefficiente de correção do alinhamento de engrenamento	1	-	Item FLEXÃO DE ENGRENAGEM DE DENTES RETOS 3.2.1
K_m	Fator de distribuição de carga	1,324	-	Equação (3.2.9)
K_B	Fator de espessura de aro	1	-	Equação (3.2.15)
J_c	Fator geométrico da resistência a flexão	0,27	-	Figura 3.4
σ	Tensão de flexão	6,47	MPa	Equação (3.2.1)

S_t	Resistência a flexão	306,238	MPa	Tabela 3.3
Y_N	Fator de ciclagem de tensão	1,173	-	Figura 3.8
K_R	Fator de confiabilidade	0,85	-	Tabela 3.5
K_T	Fator de temperatura	1	-	Item 3.2.1
σ_{adm}	Tensão admissível	384,08	MPa	Equação (3.2.16)
ν_P	Coefficiente de Poisson do pinhão	0,29	-	Dado de entrada
ν_G	Coefficiente de Poisson da coroa	0,29	-	Dado de entrada
E_P	Módulo de elasticidade do pinhão	3×10^7	psi	Dado de entrada
E_G	Módulo de elasticidade da coroa	3×10^7	psi	Dado de entrada
C_P	Coefficiente Elástico	2285	-	Equação (3.2.19)
C_f	Fator de condição de superfície	1	-	Item 3.2.2
I_c	Fator geométrico da resistência ao crateramento	0,135	-	Equação (3.2.21)
σ_c	Tensão de contato	170,45	MPa	Equação (3.2.18)
S_C	Resistência da endurance superficial	1123	N/mm ²	Figura 3.9 Tabela 3.6 Tabela 3.7
Z_N	Fator de ciclagem de tensão	1,138	-	Figura 3.10
C_H	Fator de razão de dureza	1	-	Equação (3.2.24)
$\sigma_{c,adm}$	Tensão de contato admissível	1366,82	MPa	Equação (3.2.23)

Fonte: Autoria Própria.

Como $\sigma < \sigma_{adm}$ e $\sigma_c < \sigma_{c,adm}$, o dimensionamento é satisfatório. A geometria referente a engrenagem selecionada está indicada na Figura 4.1.

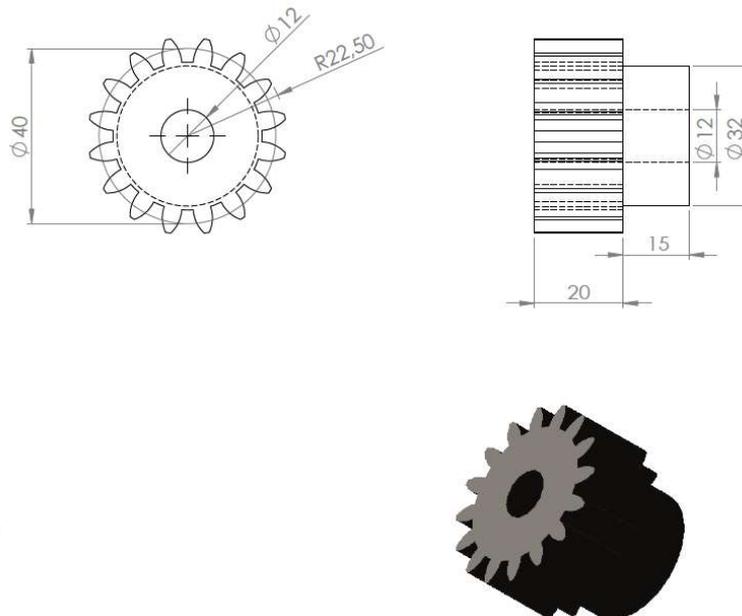
Figura 4.1 – Geometria da engrenagem.



Fonte: Catálogo, ATI.

O pinhão selecionado de 16 dentes, catálogo ATI (2013). O código da engrenagem é BE401025016, de aço SAE 1040, sem tratamento, com $d_e = 45 \text{ mm}$, $d_p = 40,0 \text{ mm}$, $d_m = 32 \text{ mm}$, $D1 = 12 \text{ mm}$, $A = 35 \text{ mm}$ e $B = 20 \text{ mm}$. A geometria selecionada é representada pela Figura 4.2.

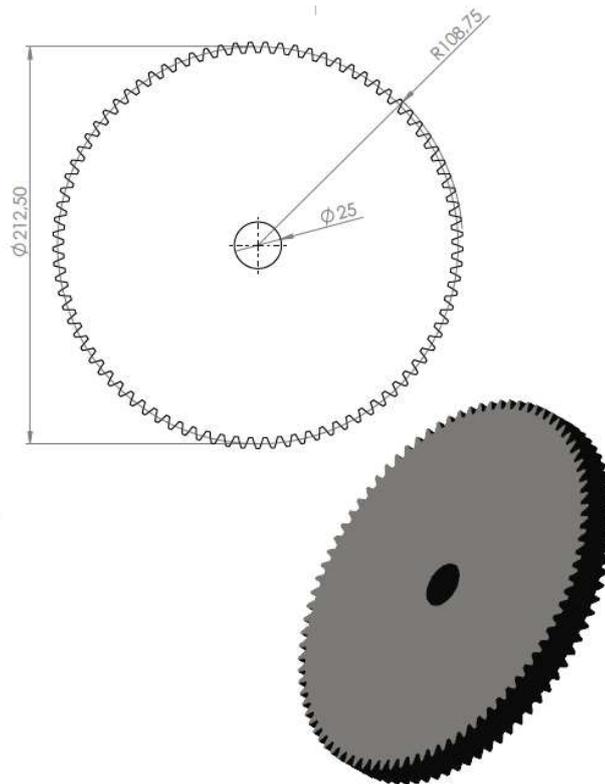
Figura 4.2 – Pinhão do primeiro par de engrenagens .



Fonte: Autoria Própria.

A coroa selecionada de 85 dentes, é a do catálogo ATI (2013). O código da engrenagem é BE401025085, de aço SAE 1040, sem tratamento, com $d_e = 217,5 \text{ mm}$, $d_p = 212,5 \text{ mm}$, $D1 = 25 \text{ mm}$, $A = 35 \text{ mm}$ e $B = 20 \text{ mm}$. A geometria selecionada é representada pela Figura 4.7.

Figura 4.3 – Coroa do primeiro par de engrenagens.



Fonte: Autoria Própria.

4.2.2 SEGUNDO PAR DE ENGRENAGENS

Tabela 4.2 – Considerações e resultados obtidos para dimensionamento do segundo par de engrenagens.

Informações	Informação	Valores	Unidade de medida	Equação
H	Potência do Motor	3,0	Cv	Dado de entrada
T_{p2}	Torque do 1º pinhão	24,286	Nm	Dado de entrada

T_{c2}	Torque da 1ª coroa	85,020	Nm	Dado de entrada
n_d		2	-	
Módulo	Módulo	3,0	-	Dado de entrada
Q_V	Número de qualidade	5	-	Dado de entrada
-	Comportamento da fonte de potência	Choques leves	-	Tabela 3.1
-	Comportamento da máquina acionada	Uniforme	-	Tabela 3.1
-	Tipo de dente	Sem coroamento	-	Dado de entrada
S	Vão entre mancais	100	mm	Figura 3.2
S_1	Distância do pinhão ao centro do vão	50	mm	Figura 3.2
-	Condições de engrenamento	1	-	Tabela 3.2
-	Número de ciclos de carga	10^6	-	Dado de entrada
-	Confiabilidade de projeto	90	%	Dado de entrada
ϕ_t	Ângulo de pressão transversal	20	°	Dado do catálogo
-	Tipo de engrenagem	Externa		Dado de entrada
S_F	Fator de segurança a flexão	10%	%	Dado de entrada
S_H	Fator de segurança ao crateramento	10%	%	Dado de entrada
-	Material	1040 – sem tratamento	-	Dado de entrada
N_P	Número de dentes do pinhão	15	dentes	Dado de entrada
N_G	Número de dentes da coroa	55	dentes	Dado de entrada
m_G	Razão de engrenamento	3,667	-	Texto do Item 3.2.2
d_p	Diâmetro primitivo do pinhão	1,772	in	(3.2.20)
d_G	Diâmetro primitivo da coroa	6,496	in	(3.2.20)
P_d	Passo diametral transversal	8,467	dentes/in	Item 2.2.1.1

V	Velocidade da linha primitiva	2115,713	ft/min	(3.2.3)
W_t	Carga tangencial	38,604	lbf	(3.2.2)
K_v	Fator dinâmico	1,747	-	(3.2.4)
K_O	Fator de sobrecarga	1,25	-	
K_S	Fator de tamanho	1,051	-	(3.2.8)
C_{mc}	Fator de correção de carga	1,0	-	(3.2.10)
C_{pm}	Modificador da proporção do pinhão	1,0	-	(3.2.12)
C_{ma}	Fator de alinhamento de engrenamento	0,272	-	(3.2.13)
C_e	Coefficiente de correção do alinhamento de engrenamento	1	-	Item 3.2.1
K_m	Fator de distribuição de carga	1,336	-	(3.2.9)
K_B	Fator de espessura de aro	1,0	-	(3.2.15)
J_c	Fator geométrico da resistência a flexão	0,25	-	Figura 3.4
σ	Tensão de flexão	18,62	MPa	(3.2.1)
S_t	Resistência a flexão	306,238	MPa	Tabela 3.3
Y_N	Fator de ciclagem de tensão	1,173	-	Figura 3.8
K_R	Fator de confiabilidade	0,85	-	Tabela 3.5
K_T	Fator de temperatura	1	-	Item 3.2.1
σ_{adm}	Tensão admissível	384,08	MPa	(3.2.16)
ν_P	Coefficiente de Poisson do pinhão	0,29	-	Dado de entrada
ν_G	Coefficiente de Poisson da coroa	0,29	-	Dado de entrada
E_P	Módulo de elasticidade do pinhão	3×10^7	psi	Dado de entrada
E_G	Módulo de elasticidade da coroa	3×10^7	psi	Dado de entrada
C_P	Coefficiente Elástico	2285	-	(3.2.19)

C_f	Fator de condição de superfície	1	-	Item 3.2.2
I_c	Fator geométrico da resistência ao crateramento	0,126	-	(3.2.21)
σ_c	Tensão de contato	297,43	MPa	(3.2.18)
S_C	Resistência da endurance superficial	1123	N/mm ²	Figura 3.9 Tabela 3.6 Tabela 3.7
Z_N	Fator de ciclagem de tensão	1,138	-	Figura 3.10
C_H	Fator de razão de dureza	1	-	(3.2.24)
$\sigma_{c,adm}$	Tensão de contato admissível	1366,82	MPa	(3.2.23)

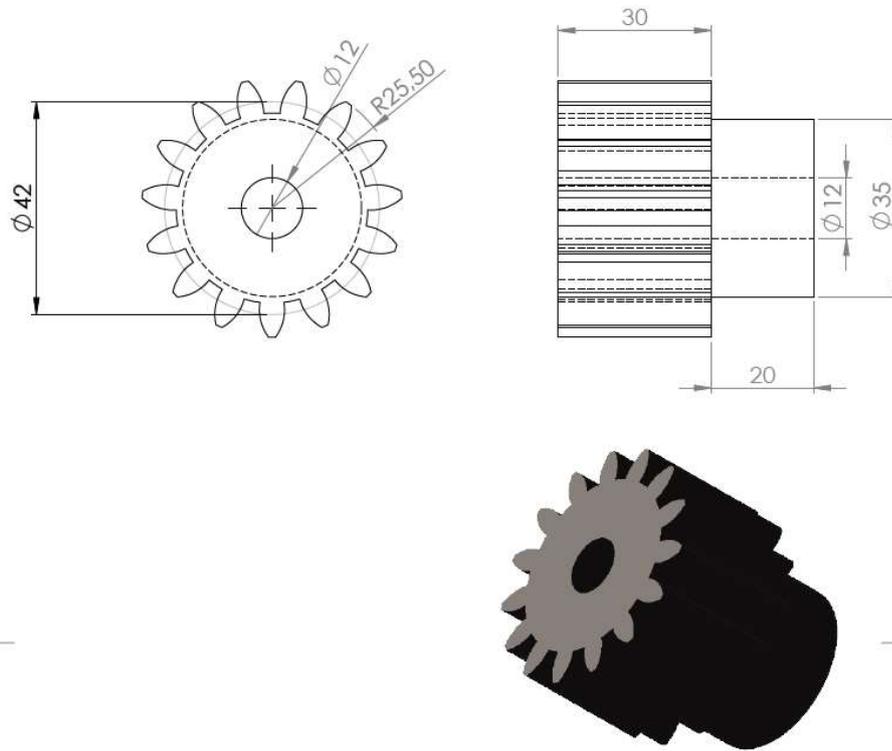
Fonte: Autoria Própria.

Como $\sigma < \sigma_{adm}$ e $\sigma_c < \sigma_{c,adm}$, o dimensionamento é satisfatório. E a geometria é representada na Figura 4.1.

O número de dentes da primeira e da segunda redução foram diferentes, mesmo o fator de redução sendo o mesmo. Isso ocorreu pois na segunda redução utilizou um módulo maior a fim de obter um diâmetro interno maior para adequação da engrenagem junto ao diâmetro do eixo.

O pinhão selecionado tem 15 dentes, catálogo ATI (2013, ed1). O código da engrenagem é BE401030015 de aço SAE 1040, sem tratamento, com $d_e = 48 \text{ mm}$, $d_p = 42 \text{ mm}$, $d_m = 33 \text{ mm}$, $D1 = 12 \text{ mm}$, $A = 50 \text{ mm}$ e $B = 30 \text{ mm}$. A geometria selecionada é representada pela Figura 4.4.

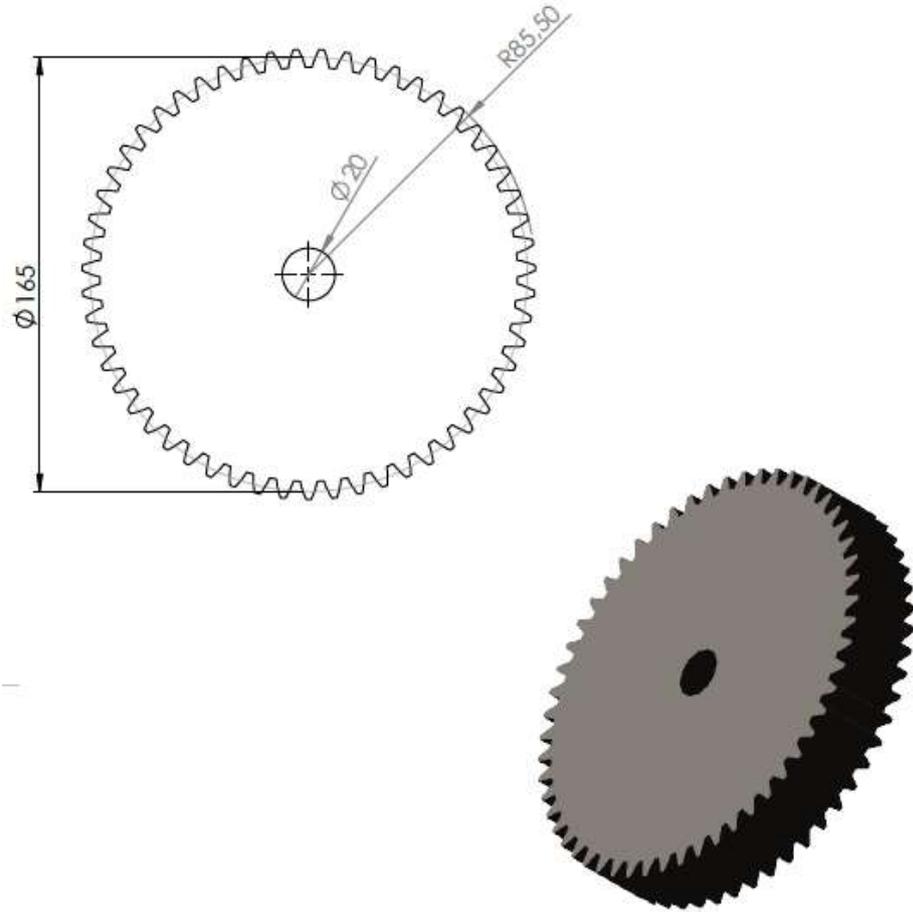
Figura 4.4 – Pinhão do segundo par de engrenagens.



Fonte: Autoria Própria

A coroa selecionada de 55 dentes, é a do catalogo ATI (2013, ed1). O código da engrenagem é BE411030055, de aço SAE 1040, sem tratamento, com $d_e = 171,0 \text{ mm}$, $d_p = 165,0 \text{ mm}$, $D1 = 20 \text{ mm}$ $A = 50 \text{ mm}$ e $B = 30 \text{ mm}$. A geometria selecionada é representada pela Figura 4.9.

Figura 4.5 – Coroa do segundo par de engrenagens.



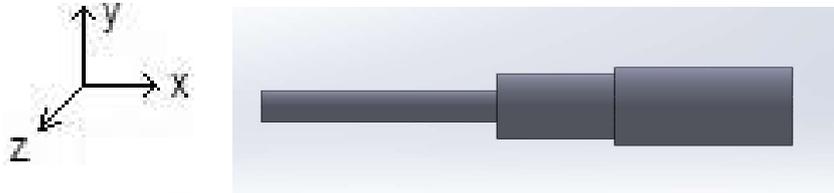
Fonte: Autoria Própria

4.3 EIXO

O eixo está sujeito a cargas devido a força de corte das lâminas e forças da engrenagem. Devido a presença da engrenagem, tem-se forças sendo geradas em dois planos. Desta forma, é preciso definir quais são as forças e seus planos, assim como fazer a combinação de tais forças obtendo desta forma a resultante.

Consideram-se os sentidos do plano em 3D para todas as considerações de eixos, como na Figura 4.6.

Figura 4.6 – Plano em 3D, para representação de eixos.



Fonte: Autoria Própria

Para o plano XZ o esforço será a carga transversal transmitida pela engrenagem, que conforme obtido nos resultados de cálculo de engrenagem é $W_t = 171,7 N$. O valor foi arredondado para $W_t = 0,2 kN$.

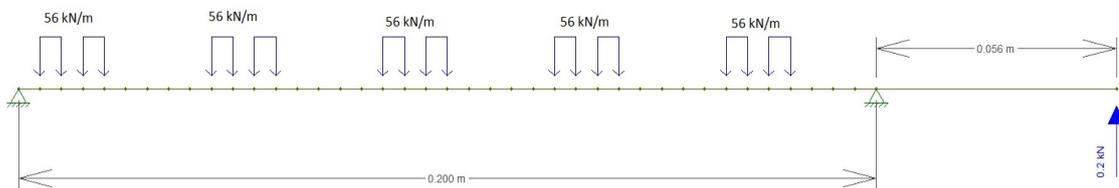
A força resultante devido ao ângulo de pressão de 20° , conforme Equação (4.3.1).

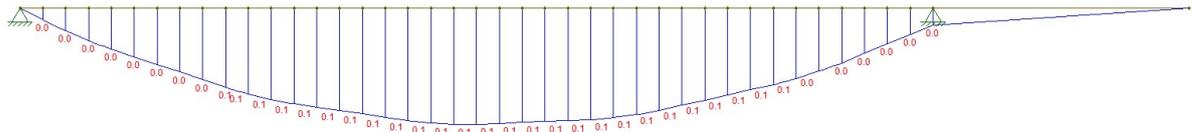
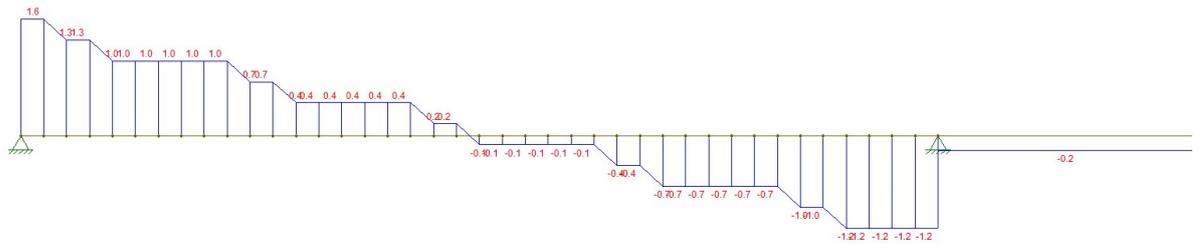
$$F_{res} = \frac{171,7}{\cos(20^\circ)} = 217,09 N \quad (4.3.1)$$

O valor da carga distribuída ao longo da viga, é de $56 kN/m$, pois como a força de corte como mencionado no 4.1 é de $280 N$ para uma lamina de $0,005 m$, temos que a carga distribuída por metro é de $56 kN$. Na Figura 4.7 e Figura 4.8 são dispostas as imagens das considerações e análise realizada no Ftool.

No plano XZ temos:

Figura 4.7 – Dimensionamento no Ftool, diagramas de esforço cortante e momento fletor no plano XZ.

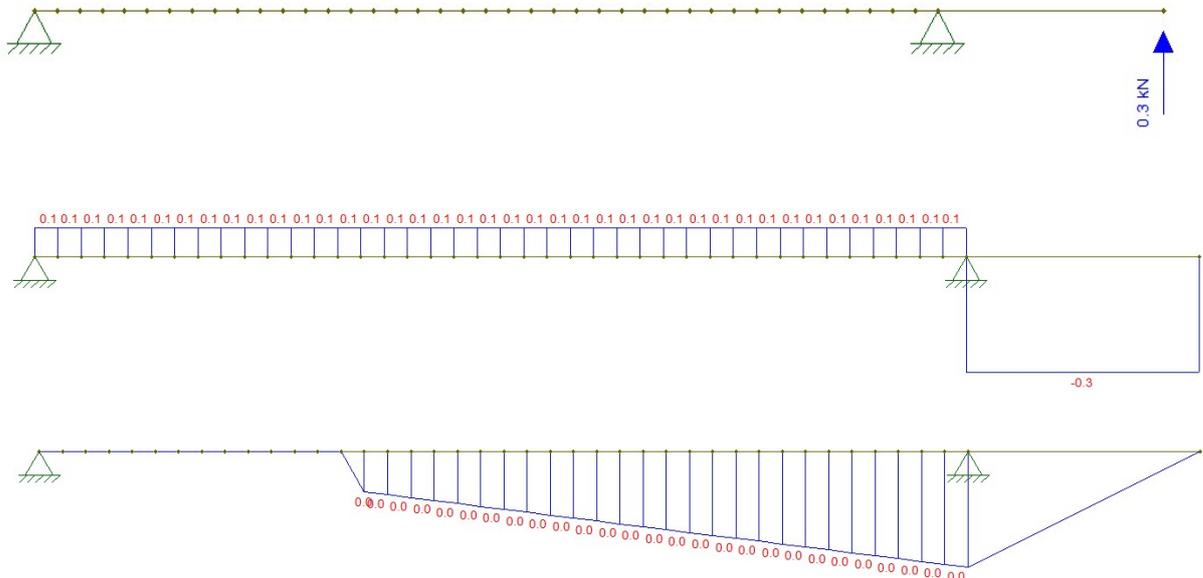




Fonte: Autoria Própria.

No plano XY temos:

Figura 4.8 – Dimensionamento no Ftool, diagramas de esforço cortante e momento fletor no plano XZ do eixo do alimentador.



Fonte: Autoria Própria.

Na Tabela 4.3 são apresentadas as premissas e resultados para as tensão flutuantes devido à flexão alternante, flexão média, torcional de cisalhamento alternante e média, conforme Equações (3.3.1) à (3.3.4), assim como resultados do diâmetro do eixo dada pela Equação (3.3.15).

Tabela 4.3 – Resultados obtidos para dimensionamento do eixo do alimentador.

Incógnitas	Informações	Valores	Forma de obter
-	Material	-	Dado de entrada
$S_{ut} (MPa)$	Resistência a tração	601×10^6	Dado de entrada
$S_e (MPa)$	Limite de endurance no local crítico	$229,77 \times 10^6$	Equação (3.3.8)
r (mm)	Raio do eixo	10	Dado de entrada
I (m^4)	Momento de inércia	$4,91 \times 10^{-10}$	Dado de entrada
J (m^4)	Momento polar de inércia	$1,57 \times 10^{-08}$	Dado de entrada
K_{fs}	Fator de concentração de tensão de fadiga para flexão	1	Tabela 3.8 Item 3.3.13.3.1
K_f	Fator de concentração de tensão de fadiga para torção	1	Tabela 3.8 Item 3.3.1
$M_a (N.m)$	Momento alternante	100	Figura 4.7 Figura 4.8
$M_m (N.m)$	Momento médio	0	Figura 4.7 Figura 4.8
$T_m (Nm)$	Torque Médio	85,02	Dado de entrada
$\sigma_a (N/m)$	Tensão de flexão alternante	$127,32 \times 10^6$	Equação (3.3.1)
$\sigma_m (N/m)$	Tensão de flexão média	0	Equação (3.3.2)
$\tau_a (N/m)$	Tensão torcional alternante	0	Equação (3.3.3)
$\tau_m (N/m)$	Tensão torcional média	$54,12 \times 10^6$	Equação (3.3.4)
$d_{eixo} (m)$	Diâmetro do eixo	0,02	Equação (3.3.15)

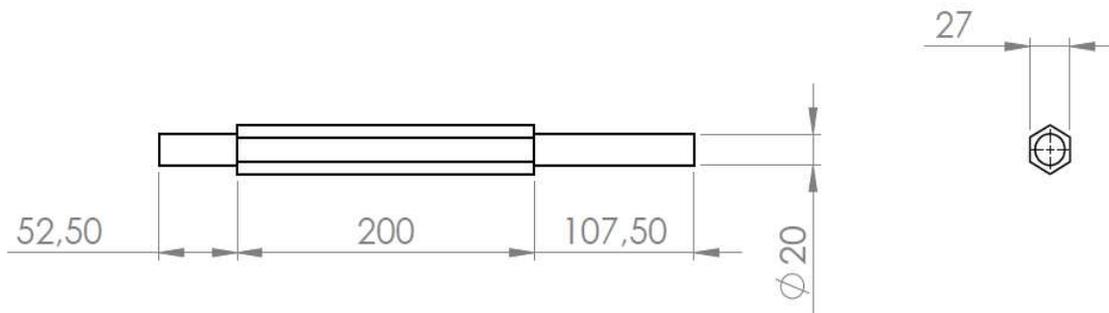
Fonte: Autoria Própria.

Os fatores K_f e K_{fS} são os fatores de concentração de tensão de fadiga para flexão e torção, respectivamente. Eles são definidos com base no raio de adoçamento (BUDYNAS, 2016). Como não teremos adoçamento no ponto onde o momento é crítico, considerou-se valores unitários.

Como o valor obtido para o eixo no ponto de momento crítico é de 20 mm, e como é o mesmo diâmetro interno da engrenagem e tem valor comercial, vamos considera-lo. Vale ressaltar que o critério de Goodman é conservativo e caso necessário uma aproximação para eixos comerciais, pode ser considerado diâmetros inferiores ao encontrado (BUDYNAS, 2016).

Os cálculos foram baseados no eixo cuja seção transversal é circular, porém as lâminas possuem geometria hexagonal no interior onde deve ser acoplado o eixo, dessa forma o eixo terá uma geometria hexagonal, não implicando em novos cálculos pois estamos sendo conservadores uma vez que a diferença de seções de circular para hexagonal é favorável. A geometria a ser considerada está disposta na Figura 4.9.

Figura 4.9 – Desenho do eixo principal das lâminas.



Fonte: Autoria Própria.

O eixo foi projetado considerando o ponto onde o momento é crítico, nesse ponto não há concentradores de tensões (local com tensões elevadas, devido a mudança de geometria por exemplo), por isso foi utilizado o valor de $K_{fS} = 1$ e $K_f = 1$.

Nos pontos onde há concentradores de tensões, como no local de posicionamento de chaveta e anel retentor, o momento é zero. Aplicando-se a Equação (3.3.15), obteríamos um valor de diâmetro de 17,8 mm. Como estamos usando um eixo de 20 mm é satisfatório o dimensionamento. Uma verificação rápida pode ser feita utilizando os valores de concentração de tensão da Tabela 3.8.

Os valores apresentados na Figura 4.9, são um pouco diferente dos apresentados na Figura 4.7. Pois no dimensionamento o mancal, por exemplo é considerado um ponto de apoio, sendo que ele possui um comprimento considerável, e então são adotados os pontos de centro assim como em engrenagens.

Na análise de deflexão foi utilizado o Ftool para determinação da deflexão nos pontos da engrenagem e do mancal como mostrado na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Deflexão e inclinação dos componentes do eixo do alimentador.

	Plano XZ	Plano XY	Resultante	Admissível
Deflexão – y Engrenagem	0,2121 mm	0,017 mm	0,2127 mm	0,25 mm
Inclinação - Θ Mancal Direito	$3,65 \times 10^{-3}$ rad	$2,75 \times 10^{-4}$ rad	$3,65 \times 10^{-3}$ rad	0,052 rad
Inclinação - Θ Mancal Esquerdo	$3,04 \times 10^{-3}$ rad	$1,37 \times 10^{-4}$ rad	$3,04 \times 10^{-3}$ rad	0,052 rad

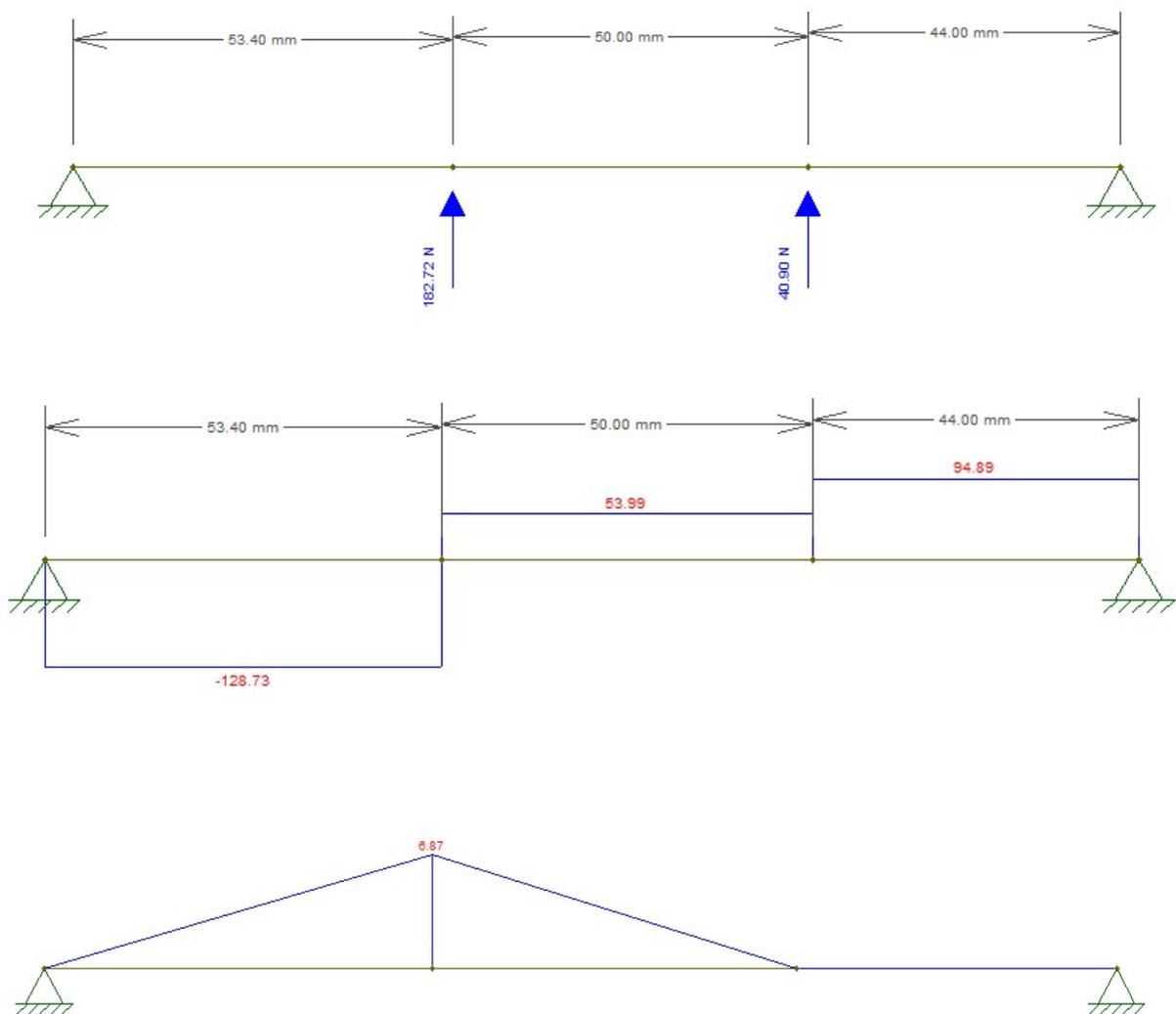
Fonte: Autoria própria

Com os resultados obtidos para deflexão, verifica-se que está aprovado o uso de um eixo de 20 mm.

O eixo auxiliar, que está suportando o segundo pinhão e a coroa da primeira redução devem ser dimensionados e seus diâmetros verificados. Considera-se um eixo de 12 mm (valor inicial, já que é o diâmetro interno da engrenagem selecionada), bi-apoiado conforme Figura 4.6. O apoio foi considerado como o centro do mancal e a força como centro da engrenagem. Esses valores foram determinados em paralelo com a seleção do mancal e engrenagem. Para verificação do diâmetro de 12 mm, utilizou-se o Ftool como mostrado. A Figura 4.10 e

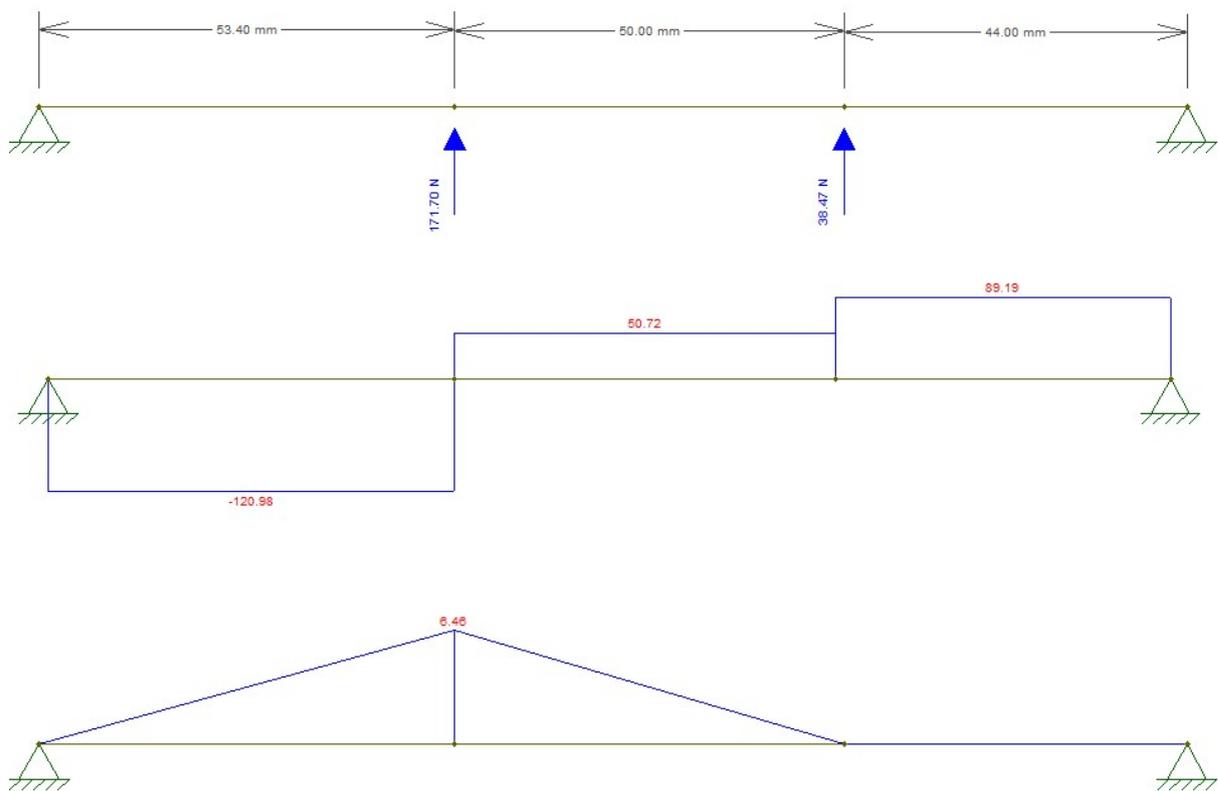
Figura 4.11 apresentam o esquema estrutural e os diagramas de esforços para o eixo analisado.

Figura 4.10 – Dimensionamento no Ftool, diagramas de esforço cortante e momento fletor no plano XZ do eixo com a primeira coroa e o segundo pinhão.



Fonte: Autoria própria

Figura 4.11 – Dimensionamento no Ftool, diagramas de esforço cortante e momento fletor no plano XY do eixo com a primeira coroa e o segundo pinhão.



Fonte: Autoria própria.

Os resultados apresentados pelo Ftool, são mostrados na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 – Resultados obtidos para dimensionamento do eixo do segundo pinhão e primeira coroa.

Incógnitas	Informações	Valores	Forma de obter
$S_{ut} (MPa)$	Resistência a tração	601×10^6	Dado de entrada
$S_e (MPa)$	Limite de endurance no local crítico	$242,26 \times 10^6$	Equação (3.3.8)
r (mm)	Raio do eixo	6	Dado de entrada
I (m^4)	Momento de inércia	$3,07 \times 10^{-11}$	Dado de entrada
J (m^4)	Momento polar de inércia	$2,035 \times 10^{-9}$	Dado de entrada
K_{fs}	Fator de concentração de tensão de fadiga para flexão	1,5	Tabela 3.8 Item 3.3.13.3.1
K_f	Fator de concentração de tensão de fadiga para torção	1,7	Tabela 3.8 Item 3.3.13.3.1
$M_a (N.m)$	Momento alternante	9,43	Figura 4.7 Figura 4.8
$M_m (N.m)$	Momento médio	0	Figura 4.7 Figura 4.8
$T_m (Nm)$	Torque Médio	24,286	Dado de entrada
$\sigma_a (N/m)$	Tensão de flexão alternante	$2,76 \times 10^9$	Equação (3.3.1)
$\sigma_m (N/m)$	Tensão de flexão média	0	Equação (3.3.2)
$\tau_a (N/m)$	Tensão torcional alternante	0	Equação (3.3.3)
$\tau_m (N/m)$	Tensão torcional média	121×10^6	Equação (3.3.4)
$d_{eixo} (m)$	Diâmetro do eixo	0,012	Equação (3.3.15)

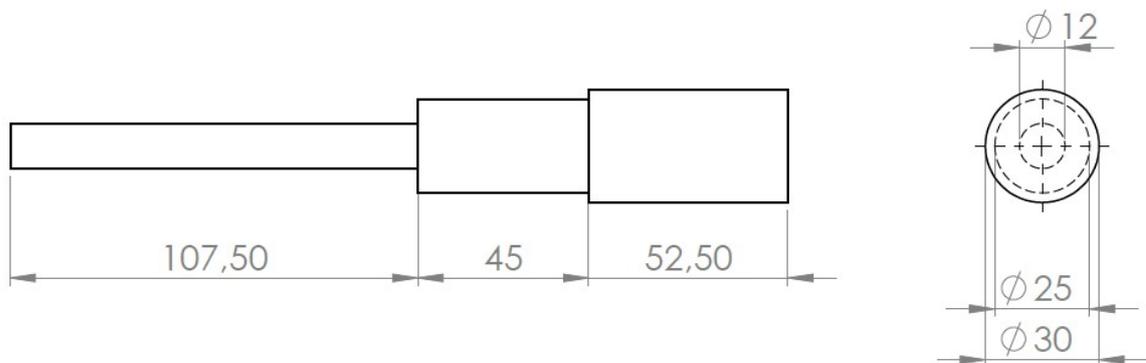
Fonte: Autoria Própria.

Baseado nos cálculos, conclui-se que pode ser usado um eixo de 12 mm. Para adequação e acoplamento na engrenagem será utilizado um eixo de 25 mm, ao qual será feita uma usinagem reduzindo para 12 mm o diâmetro, na posição onde o segundo pinhão irá se acoplar, pois o diâmetro interno da engrenagem é de 25 mm. Observa-se que o fator de entalhe foi considerado em K_{fs} e K_f com os valores que são recomendados por BUDYNAS, 2016 para adoçamento de ressalto.

Outra avaliação importante é o analisar o ponto que será necessário o anel retentor, pois o canal produzido para encaixe do anel é um concentrador de tensão. Nesse eixo a distância entre o ponto do anel retentor e o mancal é muito pequena, 10 milímetros, o que faz com que o momento seja muito pequeno e então obteríamos um valor de diâmetro inferior ao de 12 milímetros.

A geometria considerada é apresentada na Figura 4.12, com os escalonamentos necessários para a fixação de engrenagens e mancais.

Figura 4.12 – Desenho do eixo que contém duas engrenagens.



Fonte: Autoria Própria.

A Tabela 4.6 mostra os resultados obtidos da análise de deflexão do eixo a partir dos dados do Ftool.

Tabela 4.6 – Resultados obtidos para dimensionamento do eixo do segundo pinhão.

	Plano XZ	Plano XY	Resultante	Admissível	Status
Deflexão – y 2º pinhão	0,049 mm	0,048 mm	0,068 mm	0,25 mm	Aprovado
Deflexão – y 1ª coroa	0,050 rad	0,045 mm	0,067 mm	0,25 mm	Aprovado
Inclinação - Θ	0,0011 rad	0,0011 rad	0,0015 rad	0,052 rad	Aprovado

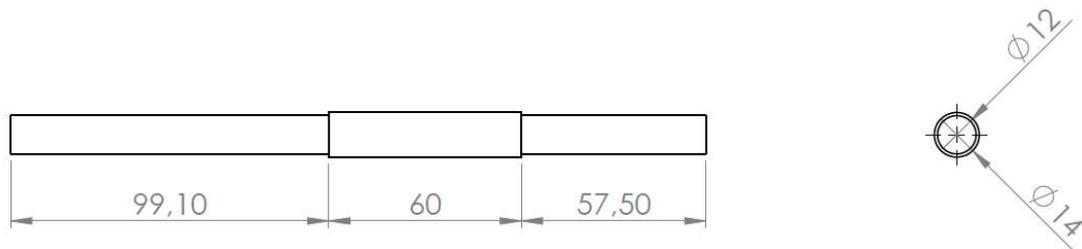
Mancal Direito					
Inclinação - Θ Mancal Esquerdo	0,0013 rad	0,0013 rad	0,0018 rad	0,052 rad	Aprovado

Fonte: Autoria própria

Com os resultados apresentados para a flexão o dimensionamento do eixo é satisfatório.

O eixo ao qual ficará acoplado o primeiro pinhão e a saída do motor, está sujeito a cargas menores que o acoplamento, a primeira coroa e o segundo pinhão, com isso não é necessário fazer os cálculos de tensão e deflexão do eixo novamente, uma vez que será encontrado um valor inferior a 12 mm. Assim pode-se utilizar 14 mm no eixo e o local de encaixe dos mancais e engrenagem fabricar para 12 mm, como apresentado na Figura 4.13

Figura 4.13 – Desenho do eixo de saída do motor.



Fonte: Autoria Própria

4.4 MANCAIS E ROLAMENTOS

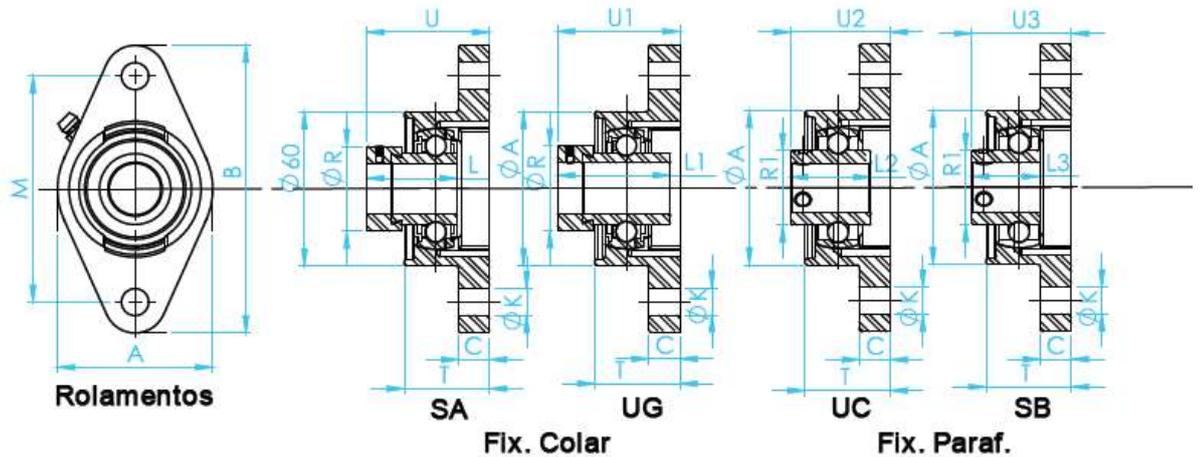
Aplicando-se a (3.6.1) tem o resultado da Equação (4.4.1).

$$C_{10} = F_D \left(\frac{L_D}{L_R} \right)^{\frac{1}{a}} = 1600 \left(\frac{60 \times 635 \times 5000}{10^6} \right)^{1/3} = 10,36 kN \quad (4.4.1)$$

A seleção de mancais e rolamentos será realizada no catálogo BRM-2017, com base nos valores de carga. No eixo do alimentador que tem 20 mm de diâmetro será necessário o uso de dois mancais de rolamento. O modelo tipo flange é adequado devido ao posicionamento do eixo

em relação ao ponto de fixação do mancal. Baseado nisso, selecionou-se 2 mancais com as características geométricas apresentadas na Figura 4.14.

Figura 4.14 – Mancal RCJT.



Fonte: Catálogo BRM

Os dados de medidas do mancal são apresentados na Tabela 4.7.

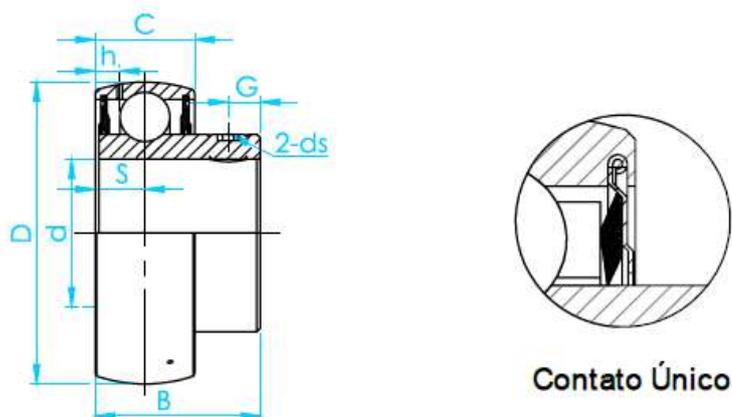
Tabela 4.7 – Medidas e informações do mancal RCJT.

EIXO	Mancal	B	M	A	C	T	K	L
mm	-	mm	mm	mm	mm	mm	mm	Mm
20	RCJT20	111,9	89,69	60,3	11,10	31,80	9,9	31
L1	L2	L3	U	U1	U2	U3	R	R1
mm	mm	mm	mm	mm	mm	Mm	mm	mm
43,7	31	27	42,5	45,6	37,3	37,3	33,3	27,6

Fonte: Catálogo BRM

O rolamento selecionado para o eixo do alimentador é o de esferas já que não tem forças axiais. O modelo SB205-16 do catálogo BRM, tem capacidade de carga dinâmica de 14kN, cujas características são apresentadas na Figura 4.15.

Figura 4.15 – Rolamento SB-204



Fonte: Catálogo BRM

As medidas do rolamento são apresentadas na Tabela 4.8.

Tabela 4.8 – Medidas e informações do rolamento SB-204.

Eixo mm	Rolamento SB204	D mm	B mm	C mm	S mm	h mm	G mm	Ds mm	Capacidade de Carga	
									Dinâmica $C_{10}(N)$	Estática $C_0(N)$
20		47	25	14	7	4	5	M6X1	12800	6650

Fonte: Catálogo BRM

Os mancais a serem utilizados no eixo que sai do motor, podem ser selecionados com base no diâmetro interno da engrenagem, 12 mm. Com isso obtêm-se o Mancal RCJT, para eixo de 12 mm, cujas características estão dispostas na Tabela 4.9, Tabela 4.10, Figura 4.14 e Figura 4.15.

Tabela 4.9 – Medidas e informações de mancal RCJT.

EIXO mm	Mancal -	B mm	M mm	A mm	C mm	T mm	K mm	L mm
12	RCJT	98,40	76,20	60,3	11,10	31,80	9,9	28,60
L1 mm	L2 mm	L3 mm	U mm	U1 mm	U2 mm	U3 mm	R mm	R1 mm
37,30	27,40	23,80	39,10	40,40	32,90	32,90	28,60	24,50

Fonte: Catálogo BRM

Tabela 4.10 – Medidas e informações do rolamento SB-204.

Eixo	Rolamento	D	B	C	S	h	G	ds	Capacidade de Carga	
									Dinâmica $C_{10}(N)$	Estática $C_0(N)$
mm	SB200	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm		
12		40	22	12	6	3,6	4	M5X0,8	9550	4780

Fonte: Catálogo BRM

No eixo onde está a primeira coroa e o segundo pinhão, pode ser colocado um mancal, considerando o eixo de 12 mm em uma das extremidades, conforme Tabela 4.9, Tabela 4.10, Figura 4.14 e Figura 4.15.

Na outra extremidade com 30 mm deve ser usado um mancal de 30 mm. Não é possível fazer uma usinagem e utilizar um mancal de 12 mm, pois isso complicaria a montagem e desmontagem da máquina. Dessa forma, tem-se na Tabela 4.11, Tabela 4.12, conforme Figura 4.14 e Figura 4.15, as dimensões do mancal a ser utilizado.

Tabela 4.11 – Medidas e informações do mancal RCJT25.

EIXO	Mancal	B	M	A	C	T	K	L
mm	-	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
30	RCJT30	141,3	116,7	83	13	30	12,5	35,7
L1	L2	L3	U	U1	U2	U3	R	R1
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
48,4	38,1	32,5	46,7	50,1	42,2	42,2	44,5	40,3

Fonte: Catálogo BRM

Tabela 4.12 – Medidas e informações do rolamento SB205-16.

Eixo	Rolamento	D	B	C	S	h	G	ds	Capacidade de Carga	
									Dinâmica $C_{10}(N)$	Estática $C_0(N)$
mm	SB205-19	mm								
30		62	30	16	8	5	6	M6X1	19500	11200

Fonte: Catálogo BRM

4.5 CHAVETAS

As chavetas são indispensáveis para a transmissão de torque entre engrenagens e eixos, seu dimensionamento parte da análise de cisalhamento e esmagamento. Para o eixo que sai do motor, teremos conforme Equação (3.4.1), (3.4.2) e (3.4.3) os seguintes resultados para análise de cisalhamento: $F_{se} = 805N$, $S_{sy} = 357,74MPa$, $l = 1,13 mm$. Isto é, considerando a chaveta de mesmo material da engrenagem, aço SAE 1040.

Para o esmagamento obtêm-se pela Equação (3.4.4) um valor de $l = 1,29 mm$. Os resultados para o comprimento da chaveta são bem pequenos, ou seja, poderia fazer um novo dimensionamento considerando outro tipo de material que tenha menor custo. Como optou-se por utilizar o mesmo material que a engrenagem, considerou-se a fabricação de uma chaveta de 1,30 mm x 2 mm. Para chavetas não é indicado usar fatores de segurança, pois é melhor a chaveta falhar primeiro do que peças do sistema que são mais complexas e com maior custo de aquisição.

Para o eixo que possui duas engrenagens, tem-se conforme Equação (3.4.1), (3.4.2) e (3.4.3) os seguintes resultados para análise de cisalhamento: $F_{se} = 1942,88N$, $S_{sy} = 357,74MPa$ e $l = 2,71mm$. Considerou-se a chaveta de mesmo material da engrenagem, aço SAE 1040.

Para o esmagamento obtêm-se pela Equação (3.4.4) um valor de $l = 5,43 mm$. Assim será utilizado a chaveta de comprimento $l = 5,43 mm$ e espessura $t = 2,00 mm$ nenhum fator de segurança é considerado como relatado anteriormente.

Para o eixo principal do alimentador, tem-se conforme as Equações (3.4.1), (3.4.2) e (3.4.3) os seguintes resultados para análise de cisalhamento: $F_{se} = 8502N$, $S_{sy} = 357,74MPa$ e $l = 11,88mm$.

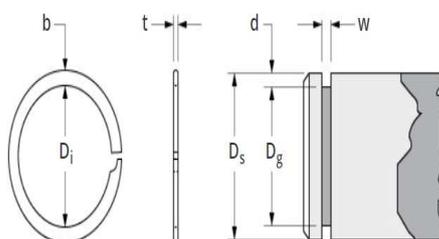
Para o esmagamento obtêm-se pela Equação (3.4.4) um valor de $l = 23,76 mm$. A chaveta é de mesmo material da engrenagem, aço SAE 1040. Assim será utilizado a chaveta de comprimento $l = 23,76 mm$ e espessura $t = 2,00 mm$ nenhum fator de segurança é considerado como relatado anteriormente.

4.6 ANEL DE RETENÇÃO

Nos eixos não tem carga axial, logo a seleção do anel não precisa ser tão rígida. O anel é usado devido a segurança e qualquer desalinhamento do sistema, que possa surgir ao longo do tempo e conseqüentemente faça surgir alguma carga axial.

Para o eixo que sai do motor, foi selecionado a peça VSM-12 conforme especificações da Figura 4.16 e Tabela 4.13.

Figura 4.16 – Anel retentor VSM-12-S02.



Fonte: <https://www.smalley.com/pt-br/guia-de-selecao-de-anel-de-retencao>

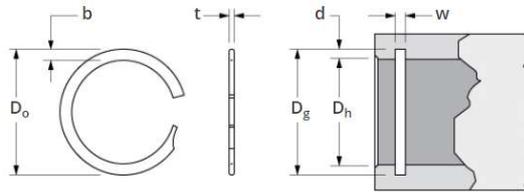
Tabela 4.13 – Dimensões do anel retentor VSM-12-S02.

Nº peça	Diâmetro do eixo (mm)	Cisalhamento do anel (N)	Produção do canal	Diâmetro do anel	Parede Radial
VSM-12	12	5779	1930	11,22	1,14
Espessura do anel (mm)	Diâmetro do canal (mm)	Largura mínima do canal (mm)	Número de voltas	Crimpar	Material
0,46	11,34	0,56	1	N	Aço carbono temperado

Fonte: <https://www.smalley.com/pt-br/guia-de-selecao-de-anel-de-retencao>

Para o eixo de 20 mm, foi selecionado o anel retentor conforme especificações da Figura 4.17 e Tabela 4.14.

Figura 4.17 – Anel retentor VSM-20.



Fonte: <https://www.smalley.com/pt-br/guia-de-selecao-de-anel-de-retencao>

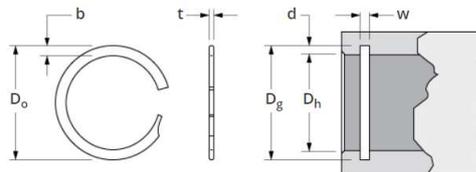
Tabela 4.14 – Dimensões do anel retentor VHM-20.

Nº peça	Diâmetro do eixo (mm)	Cisalhamento do anel (N)	Produção do canal	Diâmetro do anel	Parede Radial
VHM-20	20	11097	5166	21,26	1,65
Espessura do anel (mm)	Diâmetro do canal (mm)	Largura mínima do canal (mm)	Número de voltas	Crimpar	Material
0,53	21,06	0,66	1	N	Aço carbono temperado

Fonte: <https://www.smalley.com/pt-br/guia-de-selecao-de-anel-de-retencao>

Para o eixo de 25 mm, foi selecionado o anel retentor conforme especificações da Figura 4.18 e Tabela 4.15.

Figura 4.18 – Anel retentor VSM-30.



Fonte: <https://www.smalley.com/pt-br/guia-de-selecao-de-anel-de-retencao>

Tabela 4.15 – Dimensões do anel retentor VSM-30.

Nº peça	Diâmetro do eixo (mm)	Cisalhamento do anel (N)	Produção do canal	Diâmetro do anel	Parede Radial
VSM-25	25	13873	6458	23,71	1,65
Espessura do anel (mm)	Diâmetro do canal (mm)	Largura mínima do canal (mm)	Número de voltas	Crimpar	Material
0,53	23,94	0,66	1	N	Aço carbono temperado

Fonte: <https://www.smalley.com/pt-br/guia-de-selecao-de-anel-de-retencao>

4.7 LÂMINAS

O material selecionado para a lâmina é o aço inoxidável, para evitar a corrosão e consequentemente a redução da espessura, o que dificulta o funcionamento do sistema. As constantes físicas do aço inoxidável adotado são apresentadas na Tabela 4.16.

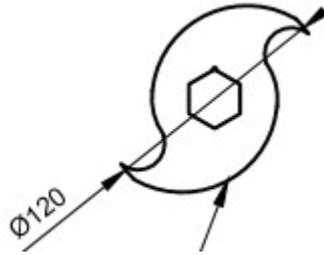
Tabela 4.16 – Constantes físicas do aço inoxidável (18-8).

Material	Módulo de elasticidade (GPa)	Coefficiente de Poisson ν
Aço inoxidável (18-8)	190,00	0,305

Fonte: Budynas, 2016.

A definição da geometria foi baseada na geometria disposta no site Precious Plastic de uma máquina de triturar garrafas do tipo PET, conforme modelo da Figura 4.19.

Figura 4.19 – Modelo da lâmina de corte.



Fonte: <https://preciousplastic.com/>

Com o modelo de lâmina selecionado, tem-se a geometria definida da seção transversal, que será usada para os cálculos de força de reação e momento fletor. A seção transversal da Figura 4.19 é um retângulo de lados 5 x 40 mm (b x h). Logo, com o auxílio das Equações (3.7.1), (3.7.2) e (3.7.3) e sabendo que a força é de 280 N obtêm-se os resultados conforme a Tabela 4.17.

Tabela 4.17 – Resultados obtidos para dimensionamento das lâminas.

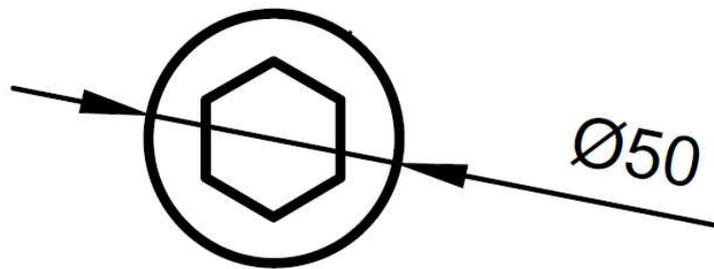
Momento Fletor Máximo (Nm)	Momento de Inércia (m⁴)	Tensão submetida (MPa)	Deflexão (m)	Tensão de escoamento (Mpa)
0,2	$2,67 \times 10^{-8}$	0,15	$1,18 \times 10^{-6}$	241

Fonte: Autoria própria

Conforme os outputs da Tabela 4.17, comparando-se a tensão que a lâmina está submetida com a tensão de escoamento do material, pode-se verificar que o dimensionamento está satisfatório. Assim como a deflexão é admissível por ser um valor muito baixo.

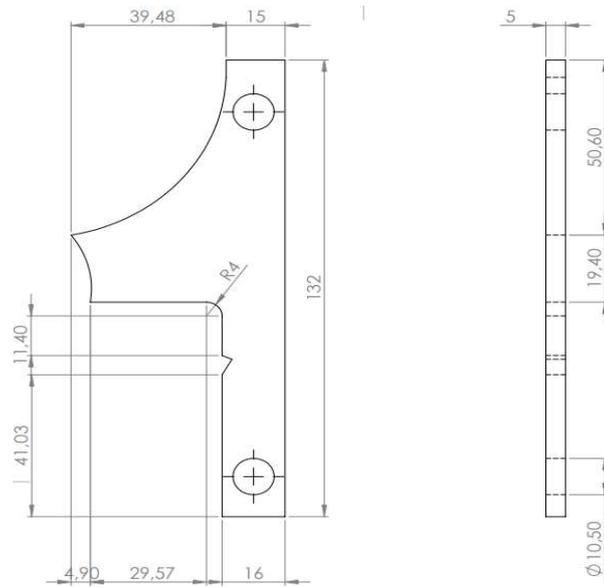
Um acessório importante para permitir a trituração do material, são os espaçadores das lâminas e as lâminas fixas. Os espaçadores são dispostos de forma intercalada entre as lâminas e são mostrados na Figura 4.20 . As lâminas fixas não se movimentam e são fixas na caixa da estrutura sendo representadas pela Figura 4.21e os espaçadores na Figura 4.22.

Figura 4.20 – Modelo do espaçador da lâmina de corte.



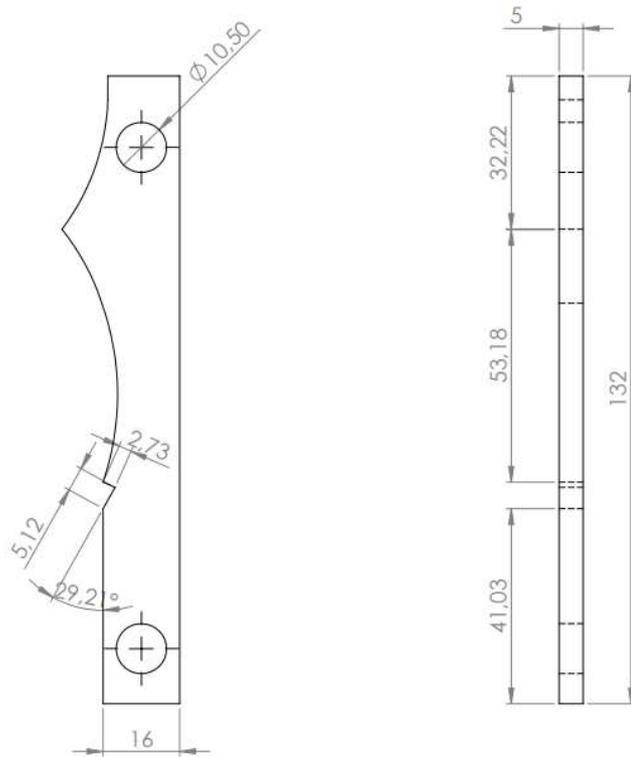
Fonte: <https://preciousplastic.com/>

Figura 4.21 – Lâminas fixas.



Fonte: <https://preciousplastic.com/>

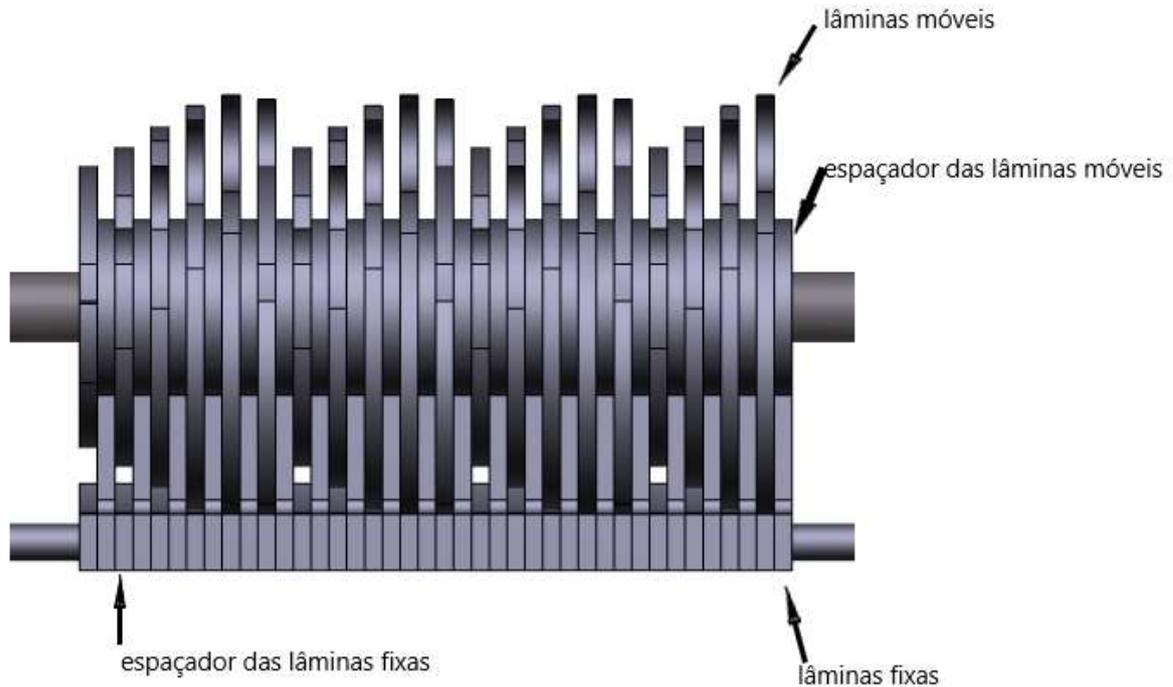
Figura 4.22 – Espaçadores das lâminas fixas.



Fonte: <https://preciousplastic.com/>

Quando montadas as lâminas e os espaçadores compõem o sistema de corte da máquina trituradora, como representado na Figura 4.23.

Figura 4.23 – Vista frontal das lâminas e espaçadores.



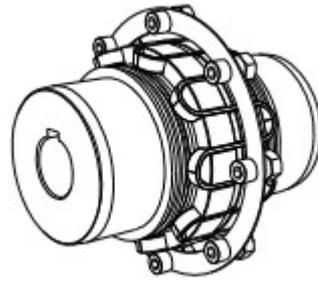
Fonte: Autoria Própria

4.8 ACOPLAMENTOS

A seleção de acoplamentos se dá a partir do resultado encontrado na Equação (3.8.1), que é de 8,90 Nm. Considerando o motor de 3cv, com 3600RPM e um fator de serviço de 1,5 que pode ser usado para o eixo principal de acionamento (PTI, 2017).

O tipo de acoplamento a ser usado é o tipo F, selecionado para o eixo principal de acionamento. Pode ser usado tanto em aplicações verticais quanto horizontais, sem características construtivas especiais. Isso é possibilitado por um anel de vedação com ressalto largo que mantém a capa em posição, além de aumentar a proteção contra perda de lubrificante ou entrada de poeira. O tipo F é aplicável para mais de 90% das instalações (PTI,2017).

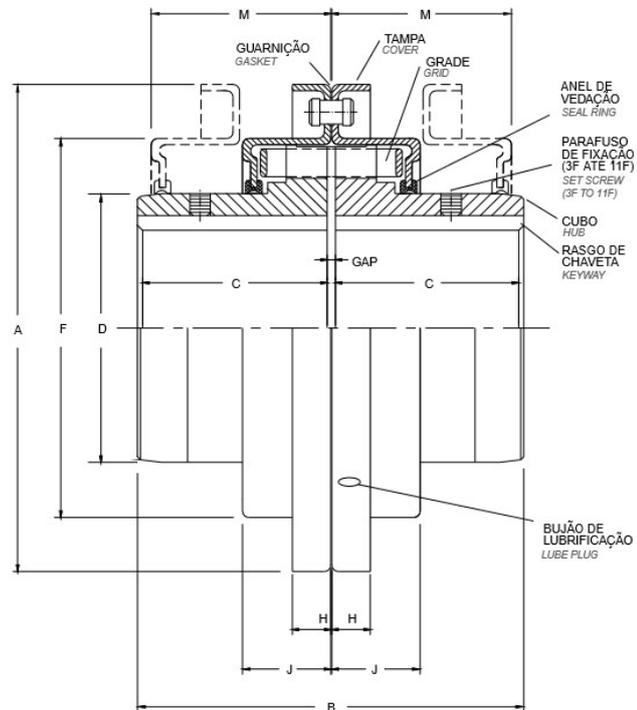
Figura 4.24 – Modelo de acoplamento do tipo F.



Fonte: Catálogo PTI, 2017.

O diâmetro do eixo do que sai do motor é 16mm e o primeiro eixo é de 12 mm. Assim o acoplamento deve possuir furo máximo e mínimo entre tais intervalos, com isso selecionou-se o acoplamento tipo F, tamanho 3F, cujas características são apresentadas na Figura 4.25:

Figura 4.25 – Acoplamento de grade elástica – Tipo F.



Fonte: Catálogo PTI, 2017.

Os valores correspondentes a geometria apresentada na Figura 4.25, são apresentadas na Tabela 4.18.

Tabela 4.18 – Dimensões do acoplamento de grade elástica – tipo F.

Tam	Dimensões (mm)											Peso sem furo (kg)	
	Furo (f)	A	B	C	D	F	H	J	M	Folga			
										Min.	Normal		Máx.
3F	$27 < f < 11$	95	86	41	41	67	16	22	44	2	3	4	1,5

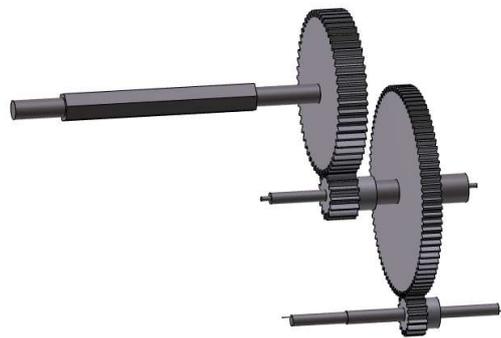
Fonte: Catálogo PTI, 2017.

4.9 MONTAGEM DOS COMPONENTES DE MÁQUINA

Com todos os componentes dimensionados e selecionados, serão apresentados desenhos gerais da montagem da máquina trituradora.

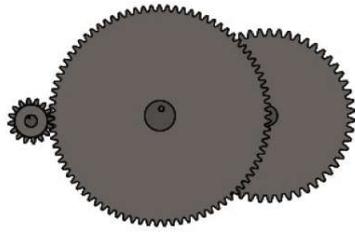
A Figura 4.26 ilustra todos os eixos e engrenagens montados, em vista isométrica. A Figura 4.27 ilustra diferentes vistas para melhor detalhamentos do sistema.

Figura 4.26 – Montagem de eixos e engrenagens.

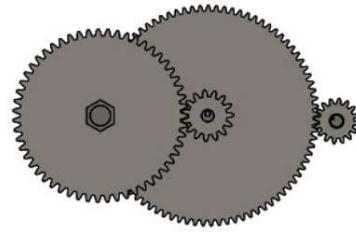


Fonte: Autoria Própria.

Figura 4.27 – Diferentes vistas da montagem de eixos e engrenagens.



*Frontal



*Posterior



*Esquerda



*Direita



*Superior



*Inferior

Fonte: Autoria Própria.

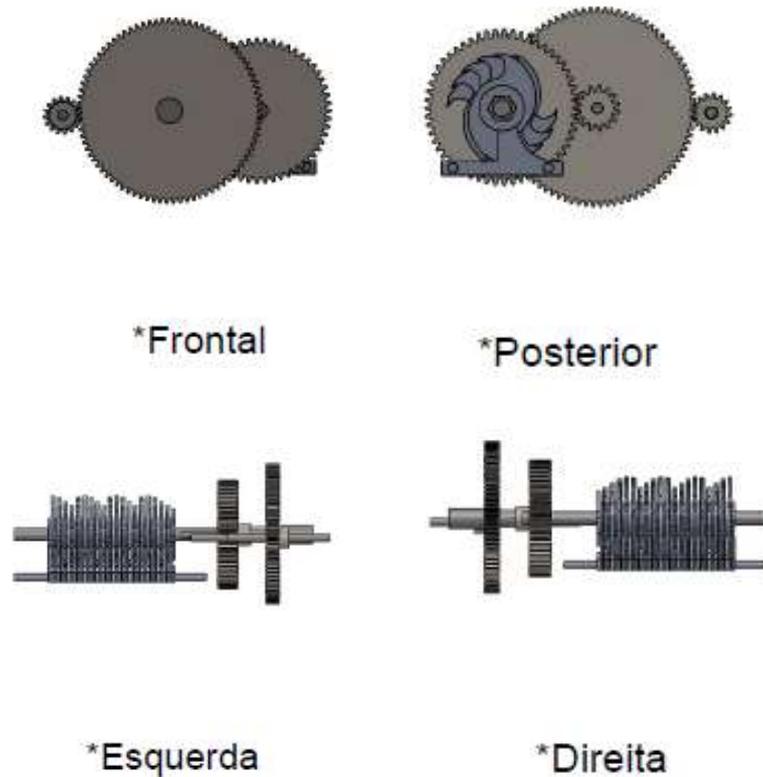
A Figura 4.28 ilustra todos os eixos, engrenagens, lâminas móveis e fixas e os espaçadores das lâminas montados, em vista isométrica. A Figura 4.29 mostra diferentes vistas destas montagens.

Figura 4.28 – Montagem de eixos, engrenagens, lâminas e espaçadores.



Fonte: Autoria Própria

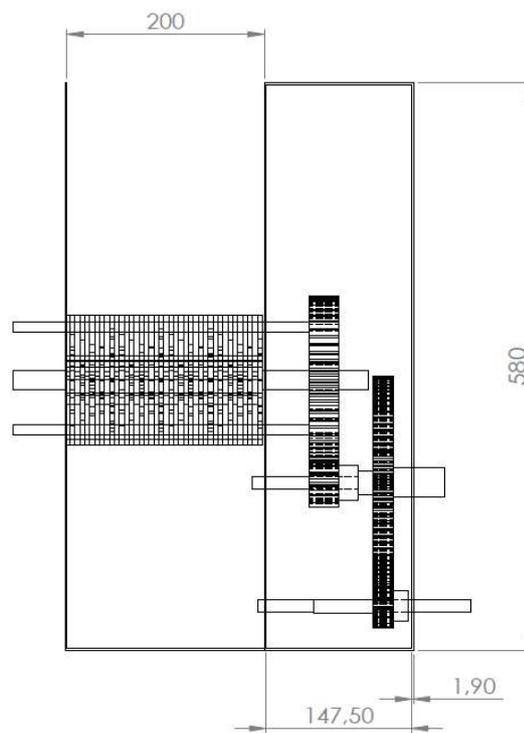
Figura 4.29 – Montagem de eixos, engrenagens, lâminas e espaçadores.



Fonte: Autoria Própria.

Para a caixa de apoio a estrutura não são necessário cálculos, apenas a seleção de dimensões de acordo com o padrão de catálogo. Dessa forma a chapa selecionada é a de espessura de 1,90 mm (Paulisteel, 2018), as dimensões são representadas na Figura 4.30.

Figura 4.30 – Vista frontal da máquina trituradora com a caixa da estrutura.



Fonte: Autoria Própria.

5. CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho apresentou o dimensionamento e seleção de peças para uma máquina trituradora de garrafas tipo PET. A partir desse projeto foi possível atender os objetivos iniciais propostos com um dimensionamento satisfatório, obedecendo normas e cálculos de engenharia, do sistema proposto.

O sistema apresenta interações entre todos os componentes dimensionados, sendo necessária a compreensão dos cálculos e a dependência das variáveis, uma vez que o redimensionamento de uma parte, implica na verificação dos demais componentes envolvidos.

Como sugestões para trabalhos futuros, recomenda-se:

- Determinação da força requerida para o corte, por meio de análise experimental e redimensionamento da máquina, caso necessário.
- Análise detalhada de custo.
- Fabricação dos componentes e construção da máquina.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMERICAN GEAR MANUFACTURERS ASSOCIATION. **Geometry Factors for Determining the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur, Helical and Herringbone Gear Teeth**. AGMA 908-B89, 1989.

AMERICAN NATIONAL STANDARD. **A Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth**: ANSI/AGMA 2001-D04, 2004.

C.J. Noll e C.Lipson, "**Allowable Working Stresses**", Society for experimental stress analysis, vol.3, n.2, 1946.

BUDYNAS, Richard; NISBETT, J.Keith. **Elementos de máquinas de Shigley**. 10ª Ed. Porto Alegre: AMGH, 2016.

International Standard, **Rolling bearings – Dynamic load rating and rating life**: ISO 281, 1990.

Joseph E.Shigley, "Unthreaded Fasteners", Capítulo 24 em Joseph E. Shigley, Charles R. Nischke e Thomas H. Brown, Jr. (eds.), **Standard Handbook of Machine Design**, 3ª ed., McGraw-Hill, Nova York, 2004.

NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas – Uma abordagem integrada**. 4ª Ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

Organização Internacional de Padronização: ISO 281/I-197726.

Catálogo - Componentes para transmissão – ATI. Disponível em: <<http://atibrasil.com.br/wp-content/uploads/2016/08/CAT%C3%81LOGOCOMPONENTESPARATRANSMISSAO-JUN-2016-WEB.pdf>>. Acesso em: 07 de outubro 2017.

Catálogo – Mancais e Rolamentos – BRM. Disponível em: <www.brm.com.br>. Acesso em: 05 de novembro de 2017.

Catálogo – Anel de retenção – Smalley. Disponível em: <<https://www.smalley.com/pt-br/guia-de-selecao-de-anel-de-retencao>>. Acesso em: 05 de novembro de 2017.

Catálogo - Weg número 050.08/012009.

Catálogo – Chapa – Paulisteel. Disponível em: http://www.paulisteel.com.br/site/images/online/cat%C3%A1logo_a%C3%A7os_downloads.pdf. Acesso em: 21/04/18.

<https://preciousplastic.com/>. Acesso em: 10/08/17

<http://www.emtermos.com.br/abms/ed30/textos/PALESTRA%20DOGMA%20FATOR%20SEGURAN%C7A.pdf>. Acesso em: 19/11/17.

<https://www.smalley.com/pt-br/guia-de-selecao-de-anel-de-retencao>. Acesso em 15/11/2017.

¹ Joseph Marin. Mechanical Behavior of Engineering Materials. Englewood Cliffs,N.J.: Prentice-Hall, 1962, p.224.

¹ E.B.Haugen;P.H.Wirsching. Probabilistic Design. *Machine Design*, vol.47,n.12,1975,p.10-14

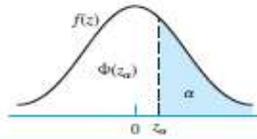
ANEXO – A – Distribuição normal para determinação da confiabilidade para equação de Marin.

Table A-10

Cumulative Distribution Function of Normal (Gaussian) Distribution

$$\Phi(z_\alpha) = \int_{-\infty}^{z_\alpha} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{u^2}{2}\right) du$$

$$= \begin{cases} \alpha & z_\alpha \leq 0 \\ 1 - \alpha & z_\alpha > 0 \end{cases}$$



Z_α	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
0.0	0.5000	0.4960	0.4920	0.4880	0.4840	0.4801	0.4761	0.4721	0.4681	0.4641
0.1	0.4602	0.4562	0.4522	0.4483	0.4443	0.4404	0.4364	0.4325	0.4286	0.4247
0.2	0.4207	0.4168	0.4129	0.4090	0.4052	0.4013	0.3974	0.3936	0.3897	0.3859
0.3	0.3821	0.3783	0.3745	0.3707	0.3669	0.3632	0.3594	0.3557	0.3520	0.3483
0.4	0.3446	0.3409	0.3372	0.3336	0.3300	0.3264	0.3238	0.3192	0.3156	0.3121
0.5	0.3085	0.3050	0.3015	0.2981	0.2946	0.2912	0.2877	0.2843	0.2810	0.2776
0.6	0.2743	0.2709	0.2676	0.2643	0.2611	0.2578	0.2546	0.2514	0.2483	0.2451
0.7	0.2420	0.2389	0.2358	0.2327	0.2296	0.2266	0.2236	0.2206	0.2177	0.2148
0.8	0.2119	0.2090	0.2061	0.2033	0.2005	0.1977	0.1949	0.1922	0.1894	0.1867
0.9	0.1841	0.1814	0.1788	0.1762	0.1736	0.1711	0.1685	0.1660	0.1635	0.1611
1.0	0.1587	0.1562	0.1539	0.1515	0.1492	0.1469	0.1446	0.1423	0.1401	0.1379
1.1	0.1357	0.1335	0.1314	0.1292	0.1271	0.1251	0.1230	0.1210	0.1190	0.1170
1.2	0.1151	0.1131	0.1112	0.1093	0.1075	0.1056	0.1038	0.1020	0.1003	0.0985
1.3	0.0968	0.0951	0.0934	0.0918	0.0901	0.0885	0.0869	0.0853	0.0838	0.0823
1.4	0.0808	0.0793	0.0778	0.0764	0.0749	0.0735	0.0721	0.0708	0.0694	0.0681
1.5	0.0668	0.0655	0.0643	0.0630	0.0618	0.0606	0.0594	0.0582	0.0571	0.0559
1.6	0.0548	0.0537	0.0526	0.0516	0.0505	0.0495	0.0485	0.0475	0.0465	0.0455
1.7	0.0446	0.0436	0.0427	0.0418	0.0409	0.0401	0.0392	0.0384	0.0375	0.0367
1.8	0.0359	0.0351	0.0344	0.0336	0.0329	0.0322	0.0314	0.0307	0.0301	0.0294
1.9	0.0287	0.0281	0.0274	0.0268	0.0262	0.0256	0.0250	0.0244	0.0239	0.0233
2.0	0.0228	0.0222	0.0217	0.0212	0.0207	0.0202	0.0197	0.0192	0.0188	0.0183
2.1	0.0179	0.0174	0.0170	0.0166	0.0162	0.0158	0.0154	0.0150	0.0146	0.0143
2.2	0.0139	0.0136	0.0132	0.0129	0.0125	0.0122	0.0119	0.0116	0.0113	0.0110
2.3	0.0107	0.0104	0.0102	0.00990	0.00964	0.00939	0.00914	0.00889	0.00866	0.00842
2.4	0.00820	0.00798	0.00776	0.00755	0.00734	0.00714	0.00695	0.00676	0.00657	0.00639
2.5	0.00621	0.00604	0.00587	0.00570	0.00554	0.00539	0.00523	0.00508	0.00494	0.00480
2.6	0.00466	0.00453	0.00440	0.00427	0.00415	0.00402	0.00391	0.00379	0.00368	0.00357
2.7	0.00347	0.00336	0.00326	0.00317	0.00307	0.00298	0.00289	0.00280	0.00272	0.00264
2.8	0.00256	0.00248	0.00240	0.00233	0.00226	0.00219	0.00212	0.00205	0.00199	0.00193
2.9	0.00187	0.00181	0.00175	0.00169	0.00164	0.00159	0.00154	0.00149	0.00144	0.00139

Table A-10

Cumulative Distribution Function of Normal (Gaussian) Distribution* (Continued)

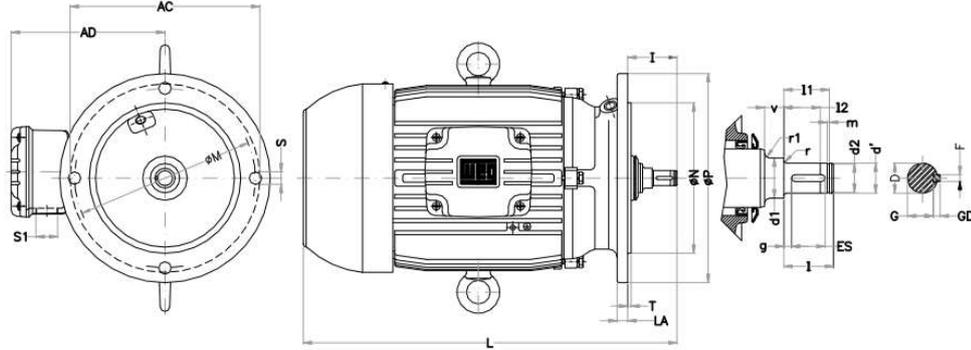
z_α	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
3	0.00135	0.0 ³ 968	0.0 ³ 687	0.0 ³ 483	0.0 ³ 337	0.0 ³ 233	0.0 ³ 159	0.0 ³ 108	0.0 ⁴ 723	0.0 ⁴ 481
4	0.0 ⁴ 317	0.0 ⁴ 207	0.0 ⁴ 133	0.0 ⁵ 854	0.0 ⁵ 541	0.0 ⁵ 340	0.0 ⁵ 211	0.0 ⁵ 130	0.0 ⁶ 793	0.0 ⁶ 479
5	0.0 ⁶ 287	0.0 ⁶ 170	0.0 ⁷ 996	0.0 ⁷ 579	0.0 ⁷ 333	0.0 ⁷ 190	0.0 ⁷ 107	0.0 ⁸ 599	0.0 ⁸ 332	0.0 ⁸ 182
6	0.0 ⁹ 987	0.0 ⁹ 530	0.0 ⁹ 282	0.0 ⁹ 149	0.0 ¹⁰ 777	0.0 ¹⁰ 402	0.0 ¹⁰ 206	0.0 ¹⁰ 104	0.0 ¹¹ 523	0.0 ¹¹ 260
z_α	-1.282	-1.643	-1.960	-2.326	-2.576	-3.090	-3.291	-3.891	-4.417	
$F(z_\alpha)$	0.10	0.05	0.025	0.010	0.005	0.001	0.0005	0.0001	0.000005	
$R(z_\alpha)$	0.90	0.95	0.975	0.990	0.995	0.999	0.9995	0.9999	0.999995	

*The superscript on a zero after the decimal point indicates how many zeros there are after the decimal point. For example, 0.0⁴481 = 0.000 048 1.

Fonte: BUDYNAS,2016.

ANEXO – B – Motor selecionado para a máquina trituradora.

Motor para redutor (tipo 1)



Flange	Carcaça	DIMENSÕES DO EIXO DO MOTOR																Rolamento		DIMENSÕES DO FLANGE DO MOTOR															
		D n6	d' d9	d1	d2 h12	g	i	l	l1 +0.1	l2	m H13	r	r1	v	ES	F	G	GD	L	Dianteiro	∅P	∅M	∅N	S	Furos	T	LA								
120	63	10	14	9.6	3	35	18.5	17	14.5	1.1	1	3	4	12	2	8.7	2	275	6303 ZZ	120	100	80	7	4	2.5	9									
	71	10	14	9.6			18.5	17	14.5										1								3	4	12	2	8.7	2	307	6303 ZZ	10
	80	12	17	10.5			20.5	19	16										1								3	6	14	3	10	3	334	6303 ZZ	10
	90S	14	20	13.4			22.5	21	16										1								4	8	14	3	12	3	356	6306 ZZ	10
	90L																																381		
	100	16	22	15.2			26	24	20										1.6								4	8	18	4	13.4	4	433	6306 ZZ	10
160	63	10	14	9.6	3	41.5	18.5	17	14.5	1.1	1	3	4	12	2	8.7	2	275	6303 ZZ	160	130	110	10	4	3.5	10									
	71	10	14	9.6			18.5	17	14.5										4								12	2	8.7	2	307	6303 ZZ	10		
	80	12	17	10.5			20.5	19	16										6								14	3	10	3	334	6303 ZZ	11		
	90S	14	20	13.4			22.5	21	16										8								14	3	12	3	356	6306 ZZ	12		
	90L													381																					
	100	16	22	15.2	26	24	20	8	18	4	13.4	4	433	6306 ZZ	12																				
	112	18	25	17	4	44	29	27.2	23	10	20	4	15.4	4	450	6307 ZZ	12																		
	132S	22	30	21	5	36	34.2	27.5	1.3	10	25	5	18.5	5	536	6309 ZZ	12																		
132M														574																					

Fonte: WEG, 2017.