



**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO PIAUÍ
CAMPUS TERESINA CENTRAL
CURSO DE BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

BENEDITO FONSÊCA FERREIRA NETO

**DIMENSIONAMENTO DE UM REDUTOR DE ENGRENAGENS CILÍNDRICAS
DE DENTES RETOS PARA UMA ESTEIRA TRANSPORTADORA DE
PEQUENO PORTE**

TERESINA

2022

BENEDITO FONSÊCA FERREIRA NETO

DIMENSIONAMENTO DE UM REDUTOR DE ENGRENAGENS CILÍNDRICAS
DE DENTES RETOS PARA UMA ESTEIRA TRANSPORTADORA DE
PEQUENO PORTE

Trabalho de Conclusão de Curso (monografia) apresentado como exigência parcial para obtenção do diploma do Curso de Bacharelado em Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí. Campus Teresina Central.

Orientador: Prof. Me. Antônio Ítalo Rodrigues Pedrosa

TERESINA

2022

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD

Ferreira Neto, Benedito Fonsêca

F383d Dimensionamento de um redutor de engrenagens cilíndricas de dentes retos para uma esteira transportadora de pequeno porte / Benedito Fonsêca Ferreira Neto. - 2022.
61 f.: il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica)

- Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí, Campus Teresina Central, 2022.

Orientador : Prof Me. Antônio Ítalo Rodrigues Pedrosa.

1. Redutor de velocidades. 2. Esteira transportadora. 3. Elementos de máquinas. I. Título.

CDD - 620

Elaborado por Tanize Maria Sales CRB 3/1024

BENEDITO FONSÊCA FERREIRA NETO

DIMENSIONAMENTO DE UM REDUTOR DE ENGRENAGENS CILÍNDRICAS
DE DENTES RETOS PARA UMA ESTEIRA TRANSPORTADORA DE
PEQUENO PORTE

Trabalho de Conclusão de Curso (monografia) apresentado como exigência parcial para obtenção do diploma do Curso de Bacharelado em Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí. Campus Teresina Central.

Aprovada em: ____/____/____.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Me. Antônio Ítalo Rodrigues Pedrosa (Orientador)
Instituto Federal do Piauí (IFPI)

Prof. Me. Gustavo Portela de Deus
Instituto Federal do Piauí (IFPI)

Prof. Me. Ricardo Cardoso Soares
Instituto Federal do Piauí (IFPI)

TERESINA

2022

*Dedico este trabalho
ao sagrado Divino, a
minha família e amigos
que direta ou
indiretamente me
ajudaram.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente ao Divino pela força e condução para um caminho de sucesso e felicidade.

Também agradeço aos meus familiares, minha mãe Elvira, irmão Ricardo e pai Sérgio. Meus familiares que já não estão entre nós, mas deixaram um legado de amor, coragem, garra e superação, minha avó Eunice, tio Luis e tia Francisquinha. Também ao meu padrinho Benedito Filho, madrinha Socorro, madrinha Gislene e padrinho Cleodato, que contribuíram para minha educação com valores e moral. Um agradecimento especial aos meus primos George, Geovane, Marquinhos, Érico, Leandro e Daví, assim como todos aqueles que indiretamente contribuíram de alguma forma para minha formação como ser humano e profissional.

Um agradecimento especial aos irmãos e irmãs que a vida me deu, meus amigos de curso, trabalho e escola. Muito obrigado a Alex Ribeiro, Mateus, Laércio Rodrigo, Eduardo, Geifferson, Alley, André Ferreira, Heitor Costa, Iara, Moacir, Nauro, Lucas Costa, Anderson, Dyecks e Ricardo Henrique. Aos amigos do trabalho, Edylauson, Yran, Marcos, Kaire, Lorena, Devis, Leandro e Luan.

Ao IFPI — Campos Teresina Central pelo acolhimento e suporte e aos meus professores pelo aprendizado que me proporcionaram.

Ao meu orientador, professor Antônio Ítalo Rodrigues Pedrosa pela orientação e incentivo que tornaram possível a conclusão deste trabalho e curso.

E a todos que contribuíram direta ou indiretamente para que este trabalho fosse realizado.

“Não deve haver limites para o esforço humano. Somos todos diferentes. Por pior do que a vida possa parecer, sempre há algo que podemos fazer em que podemos obter sucesso. Enquanto houver vida, haverá esperança.”

Stephen Hawking

RESUMO

Os redutores de velocidade têm a função de reduzir a rotação de entrada em um sistema para um valor ideal de operação e são amplamente utilizados em sistemas de transmissão nas mais diversas aplicações. Visando desenvolver um redutor de velocidades para a operação de uma esteira transportadora, o presente trabalho propõe o dimensionamento dos componentes internos presentes no redutor, sendo esses suas engrenagens, eixos, chavetas e a seleção dos mancais utilizados. Com esses elementos dimensionados, será feita uma modelagem em 3D utilizando o *Software CAD SolidWorks* e a simulação em CAE desses. Tendo como ponto de partida a velocidade linear da esteira e as informações do motor elétrico utilizado, foi feito todo o dimensionamento. Como resultado, foi obtido uma configuração de dois pares de engrenagens, um de 25 e 113 dentes, com coeficientes de segurança de 3,8 e 1,3 respectivamente, e o outro de 29 e 140 dentes, com coeficientes de segurança de 1,4 e 3,3 respectivamente, dispostos em 3 eixos, com diâmetros de 20 mm, 22 mm e 35 mm, com coeficientes de segurança de 5,2, 1,5 e 2,2 respectivamente e com chavetas segundo a norma DIN6885 e mancais SKF61804, SKF61905 e SKF61807. Essa configuração proporcionou uma redução total de 21:1 para o sistema, o que permite que a velocidade linear ideal de operação para a esteira seja atingida. A análise estática em elementos finitos das engrenagens e eixos não identificou tensões maiores que o limite de escoamento do material de fabricação desses componentes, mesmo nas situações mais extremas. Com isso, fica atestado que os componentes dimensionados neste trabalho devem suportar todos os esforços para o qual foram dimensionados.

Palavras-chave: Redutor de velocidades, esteira transportadora, Elementos de máquinas.

ABSTRACT

Speed reducers have the function of reducing the input rotation in a system to an ideal operating value and are widely used in transmission systems in the most diverse applications. Aiming to develop a speed reducer for the operation of a conveyor belt, the present paper proposes the dimensioning of the internal components present in the reducer, being these its gears, shafts, keys and the selection of the used bearings. With the dimensioned elements, a 3D modeling will be made using *SolidWorks CAD Software* and CAE simulation of these. Taking as a starting point the linear speed of the belt and the information of the electric motor used, all the dimensioning was carried out. As a result, a configuration of two pairs of gears was obtained, one with 25 and 113 teeth, with safety factors of 3.8 and 1.3 respectively, and the other with 29 and 140 teeth, with safety factors of 1.4 and 3.3 respectively, arranged in 3 axes, with diameters of 20 mm, 22 mm and 35 mm, and safety factors of 5.2, 1.5 and 2.2 respectively and with keys according to the standard DIN6885 and bearings SKF61804, SKF61905 and SKF61807. This configuration provided a total reduction of 21:1 for the system, which allows the optimal linear speed of operation for the belt to be achieved. The finite element static analysis of the gears and shafts did not identify stresses greater than the yield strength of the manufacturing material of these components, even in the most extreme situations. With this, it is attested that the components dimensioned in this paper must support all the efforts for which they were dimensioned.

Keywords: Speed reducer, Conveyor belt, Machine elements.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1	- Exemplo de esteira transportadora em ambiente industrial.....	20
Figura 2	- Exemplo de esteira(correia) transportadora plana.....	21
Figura 3	- Esteira(correia) transportadora abaulada	22
Figura 4	- Nomenclatura do dente reto de uma engrenagem	23
Figura 5	- Trens de engrenagens	25
Figura 6	- Módulos normalizados DIN 780	26
Figura 7	- Sentido de aplicação da tensão de cisalhamento	31
Figura 8	- Dimensões da chaveta plana	32
Figura 9	- Motor elétrico Aexit DC	34
Figura 10	- Modelo em CAD da esteira transportadora	35
Figura 11	- Momento fletor máximo encontrado para o eixo 1.....	42
Figura 12	- Momento fletor máximo encontrado para o eixo 2.....	42
Figura 13	- Momento fletor máximo encontrado para o eixo 3.....	42
Figura 14	- Posicionamento dos centros das engrenagens nos eixos	43
Figura 15	- Modelagem da engrenagem 1	46
Figura 16	- Modelagem da engrenagem 2	47
Figura 17	- Modelagem da engrenagem 3	47
Figura 18	- Modelagem da engrenagem 4	47

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 19	- Modelagem do eixo 1 e sua chaveta	48
Figura 20	- Modelagem do eixo 2 suas chavetas	48
Figura 21	- Modelagem do eixo 3 e suas chavetas	49
Figura 22	- Montagem dos elementos internos do redutor, vista isométrica	49
Figura 23	- Montagem dos elementos internos do redutor, vista frontal	50
Figura 24	- Gradiente de tensões da engrenagem 1 em escala de distorção 1197,56 do <i>SolidWorks</i>	51
Figura 25	- Gradiente de tensões da engrenagem 2 em escala de distorção 519,68 do <i>SolidWorks</i>	51
Figura 26	- Gradiente de tensões da engrenagem 3 em escala de distorção 457,03 do <i>SolidWorks</i>	51
Figura 27	- Gradiente de tensões da engrenagem 4 em escala de distorção 1106,49 do <i>SolidWorks</i>	52
Figura 28	- Deslocamento máximo obtido para a engrenagem 2 em escala de distorção 519,68 do <i>SolidWorks</i>	53
Figura 29	- Gradiente de tensões no eixo 1 em escala de distorção 1232,43 do <i>SolidWorks</i>	54
Figura 30	- Gradiente de tensões no eixo 2 em escala de distorção 513,41 do <i>SolidWorks</i>	54
Figura 31	- Gradiente de tensões no eixo 3 em escala de distorção 10091,90 do <i>SolidWorks</i>	54
Figura 32	- Deslocamento máximo obtido no eixo 2 em escala de distorção 513,41 do <i>SolidWorks</i>	55

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados iniciais para a obtenção da relação de transmissão.....	36
Tabela 2 – Dados obtidos no dimensionamento inicial.....	37
Tabela 3 – Valores obtidos no dimensionamento do pinhão Z1.....	38
Tabela 4 – Características geométricas do primeiro par de engrenagens.....	39
Tabela 5 – Valores obtidos no dimensionamento do pinhão Z3.....	40
Tabela 6 – Características geométricas do segundo par de engrenagens.....	41
Tabela 7 – Valores calculados no dimensionamento do eixo 1.....	43
Tabela 8 – Valores calculados no dimensionamento do eixo 2.....	44
Tabela 9 – Valores calculados no dimensionamento do eixo 3.....	44
Tabela 10 – Valores calculados no dimensionamento das chavetas.....	45

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
CAD	Desenho Assistido por Computador
CAE	Engenharia Assistida por Computador
CNI	Confederação Nacional da Indústria
DIN	Instituto Alemão para Normatização (Traduzido)
NR11	Norma Regulamentadora 11
SKF	Fábrica de Rolamentos Sueca (Traduzido)

LISTA DE SÍMBOLOS

i	Relação de transmissão
Z	Número de dentes das engrenagens
N	Rotação dos eixos
mv	Razão de velocidade angular
m	Módulo da engrenagem
dp	Diâmetro primitivo da engrenagem
t_0	Passo em mm
π	Constante Pi
F_t	Força tangencial
M_t	Torque
F_r	Força radial
α	ângulo de pressão
F_n	Força resultante
P	Potência do motor
η	Rotação do motor em RPM
M_r	Momento fletor resultante
M_{Vm}	Momento fletor máximo no plano vertical
M_{Hm}	Momento fletor máximo no plano horizontal
M_i	Torque ideal
a	Coefficiente de Bach
σ_{fadi}	Tensão admissível de flexão
τ_{tadr}	Tensão admissível na torção
d	Diâmetro mínimo do eixo
τ	Tensão de cisalhamento
b	Largura da chaveta
ℓ	Comprimento da chaveta
σ_d	Pressão de contato
h	Altura da chaveta

LISTA DE SÍMBOLOS

t_1 Altura da chaveta dentro do eixo

P Carga estática equivalente

f_l Fator de esforços dinâmicos tabelado

f_n Fator de rotação tabelado de acordo com a rotação

C Capacidade de carga dinâmica

q Fator de forma

φ Fator de serviço

S_0 Espessura do dente no primitivo

C_c Distância entre centros das engrenagens

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	18
1.1	REFERENCIAL TEÓRICO.....	19
1.1.1	Esteiras Transportadoras.....	19
1.1.2	Transmissões Mecânicas.....	22
1.1.3	Redutores de Velocidade por Engrenagens.....	22
1.1.4	Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos.....	23
1.1.5	Relação de Transmissão.....	24
1.1.6	Forças Resultantes no Engrenamento.....	26
1.1.7	Eixos de Transmissão.....	27
1.1.8	Chavetas.....	29
1.1.9	Mancais de Elementos Rolantes.....	32
2	MATERIAIS E MÉTODOS	33
2.1	METODOLOGIA DE PESQUISA	33
2.1.1	Coleta de Dados	34
2.1.2	Definição da Relação de Transmissão.....	35
2.1.3	Modelagem e Simulação.....	36
3	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	36
3.1	MEMORIAL DE CÁLCULOS.....	36
3.1.1	Dimensionamento das Engrenagens do Redutor.....	36
3.1.2	Dimensionamento dos Eixos do Redutor.....	41
3.1.3	Dimensionamento das Chavetas.....	45
3.1.4	Seleção de Mancais.....	45
3.1.5	Modelagem do Sistema em CAD.....	45
3.2	SIMULAÇÃO DOS ELEMENTOS DO REDUTOR EM CAE.....	50
3.2.1	Simulação das Engrenagens.....	50
3.2.2	Simulação dos Eixos.....	53
4	CONCLUSÃO	56
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	57

ANEXO A – FATOR DE FORMA (q).....	58
ANEXO B – FATOR DE SERVIÇO AGMA (φ).....	59
ANEXO C – TENSÃO ADMISSÍVEL (σ).....	60

1.INTRODUÇÃO

Os Sistemas de transmissão mecânica transmitem movimento de um elemento motor para uma unidade movida. Um dimensionamento preciso desses sistemas é vital para que o maior rendimento possa ser atingido. De acordo com as necessidades e aplicações específicas, vários tipos de transmissões podem ser utilizadas, como transmissões por engrenagens, correias, correntes e etc. Os principais componentes de um sistema de transmissão mecânica são as engrenagens, eixos, chavetas e mancais.

As esteiras transportadoras são muito utilizadas em setores onde existe uma necessidade de transporte de objetos de um lugar para outro, como indústrias e distribuidoras. Conforme a configuração do sistema, as esteiras podem ser movimentadas de diversas formas, como através de motores elétricos ou pela gravidade (NEVES; OLIVEIRA; LUNA; SIMÃO; CASATI; AGUIAR; EGUÍA, 2018).

Os motores elétricos são máquinas que transformam energia elétrica em mecânica, ou seja, realizando a transdução entre a energia da rede de distribuição elétrica e o sistema mecânico acionado (DAMASCENO, 2002).

Devido às limitações de disponibilidade e custo dos motores elétricos muitas vezes são utilizados redutores de velocidade, máquinas que reduzem as rotações(RPM) e aumentam o torque de saída, para que as velocidades de operação dos sistemas possam ser atingidas (BIGATON, 2022).

Neste contexto torna-se viável conhecer os limites, particularidades, características e a viabilidade do projeto, como cargas, esforços e condições de aplicações a fim de se escolher o sistema de redução. Com a escolha, os cálculos de dimensionamento dos componentes dos sistemas devem ser feitos de forma a atenderem as demandas do projeto visando reduzir custos, desperdícios e garantir uma vida útil apropriada para o sistema.

O objetivo deste trabalho é dimensionar os componentes de um redutor de engrenagens cilíndricas de dentes retos para um motor elétrico de uma esteira transportadora.

Os objetivos específicos visam:

- Calcular a relação ideal de redução através da teoria de pares de engrenagens para que a velocidade linear ideal da esteira seja atingida;
- Dimensionar as engrenagens de acordo com as demandas do projeto;

- Realizar o dimensionamento dos eixos de acordo com os esforços impostos;
- Determinar as configurações das chavetas conforme o torque calculado em cada eixo;
- Selecionar os mancais de acordo com as reações geradas pelos componentes do sistema;
- Modelar o sistema em software CAD *SolidWorks*;
- Realizar simulações de cargas e tensões nos componentes do sistema em software CAE.

Deste modo, os resultados obtidos neste trabalho visam tornar a esteira transportadora operante, atingindo sua velocidade linear ideal, junto com a utilização de um motor de baixo custo e um sistema de redução devidamente dimensionado e com vida útil apropriada.

Este trabalho está dividido em 4 capítulos; o primeiro é a introdução que traz os principais conceitos, objetivos gerais e específicos, justificativa e referencial teórico utilizado no trabalho. O segundo capítulo apresenta os materiais e métodos utilizados para a realização do dimensionamento dos componentes. O terceiro capítulo traz os resultados obtidos com a teoria e cálculos dos métodos do capítulo dois, e discute estes. O quarto capítulo é o capítulo da conclusão, onde é apresentada a solução do trabalho. Após a conclusão, é mostrado o referencial teórico utilizado.

1.1 REFERENCIAL TEÓRICO

1.1.1 Esteiras Transportadoras

De acordo com Neves (2018), não existem fontes exatas para definir o criador das esteiras transportadoras, tendo sido datados no século XVII os primeiros projetos. Em 1987 o inventor Alfred Speer realizou a primeira patente para transporte de pessoas.

Em 1893 a primeira esteira para transporte de pessoas foi implantada na cidade de Chicago, nos Estados Unidos, essa tinha capacidade para transportar mais de 31 mil pessoas por hora, porém um incêndio a destruiu um ano depois, não tendo sido reconstruída após o ocorrido. Speer e Max Schmidt desenvolveram em 1900 um outro projeto de esteira para transporte de pessoas, porém este não chegou a ser implantado devido à manutenção de caráter duvidoso (NEVES; OLIVEIRA; LUNA; SIMÃO; CASATI; AGUIAR; EGUÍA, 2018).

Apenas cerca de 50 anos depois, com o aumento na população e circulação de

peças em áreas urbanas as esteiras transportadoras de peças voltaram a ser empregadas, mas diferentemente das anteriores, essas eram utilizadas apenas para pequenos trajetos. Com a revolução industrial e uma maior necessidade de agilização dos processos de manufatura de produtos, as esteiras transportadoras, ou esteiras rolantes foram largamente utilizadas, garantindo melhores rendimentos aos processos. Com o passar dos anos a empregabilidade dessa máquina está aumentando cada vez mais, devido à facilidade no manuseio, manutenção e custo-benefício (NEVES; OLIVEIRA; LUNA; SIMÃO; CASATI; AGUIAR; EGUÍA, 2018).

A figura 1 mostra uma esteira transportadora em uma indústria.



Figura 1: Exemplo de esteira transportadora em ambiente industrial.(Movepack, 2022).

As esteiras transportadoras tem a função de mover objetos de pequenas a grandes dimensões em uma determinada distância, sua estrutura consiste em uma superfície que pode ser movida por polias, motores ou outros sistemas de transmissão (LUÍS; MELO; SANDER; RAMOS, 2016).

Quanto ao processo de seleção da esteira, CNI (2008) discorre que:

“A escolha da esteira para o transporte de cargas na indústria é uma decisão técnica e econômica. É técnica porque envolve conhecimento de sistemas de transporte, características operacionais, capacidades e velocidades. É econômica, pois envolve tempo, capacidades, custos operacionais, custos de manutenção, entre outros”.

Quanto à normatização, a Norma Regulamentadora 11, NR11 (2006), prevê

“transporte, movimentação, armazenagem e manuseio de materiais”. Esta norma abrange vários transportadores, como elevadores, içadores e guindastes. Quanto às esteiras, observa-se que devem ser dimensionadas de acordo com seu uso e parâmetros de carga, devendo serem indicadas as cargas máximas permitidas e possuírem alertas sonoros contra panes. Não há normas específicas para sua produção, visto que o sistema é simples e possui baixo índice de acidentes (NEVES; OLIVEIRA; LUNA; SIMÃO; CASATI; AGUIAR; EGUÍÁ, 2018).

Quanto aos tipos, segundo CNI (2009), as esteiras(ou correias) transportadoras podem ser classificadas em duas categorias, as correias planas e as correias abauladas. As correias planas são utilizadas para cargas a granel, peças, caixas, sacas e etc. Suas estruturas são normalmente treliçadas, com rolos, eixos e mancais que apoiam uma correia infinita. Esses sistemas operam bem em altas velocidades e sua capacidade é moderada em relação às abauladas. A figura 2 mostra um exemplo de correia plana.



Figura 2: Exemplo de esteira(correia) transportadora plana.(Industrial, 2022).

As correias de secção abauladas possuem esse formato devido à disposição da correia, que se move através de roletes posicionados em ângulos. Esse sistema é um dos mais econômicos para transportar materiais a granel, visto que possui elevada capacidade de carga, processo de carga e descarga simples e manutenção facilitada, também sendo muito utilizada no transporte de outros materiais, como os de consistência úmida e pegajosa. A figura 3 mostra um exemplo de esteira transportadora abaulada.



Figura 3: Esteira(correia) transportadora abaulada.(Bormax, 2022).

1.1.2 Transmissões Mecânicas

Conforme Antunes e Freire (1997), os sistemas de transmissão mecânica são mecanismos, que podem ser manuais ou automáticos, que transmitem movimento e potência a partir de elementos puramente mecânicos. De acordo com a relação de transmissão e as rotações dos sistemas, é possível identificar se esses são redutores ou ampliadores. Nos sistemas ampliadores a rotação é aumentada através da passagem de movimento de uma engrenagem ou polia maior para uma menor. Nos sistemas redutores ocorre o contrário, sendo o movimento passado de uma engrenagem ou polia menor para uma maior, o que reduz a rotação do sistema (GALL, 2013).

A transmissão do movimento pode ser feita de duas maneiras. A primeira é a transmissão por forma, onde a forma dos elementos mecânicos transmissores é dimensionada para se encaixarem. A segunda é a transmissão por atrito, cujas peças ficam melhor centralizadas quando estão ligadas aos eixos, mas é indicada para sistemas de grandes esforços (GORDO; FERREIRA, 2000).

Os principais tipos de transmissão são por correia, polias e engrenagens. Segundo Marco (2013), as transmissões por correias funcionam por atrito, sendo utilizadas para longas distâncias entre eixos, as transmissões por polias necessitam de correias para funcionar. As transmissões por engrenagens são as mais utilizadas, pois possuem vida útil e resistência elevadas, pequenas dimensões, velocidade constante de transmissão e rendimento que pode chegar a 98% (GENEROSO, 2022).

1.1.3 Redutores de Velocidade por Engrenagens

Segundo Faria (2009), os redutores são amplamente utilizados em diversos

setores industriais, como o setor petroquímico, de produção alimentar, de bebidas, químico, automobilístico e etc. Os diversos equipamentos utilizados nas indústrias são acionados por vários tipos de componentes, como os motores elétricos. Estes geralmente fornecem rotações muito acima das necessárias para a operação, assim surge a necessidade de utilização dos redutores de velocidade.

Os redutores de velocidade por engrenagens são muito utilizados, visto que permitem ajustar os dados da fonte de rotação de acordo com as necessidades do sistema, o que configura um aumento de torque e diminuição da rotação com o mínimo de perdas de potência para o sistema. Essas transmissões possuem rendimento muito elevado em comparação com outros sistemas de transmissão (FARIA, 2009).

Segundo o catálogo Sew do Brasil (1993), os principais tipos de redutores por engrenagem são o redutor de dois eixos, de engrenagem cilíndrica, planetário, de engrenagem a parafuso sem fim, com engrenagem cônica, de engrenagem substituível, de inversão e o de ramificação.

1.1.4 Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos

Segundo Norton (2013), as engrenagens são elementos de máquinas que possuem a função de transmitir torque e velocidade angular em uma grande variedade de aplicações, sendo as engrenagens cilíndricas de dentes retos as mais simples. Este tipo de engrenagem é projetada para operação com eixos paralelos, com dentes paralelos ao eixo de coordenadas do eixo.

Para o dimensionamento e especificação desse tipo de engrenagem existe um conjunto de nomenclaturas e de conceitos envolvendo os dentes e sua geometria, a figura 4 mostra esses principais elementos.

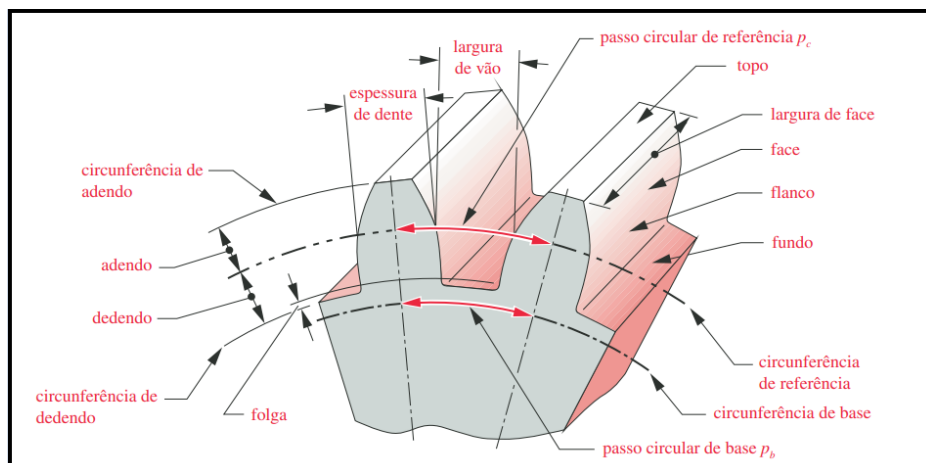


Figura 4: Nomenclatura do dente reto de uma engrenagem.(Norton 2013).

Conforme Santos (2002), os principais elementos necessários para a determinação da geometria de uma engrenagem são diâmetro primitivo, módulo e o número de dentes da engrenagem.

1.1.5 Relação de Transmissão

Segundo Norton (2013), a relação de transmissão pode ser calculada pela equação 1 abaixo:

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{N_1}{N_2} \quad (1)$$

onde,

i = Relação de transmissão;

Z = Número de dentes das engrenagens 2(coróa) e 1(pinhão);

N = Rotação dos eixos 1 e 2.

Segundo Norton (2013), a relação de transmissão em um par de engrenagens não deve exceder 5:1, para que assim se evitem deslizamentos nos flancos dos dentes, o que diminui a eficiência do engrenamento. Para que essa relação possa ser aumentada uma solução é a utilização de trens de engrenagens. A figura 5 abaixo mostra exemplos de trens de engrenagens.

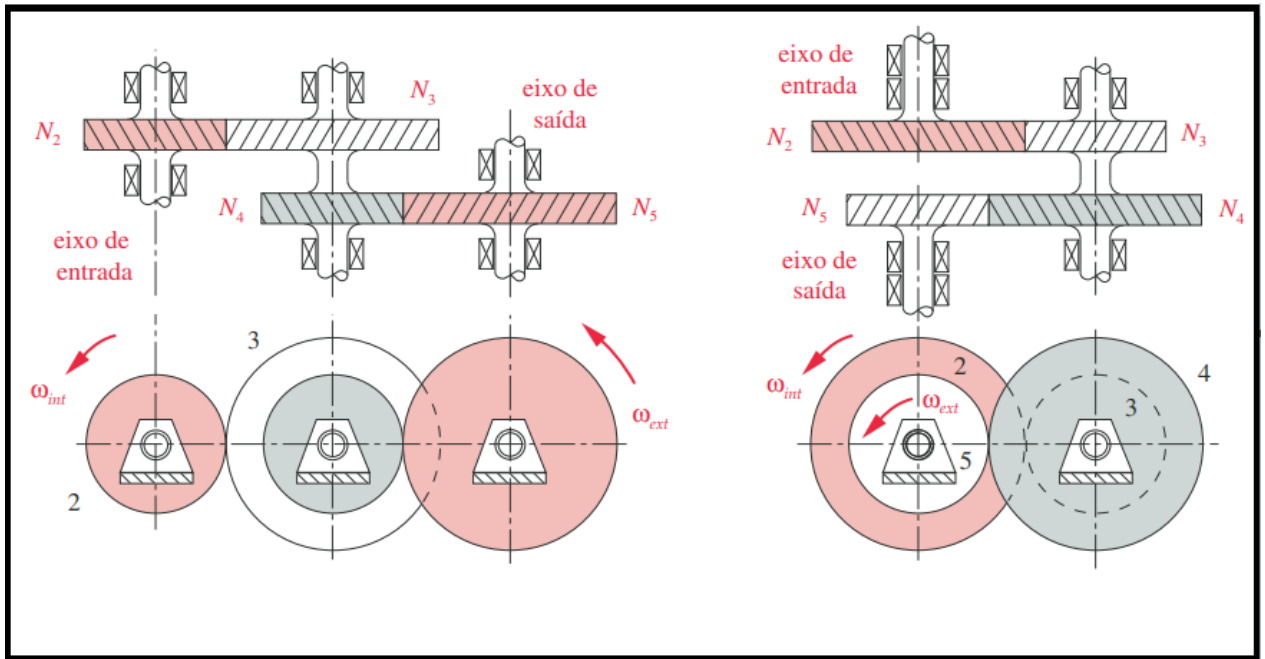


Figura 5: Trens de engrenagens.(Norton 2013).

Para os trens de engrenagem a razão de velocidade angular(mv) pode ser expressa pela Equação 2 abaixo (NORTON, 2013).

$$mv = \pm \frac{\text{produto do número de dentes nas engrenagens motoras}}{\text{produto do número de dentes nas engrenagens movidas}} \quad (2)$$

Segundo Norton (2013), para que o engrenamento possa acontecer, as engrenagens devem possuir mesmo módulo. O módulo é a relação entre o diâmetro primitivo e o número de dentes da engrenagem, como mostra a equação 3.

$$m = \frac{dp}{Z} \quad (3)$$

onde,

m = Módulo da engrenagem em mm;

dp = Diâmetro primitivo da engrenagem em mm;

Z = Número de dentes da engrenagem.

Para maior padronização e facilidade na fabricação, os módulos são normalizados. A figura 6 mostra os valores conforme a norma DIN 780.

Módulo (mm)	Incremento (mm)
0,3 a 1,0	0,10
1,0 a 4,0	0,25
4,0 a 7,0	0,50
7,0 a 16,0	1,00
16,0 a 24,0	2,00
24,0 a 45,0	3,00
45,0 a 75,0	5,00

Figura 6: Módulos normalizados DIN 780.(MELCONIAN, 2009).

Conforme Santos (2002), outro importante parâmetro para o dimensionamento das engrenagens é o passo, que pode ser calculado pela equação 4 abaixo.

$$t_0 = m \cdot \pi \quad (4)$$

onde,

t_0 = passo em mm;

π = constante Pi;

m = módulo em mm.

1.1.6 Forças Resultantes no Engrenamento

Devido ao torque que incide na engrenagem motora em um trem de engrenagem surge uma força resultante que pode ser decomposta em uma forma tangencial, no eixo x e uma força radial, no eixo y (MELCONIAN, 2009).

As equações 5 e 6 mostram como podem ser calculadas essas componentes e a equação 7 a força resultante.

$$F_t = \frac{2Mt}{dp} \quad (5)$$

onde,

F_t = força tangencial em N;

Mt = torque em Nmm;

dp = diâmetro primitivo da engrenagem em mm.

$$Fr = tg \alpha \cdot Ft \quad (6)$$

onde,

Fr = Força radial em N;

Ft = força tangencial em N;

α = ângulo de pressão em graus.

$$Fn = \sqrt{Ft^2 + Fr^2} \quad (7)$$

onde,

Fn = Força resultante em N.

1.1.7 Eixos de Transmissão

Conforme Melconian (2009), os eixos são os elementos de máquinas encarregados de suportar outros elementos, como engrenagens, polias, rolamentos e etc. Existem duas categorias de eixos, a primeira são os eixos fixos, que suportam elementos que giram sobre eles e os eixos árvore, que se movimentam junto com os elementos fixados sob ele.

A principal função dos eixos é realizar a transmissão de rotação e torque de uma posição para outra. Os eixos frequentemente são montados em mancais de rolamento na configuração biapoiada ou em balanço, dependendo das configurações da máquina. Os elementos de transmissão acoplados aos eixos fazem com que eles sofram carregamentos combinados, o que resulta em reações de apoio de flexão, devido às cargas transversais dos elementos de máquinas, como polias, engrenagens e torção, resultante do torque transmitido (NORTON, 2013).

O torque em um eixo pode ser calculado através da equação 8 abaixo. Em caso do eixo possuir uma engrenagem movida faz-se o produto do torque obtido pela relação de transmissão, como mostra a equação 9 abaixo.

$$Mt = \frac{3000}{\pi} \cdot \frac{P}{\eta} \quad (8)$$

$$Mt = \frac{3000}{\pi} \cdot \frac{P}{\eta} \cdot i$$

onde,

Mt = Torque no eixo em Nmm;

P = Potência do motor em W;

η = rotação do motor em RPM;

i = relação de transmissão entre engrenagens.

Segundo Melconian (2009), com o cálculo das forças tangencial e radial, é necessário obter-se os valores das reações de apoio nos eixos nos planos vertical(radial) e horizontal(tangencial) através de uma análise estática de diagramas de esforços cortantes e momentos fletores. Com isso é possível obter os valores dos momentos fletores máximos em ambos os planos e calcular o momento fletor resultante através da equação 10 abaixo.

$$Mr = \sqrt{M_{Vmax}^2 + M_{Hmax}^2} \quad (10)$$

onde,

Mr = Momento fletor resultante em Nmm;

M_{Vmax} = Momento fletor máximo no plano vertical em Nmm;

M_{Hmax} = Momento fletor máximo no plano horizontal em Nmm.

Com os momentos encontrados, calcula-se o momento ideal, para que em seguida possa ser obtido o diâmetro mínimo do eixo (MELCONIAN, 2009).

O momento ideal é calculado através da equação 11 abaixo.

$$Mi = \sqrt{Mr^2 + \left(\frac{a}{2} \cdot Mt\right)^2} \quad (11)$$

Onde,

Mi = Torque ideal em Nmm;

M_r = Momento fletor resultante em Nmm;

M_t = Torque no eixo em Nmm;

a = Coeficiente de Bach.

O Coeficiente de Bach é uma medida adimensional e pode ser encontrado através da equação 12 abaixo (MELCONIAN, 2009).

$$a = \frac{\sigma_{fadm}}{\tau_{tadm}} \quad (12)$$

onde,

a = Coeficiente de Bach;

σ_{fadm} = Tensão admissível de flexão em N/mm²;

τ_{tadm} = Tensão admissível na torção em N/mm².

O diâmetro mínimo do eixo pode ser calculado através da equação 13 abaixo (MELCONAIN, 2009).

$$d \geq 2,17 \cdot \sqrt[3]{b \cdot \frac{M_i}{\sigma_{fadm}}} \quad (13)$$

onde,

d = Diâmetro mínimo do eixo em mm;

$b = 1$ para eixos maciços;

M_i = Torque ideal em Nmm;

σ_{fadm} = Tensão admissível de flexão em N/mm².

1.1.8 Chavetas

Conforme Antunes e Freire (1997), as chavetas podem ser definidas como sendo os elementos de máquinas responsáveis pela fixação de elementos como polias e engrenagens, tendo tamanhos e formas padronizadas.

Segundo Melconian (2009), existem vários tipos de chavetas, as chavetas planas DIN6885, as inclinadas, as meia lua, as tangenciais e as inclinadas com cabeça. As chavetas planas são indicadas para sistemas com torque em sentido único; as chavetas inclinadas possuem cubo montado à força, possuindo um torque maior em relação às chavetas planas; as chavetas meia lua possuem ajuste automático, sendo as mais econômicas, de torque médio; as chavetas tangenciais e inclinadas com cabeça permitem a aplicação de torque em ambos os sentidos.

De acordo com Melconian (2009), para o dimensionamento das chavetas são necessários os cálculos das cargas tangenciais e da pressão de contato. As cargas tangenciais provocam o cisalhamento da chaveta na superfície e a pressão de contato tem a tendência de esmagar a chaveta. A tensão de cisalhamento pode ser obtida através da equação 14 abaixo.

$$\tau = \frac{Ft}{b \cdot \ell} \quad (14)$$

onde,

τ = Tensão de cisalhamento em MPa;

Ft = Força tangencial em N;

b = Largura da chaveta em mm;

ℓ = Comprimento da chaveta mm.

A figura 7 abaixo mostra o sentido em que a tensão de cisalhamento atua em uma chaveta plana.

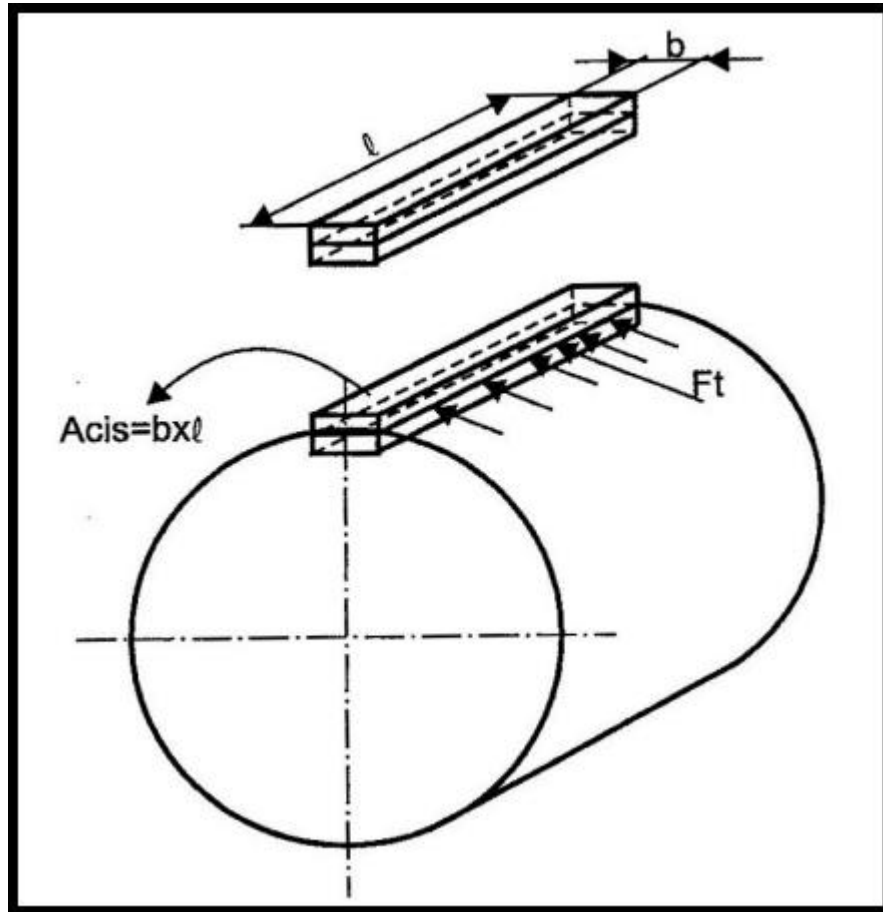


Figura 7: Sentido de aplicação da tensão de cisalhamento.(MELCONIAN, 2009).

A pressão de contato pode ser calculada pela equação 15 abaixo.

$$\sigma_d = \frac{F_t}{\ell(h - t_1)} \quad (15)$$

onde,

σ_d = Pressão de contato em MPa;

F_t = Força tangencial em N;

ℓ = Comprimento da chave em mm;

h = Altura da chave em mm;

t_1 = Altura da chave dentro do eixo em mm.

As principais dimensões da chave plana são mostradas na figura 8 abaixo.

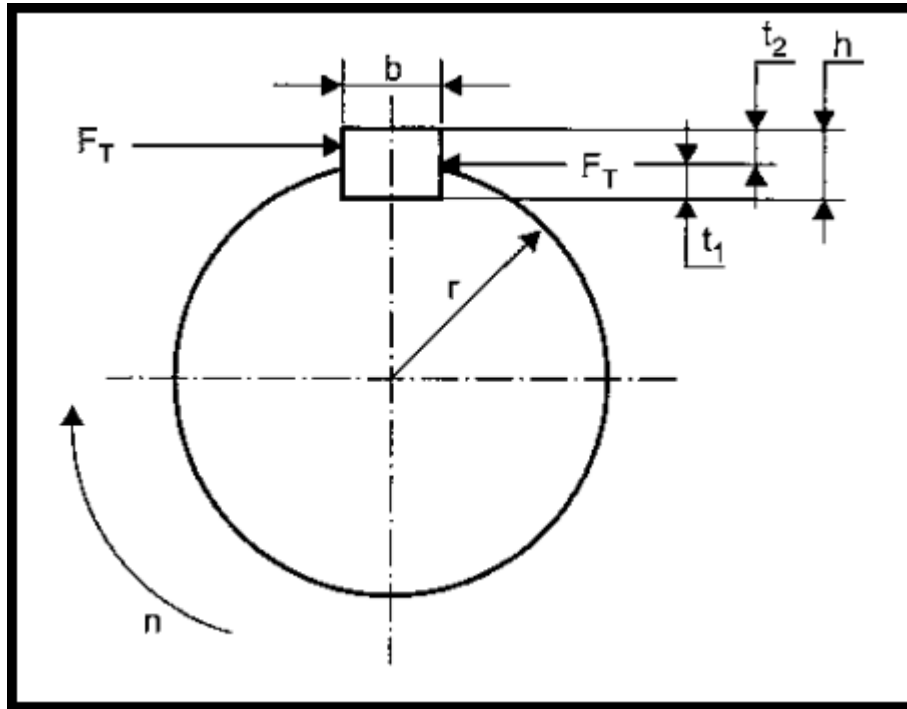


Figura 8: Dimensões da chaveta plana.(MELCONIAN, 2009).

1.1.9 Mancais de Elementos Rolantes

Conforme Norton (2013), com a necessidade de mover objetos pesados, a humanidade utiliza elementos rolantes desde a pré-história. Contudo, somente a partir do século XX a fabricação desses elementos passou a ser feita de forma mais precisa, com o avanço dos processos de manufatura, dos estudos sobre os materiais e da tecnologia.

Segundo Budynas (2011), os mancais podem ser de dois tipos, os mancais de rolos e os mancais de esferas. Os mancais de rolos são mais indicados para sistemas de maiores dimensões e cargas mais pesadas. Os mancais de esferas são mais utilizados em sistemas de menores dimensões e que necessitam de maiores velocidades.

De acordo com Melconian (2009), para dimensionamento e seleção de mancais de esferas submetidos à cargas axiais e radiais é necessário calcular a capacidade de carga dinâmica (C) do elemento através da fórmula 16 abaixo.

$$C = P \cdot \frac{fl}{fn} \quad (16)$$

onde,

P = Carga estática equivalente em kN;

f_l = Fator de esforços dinâmicos tabelado;

f_n = Fator de rotação tabelado de acordo coma rotação;

C = Capacidade de carga dinâmica em kN.

Com a determinação dessas variáveis é possível através da utilização de um catálogo de fabricantes fazer a seleção dos mancais.

2 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo está a metodologia utilizada para o dimensionamento do redutor de velocidades para a esteira transportadora de pequeno porte analisada, o levantamento de informações relacionadas a esteira, seu motor elétrico e as informações para o dimensionamento do redutor, finalizando com o dimensionamento de cada componente do sistema. Para este dimensionamento, a metodologia seguida foi a proposta por Melconian (2009).

2.1 METODOLOGIA DE PESQUISA

Com o objetivo de dimensionar o redutor de engrenagens para esteira transportadora, foi necessário estudar como funcionam seus componentes. Para isso, uma pesquisa na bibliografia especializada foi realizada, com a utilização de livros, trabalhos e artigos acadêmicos e catálogos de fabricantes.

A metodologia empregada para a realização do trabalho foi:

- Revisão da literatura especializada;
- Coleta de dados iniciais;
- Definição da relação de transmissão necessária;
- Dimensionamento das engrenagens;
- Dimensionamento dos eixos;
- Dimensionamento das chavetas;
- Seleção dos mancais;
- Desenho e simulação em CAD e CAE, respectivamente.

2.1.1 Coleta de Dados

Nesta etapa foram obtidas as informações referentes aos dados do motor elétrico e as velocidades angular e linear da esteira transportadora. O motor elétrico utilizado é o Aexit DC 12V 500RPM. A figura 9 mostra o motor utilizado.



Figura 9: Motor elétrico Aexit DC.(AMAZON, 2022).

Este motor possui baixo custo e opera em uma baixa rotação, contudo essa rotação ainda gera uma velocidade linear muito alta para a esteira, sendo necessário o redutor para poder atingir a velocidade desejada. Como a esteira é utilizada para a movimentação de peças automotivas de pequenas dimensões e massa, a velocidade de operação também é baixa. A faixa de velocidades ideal para a esteira situa-se entre 4 e 8 cm/s. A esteira possui 2 metros de comprimento e o espaço para acoplamento do conjunto motor – redutor – esteira fornece poucas limitações dimensionais. A figura 10 mostra a esteira em CAD.

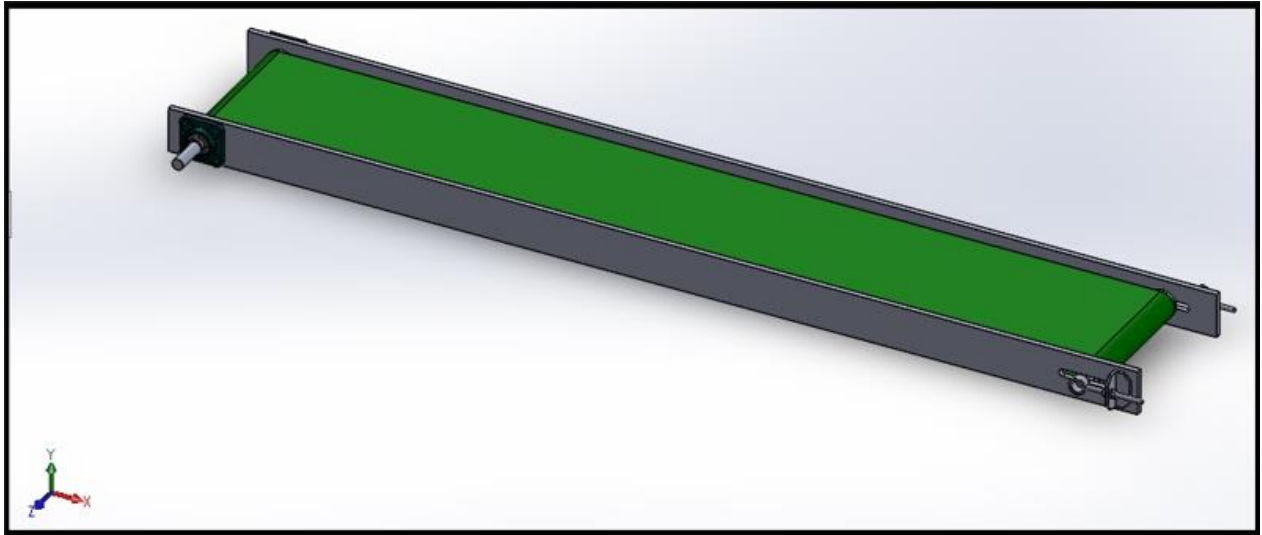


Figura 10: Modelo em CAD da esteira transportadora.(Autor, 2022).

2.1.2 Definição da Relação de Transmissão

Visando a definição da relação de transmissão, definiu-se atingir a faixa de 4 a 8 cm/s de velocidade linear da esteira. Tendo esse parâmetro como ponto de chegada e já possuindo os dados de rotação e torque do motor, definiu-se a relação de transmissão que proporcionasse atingir essa velocidade linear. Utilizando um trem de engrenagens cilíndricas de dentes retos com as dimensões mostradas na tabela xxx abaixo, e os dados do motor elétrico, foi obtida a relação de transmissão final de aproximadamente 21:1. Essa relação permitiu uma redução da rotação final de 500 para 22,8 RPM, que fornece uma velocidade linear de 5,99 cm/s, valor que atende à demanda de velocidade da esteira. A tabela 1 abaixo mostra esses dados iniciais.

DADOS	VALOR	UNIDADE
Velocidade linear padrão da esteira	Entre 4 e 8	cm/s
Potência do motor elétrico	0,7457	kW
Rotação do motor elétrico	500	RPM
Z1	25	Dentes
Z2	113	Dentes
Z3	29	Dentes
Z4	140	Dentes

Tabela 1: Dados iniciais para a obtenção da relação de transmissão.(Autor, 2022)

2.1.3 Modelagem e Simulação

Será utilizado o software CAD Solidworks para a modelagem do sistema e software CAE para as simulações de esforços. As simulações de esforços caracterizam-se por serem a aplicação das cargas calculadas nos eixos e engrenagens para avaliar as tensões, de Von Mises, e os deslocamentos máximos, como forma de prevenção para possíveis falhas ou problemas que possam ocorrer.

3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

3.1 MEMORIAL DE CÁLCULOS

Neste tópico serão apresentados os cálculos referentes ao dimensionamento dos componentes do redutor, sendo estes 2 pares de engrenagens, 3 eixos, as chavetas do sistema e os resultados quanto aos torques e rotações nos eixos.

Para início dos cálculos, foi definida a relação de transmissão que atenda a demanda de velocidade linear da esteira transportadora. Em seguida foram sendo calculados os parâmetros das engrenagens conforme a metodologia apresentada em Melconian 2009. Tendo sido escolhidas as engrenagens cilíndricas de dentes retos, pois são mais simples e possuem menor custo de fabricação.

3.1.1 Dimensionamento das Engrenagens do Redutor

O dimensionamento teve início com a definição do número de dentes das engrenagens e os cálculos das relações de transmissão. Para o dimensionamento das engrenagens foi utilizado um ângulo de engrenamento de 20° , recomendado por Melconian (2009). Em seguida foram calculados os torques e rotações. Tendo sido encontrados os valores mostrados na tabela 2 abaixo.

Engrenagens	Equação Utilizada	Relações de Transmissão
$Z_1 = 25$ dentes		$i_1 = 4,52$

Z2 = 113 dentes	$i = \frac{Z2}{Z1}$	
Z3 = 29 dentes	$i = \frac{Z4}{Z3}$	$i_2 = 4,83$
Z4 = 140 dentes		
Torque Calculado	Equação Utilizada	Mt
Eixo 1	$Mt = \frac{3000}{\pi} \cdot \frac{P}{n}$	$M_{te1} = 14241,82 \text{ N.mm}$
Eixo 2		$M_{te2} = 64373,03 \text{ N.mm}$
Eixo 3		$M_{te3} = 310766,35 \text{ N.mm}$
Rotação Calculada	Equação Utilizada	n
Eixo 1	$n_{e1} = n_{motor}$	$n_{e1} = 500 \text{ RPM}$
Eixo 2	$n_{e2} = \frac{n_{e1}}{i_1}$	$n_{e2} = 110,62 \text{ RPM}$
Eixo 3	$n_{e3} = \frac{n_{e2}}{i_2}$	$n_{e3} = 22,91 \text{ RPM}$

Tabela 2: Dados obtidos no dimensionamento inicial.(Autor, 2022)

No dimensionamento das engrenagens foram utilizados os seguintes valores para as variáveis abaixo:

- Fator de forma (q) = 3,175 (anexo A);
- Fator de serviço (φ) = 1,25 (anexo B);
- Tensão admissível para resistência a flexão no pé do dente (σ) = 200 Mpa(anexo C);
- Dureza de 60 HRC ou 6270 N/mm².

O material utilizado foi o Aço SAE8620, recomendado por Melconian (2009) pois possui tensão admissível de 200Mpa.

Segundo Ritter (2015), esse valor de tensão é ideal para o dimensionamento de engrenagens cilíndricas de dentes retos. Com essas informações foram realizados os cálculos referentes ao dimensionamento, obtendo-se assim os valores mostrados nas tabelas 3, 4, 5 e 6, que mostram os resultados obtidos para o primeiro e segundo par de engrenagens dimensionado.

Variável	Equação	Resultado para Pinhão
----------	---------	-----------------------

Calculada		(mm)
Fator de Durabilidade	$W = \frac{60 \cdot n_p \cdot h}{10^6}$	$W = 2,59$
Pressão admissível	$p_{adm} = \frac{0,487 \cdot HB}{W^{1/6}}$	$p_{adm} = 1178,95 \text{ N/mm}^2$
Volume Mínimo do pinhão	$b_1 d_{01}^2 = 5,72 \cdot 10^5 \cdot \frac{M_T}{p_{adm}^2} \cdot \frac{i+1}{i+0,14} \cdot \varphi$	$b_1 d_{01}^2 = 8678,22 \text{ mm}^3$
Diâmetro mínimo do pinhão	$d_{01} = \sqrt[3]{\frac{b_1 d_{01}^2}{0,25}}$	$d_{01} = 32,62 \text{ mm}$
Módulo Normalizado	$m_n = \frac{d_{01}}{Z_1}$	$m_n = 1,50 \text{ mm}$
Largura mínima do Pinhão, critério de pressão (desgaste)	$b_d = \frac{b_{d0}^2}{d_0^2}$	$b_d = 6,17 \text{ mm}$
Força Tangencial	$F_T = \frac{2 \cdot M_T}{d_0}$	$F_T = 759,56 \text{ N}$
Largura mínima do Pinhão, resistência à flexão no pé do dente	$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F_T \cdot q \cdot \varphi}{b \cdot m_n} \leq \sigma_{mat}$	$b \geq 10,05 \text{ mm}$

Tabela 3: Valores obtidos no dimensionamento do pinhão Z1.(Autor, 2022)

Variável Calculada	Equação	Resultado para Pinhão (mm)	Resultado para Coroa (mm)
Passo das engrenagens	$t_0 = m_n \cdot \pi$	$t_0 = 4,71$	$t_0 = 4,71$
Vão entre os dentes no primitivo	$l_0 = \frac{t_0}{2}$	$l_0 = 2,36$	$l_0 = 2,36$

Altura da cabeça do dente	$h_k = m_n$	$h_k = 1,5$	$h_k = 1,5$
Altura do pé do dente	$h_f = 1,2 m_n$	$h_f = 1,8$	$h_f = 1,8$
Altura comum do dente	$h = 2 m_n$	$h = 3$	$h = 3$
Altura total do dente	$h_z = 2,2 m_n$	$h_z = 3,3$	$h_z = 3,3$
Espessura do dente no primitivo	$S_0 = \frac{t_0}{2}$	$S_0 = 2,36$	$S_0 = 2,36$
Folga da cabeça	$S_K = 0,2 m_n$	$S_K = 0,3$	$S_K = 0,3$
Diâmetro primitivo	$d_0 = m_n \cdot Z$	$d_0 = 37,5$	$d_0 = 169,5$
Diâmetro de base	$d_g = d_0 \cdot \cos \alpha$	$d_g = 35,24$	$d_g = 159,28$
Diâmetro interno	$d_f = d_0 - 2,4 m_n$	$d_f = 33,9$	$d_f = 165,9$
Diâmetro externo	$d_k = d_0 + 2 m_n$	$d_k = 40,5$	$d_k = 172,5$
Distância entre centros das engrenagens	$C_c = \frac{d_{01} + d_{02}}{2}$	$C_c = 103,5$	

Tabela 4: Características Geométricas do Primeiro Par de Engrenagens.(Autor, 2022)

Variável Calculada	Equação	Resultado para Pinhão (mm)
Fator de Durabilidade	$W = \frac{60 \cdot n_p \cdot h}{10^6}$	$W = 2,01$
Pressão admissível	$p_{adm} = \frac{0,487 \cdot HB}{W^{1/6}}$	$p_{adm} = 1517,49 \text{ N/mm}^2$
Volume Mínimo do pinhão	$b_1 d_{01}^2 = 5,72 \cdot 10^5 \cdot \frac{M_T}{p_{adm}^2} \cdot \frac{i+1}{i+0,14} \cdot \varphi$	$b_1 d_{01}^2 = 23447,82 \text{ mm}^3$

Diâmetro mínimo do pinhão	$d_{01} = \sqrt[3]{\frac{b_1 d_{01}^2}{0,25}}$	$d_{01} = 45,43 \text{ mm}$
Módulo Normalizado	$m_n = \frac{d_{01}}{Z_1}$	$m_n = 1,75 \text{ mm}$
Largura mínima do Pinhão, critério de pressão (desgaste)	$b_d = \frac{b_{d0}^2}{d_0^2}$	$b_d = 9,10 \text{ mm}$
Força Tangencial	$F_T = \frac{2 \cdot M_T}{d_0}$	$F_T = 2536,87 \text{ N}$
Largura mínima do Pinhão, resistência à flexão no pé do dente	$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F_T \cdot q \cdot \varphi}{b \cdot m_n} \leq \sigma_{mat}$	$b \geq 27,94 \text{ mm}$

Tabela 5: Valores obtidos no dimensionamento do pinhão Z3.(Autor, 2022)

Variável Calculada	Equação	Resultado para Pinhão (mm)	Resultado para Coroa (mm)
Passo das engrenagens	$t_0 = m_n \cdot \pi$	$t_0 = 5,48$	$t_0 = 5,48$
Vão entre os dentes no primitivo	$l_0 = \frac{t_0}{2}$	$l_0 = 2,75$	$l_0 = 2,75$
Altura da cabeça do dente	$h_k = m_n$	$h_k = 1,75$	$h_k = 1,75$
Altura do pé do dente	$h_f = 1,2 m_n$	$h_f = 2,1$	$h_f = 2,1$
Altura comum do dente	$h = 2 m_n$	$h = 3,5$	$h = 3,5$
Altura total do dente	$h_z = 2,2 m_n$	$h_z = 3,85$	$h_z = 3,85$

Espessura do dente no primitivo	$S_0 = \frac{t_0}{2}$	$S_0 = 2,75$	$S_0 = 2,75$
Folga da cabeça	$S_K = 0,2 m_n$	$S_K = 0,35$	$S_K = 0,35$
Diâmetro primitivo	$d_0 = m_n \cdot Z$	$d_0 = 50,75$	$d_0 = 245$
Diâmetro de base	$d_g = d_0 \cdot \cos \alpha$	$d_g = 47,69$	$d_g = 230,22$
Diâmetro interno	$d_f = d_0 - 2,4 m_n$	$d_f = 46,55$	$d_f = 240,8$
Diâmetro externo	$d_k = d_0 + 2 m_n$	$d_k = 54,25$	$d_k = 248,5$
Distância entre centros das engrenagens	$C_c = \frac{d_{01} + d_{02}}{2}$	$C_c = 147,88$	

Tabela 6: Características Geométricas do Segundo Par de Engrenagens.(Autor, 2022)

3.1.2 Dimensionamento dos Eixos do Redutor

Para o dimensionamento dos eixos foram colocados os mancais nas extremidades dos eixos com distâncias de 150 mm, permitindo o posicionamento das engrenagens de acordo com os cálculos dimensionais anteriores. As figuras 11, 12 e 13 mostram os diagramas de momento fletor máximo encontrados para os eixos. A figura 14 abaixo mostra o posicionamento dos centros das engrenagens no sistema, onde serão aplicadas as cargas consideradas no dimensionamento.

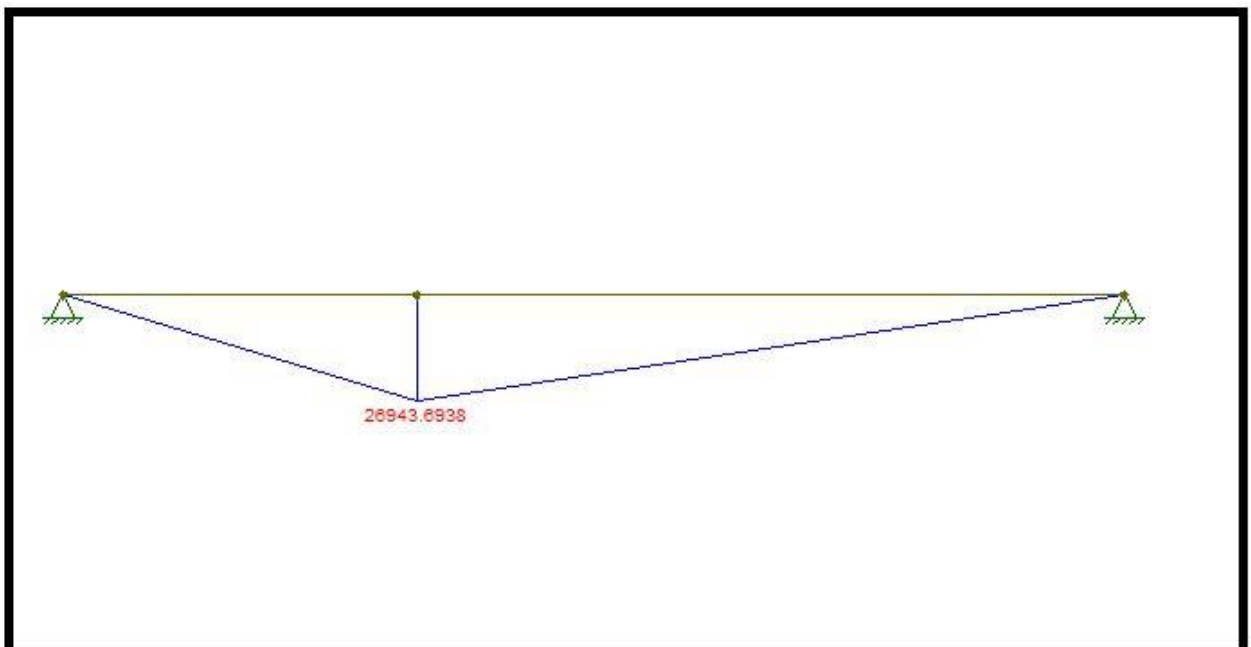


Figura 11: Momento fletor máximo encontrado para o eixo 1.(Autor, 2022).

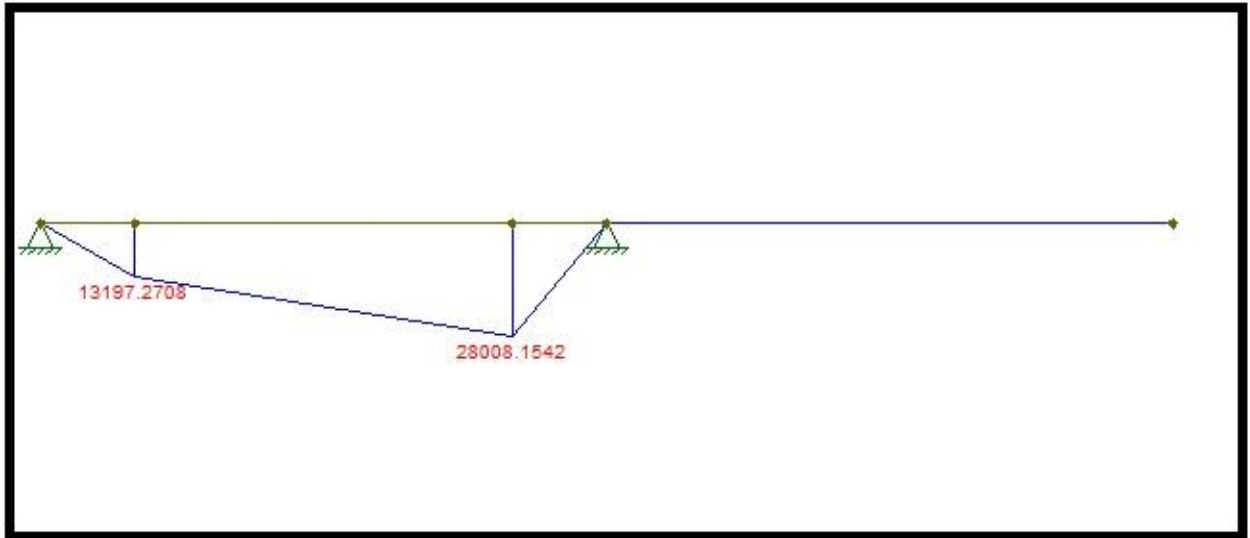


Figura 12: Momento fletor máximo encontrado para o eixo 2.(Autor, 2022).

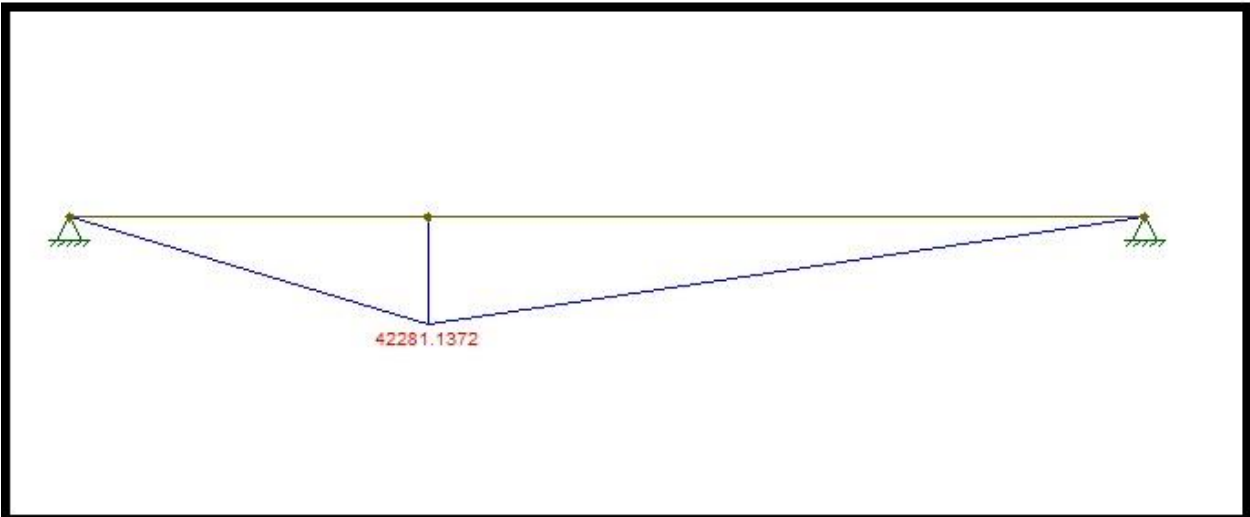


Figura 13: Momento fletor máximo encontrado para o eixo 3.(Autor, 2022).

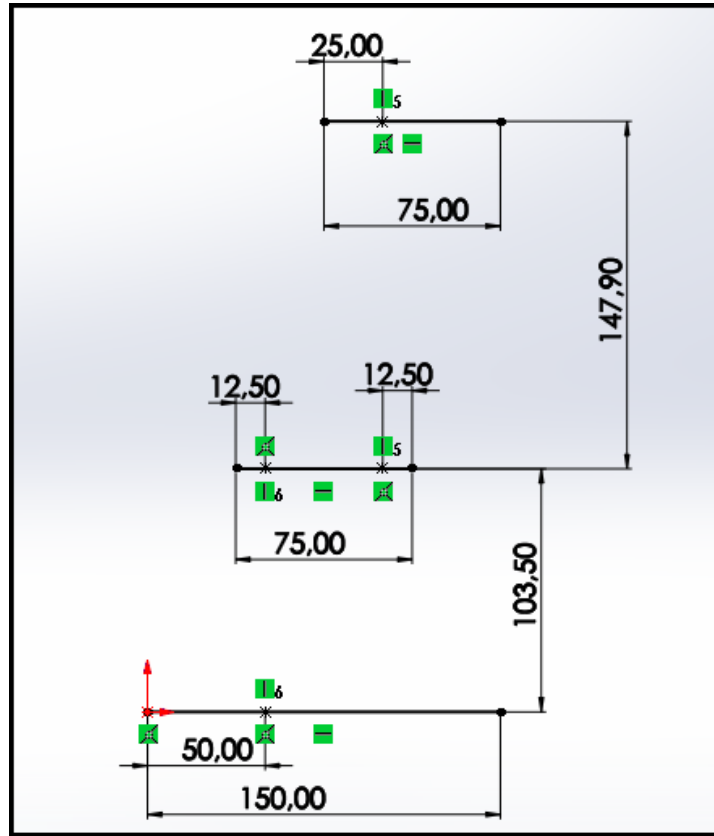


Figura 14: Posicionamento dos centros das engrenagens nos eixos.(Autor, 2022).

As tabelas 7, 8 e 9 abaixo mostram os valores obtidos com o dimensionamento dos três eixos.

Variável Calculada	Equação	Resultado para Eixo 1
Força Tangencial	$F_t = \frac{M_T}{r}$	$F_t = 759,56 \text{ N}$
Força Radial	$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_0$	$F_r = 276,46 \text{ N}$
Momento Fletor Resultante	$M_{r(\text{máx})} = \sqrt{M_{V(\text{máx})}^2 + M_{H(\text{máx})}^2}$	$M_{r(\text{máx})} = 26943,70 \text{ N.mm}$
Momento Ideal	$M_i = \sqrt{M_{R(\text{máx})}^2 + \left(\frac{a}{2} \cdot M_T\right)^2}$	$M_i = 28266,26 \text{ N.mm}$
Coeficiente de Bach	$a = \frac{\sigma_{fadm}}{\tau_{fadm}}$	$a = 1,2$
Diâmetro Mínimo do Eixo 1	$d \geq 2,17 \sqrt[3]{b \cdot \frac{M_i}{\sigma_{fadm}}}$	$d \geq 16,88 \text{ mm}$ $d_{\text{utilizado}} = 20,00 \text{ mm}$

Tabela 7: Valores Calculados no Dimensionamento do eixo 1.(Autor, 2022)

Variável Calculada	Equação	Resultado para Eixo 2
Força Tangencial	$F_t = \frac{M_T}{r}$	$F_{t1} = 759,56 \text{ N}$ $F_{t2} = 2536,87 \text{ N}$
Força Radial	$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_0$	$F_{r1} = 276,46 \text{ N}$ $F_{r2} = 923,34 \text{ N}$
Momento Fletor Resultante	$M_{r(\text{máx})} = \sqrt{M_{V(\text{máx})}^2 + M_{H(\text{máx})}^2}$	$M_{r(\text{máx})} = 29805,63 \text{ N.mm}$
Momento Ideal	$M_i = \sqrt{M_{R(\text{máx})}^2 + \left(\frac{a}{2} \cdot M_T\right)^2}$	$M_i = 48787,04 \text{ N.mm}$
Coeficiente de Bach	$a = \frac{\sigma_{fadm}}{\tau_{fadm}}$	$a = 1,2$
Diâmetro Mínimo do Eixo 1	$d \geq 2,17 \sqrt[3]{b \cdot \frac{M_i}{\sigma_{fadm}}}$	$d \geq 20,25 \text{ mm}$ $d_{\text{utilizado}} = 22,00 \text{ mm}$

Tabela 8: Valores Calculados no Dimensionamento do eixo 2.(Autor, 2022)

Variável Calculada	Equação	Resultado para Eixo 3
Força Tangencial	$F_t = \frac{M_T}{r}$	$F_t = 2536,87 \text{ N}$
Força Radial	$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_0$	$F_r = 923,34 \text{ N}$
Momento Fletor Resultante	$M_{r(\text{máx})} = \sqrt{M_{V(\text{máx})}^2 + M_{H(\text{máx})}^2}$	$M_{r(\text{máx})} = 44994,65 \text{ N.mm}$
Momento Ideal	$M_i = \sqrt{M_{R(\text{máx})}^2 + \left(\frac{a}{2} \cdot M_T\right)^2}$	$M_i = 191811,83 \text{ N.mm}$
Coeficiente de Bach	$a = \frac{\sigma_{fadm}}{\tau_{fadm}}$	$a = 1,2$
Diâmetro Mínimo do Eixo 1	$d \geq 2,17 \sqrt[3]{b \cdot \frac{M_i}{\sigma_{fadm}}}$	$d \geq 31,97 \text{ mm}$ $d_{\text{utilizado}} = 35,00 \text{ mm}$

Tabela 9: Valores Calculados no Dimensionamento do eixo 3.(Autor, 2022)

3.1.3 Dimensionamento das Chavetas

Para o dimensionamento das chavetas, foi utilizado o material ABNT 1050 st60.11. Este material é recomendado por Melconian (2009) e possui tensão admissível de cisalhamento (τ) de 60 N/mm² e pressão média de contato (σ_d) de 100 N/mm. A tensão de cisalhamento tende a romper a chaveta por conta do torque aplicado e a pressão de contato tende a esmagar a chaveta. Tendo os valores do material foi possível dimensionar as chavetas conforme a tabela 10 abaixo.

Variável Calculada	Equação	Resultado para Eixos 1, 2 e 3
Tensão admissível ao cisalhamento	$\tau = \frac{F_T}{b \cdot l_c}$	$l_{c1} = 3,96 \text{ mm}$ $l_{c2} = 16,26 \text{ mm}$ $l_{c3} = 32,37 \text{ mm}$
Pressão de contato(esmagamento)	$\sigma_d = \frac{F_T}{l_e(h - t_1)}$	$l_{e1} = 5,70 \text{ mm}$ $l_{e2} = 23,41 \text{ mm}$ $l_{e3} = 64,74 \text{ mm}$

Tabela 10: Valores Calculados no Dimensionamento das chavetas.(Autor, 2022)

As chavetas dimensionadas são baseadas na norma DIN6885, como resultado foi identificado que para a engrenagem 1 é necessária apenas uma chaveta, na engrenagem 2 são necessárias 3 chavetas, na engrenagem 3 apenas uma chaveta e na engrenagem 4 também são necessárias 3 chavetas.

3.1.4 Seleção de Mancais

Para a seleção de mancais foi utilizado o catálogo da SKF, onde com o cálculo das reações de apoio, foi possível determinar as capacidades de cargas dinâmicas. Com as cargas e o catálogo foi determinados os rolamentos a serem utilizados nos eixos. Para o primeiro eixo foi utilizado o rolamento SKF61804 com C = 4,03 kN; no eixo 2, foi utilizado o rolamento SKF61905, com C = 7,02 kN; para o eixo 3 o rolamento utilizado foi o SKF61807 de C = 4,36 kN.

3.1.5 Modelagem do Sistema em CAD

A modelagem do sistema consistiu no desenho 3D das engrenagens, eixos e chavetas devidamente posicionados conforme figuras de 12 à 20 abaixo. A fim de simplificação do projeto não foram modelados os mancais de rolamento. Assim, foi utilizado o software *SolidWorks*, as imagens da modelagem do sistema são mostradas a seguir.

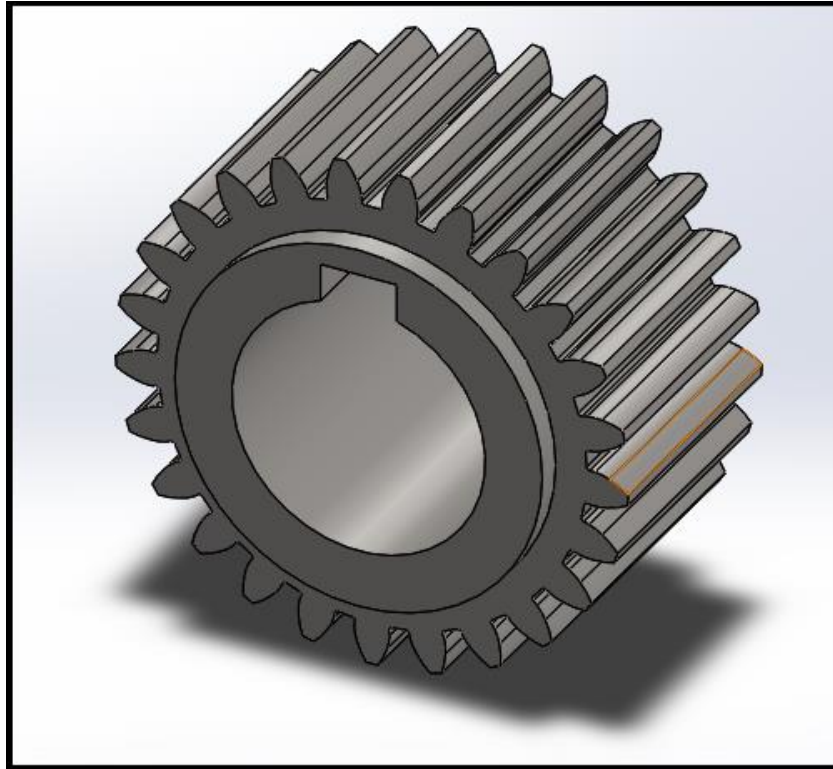


Figura 15: Modelagem da engrenagem 1.(Autor, 2022)

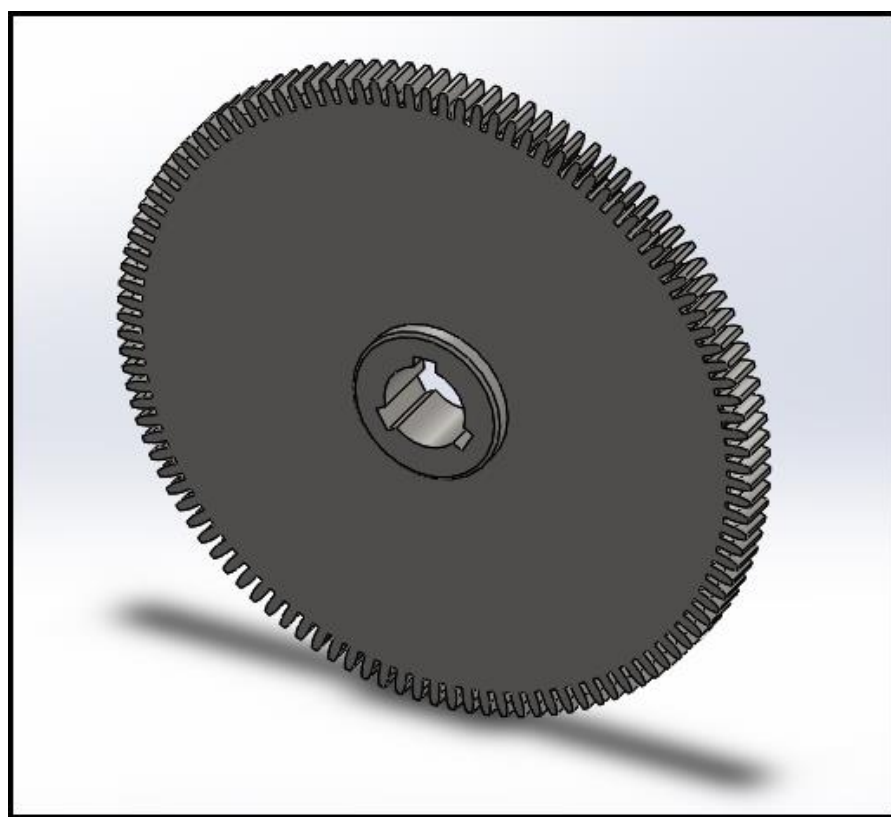


Figura 16: Modelagem da engrenagem 2.(Autor, 2022)

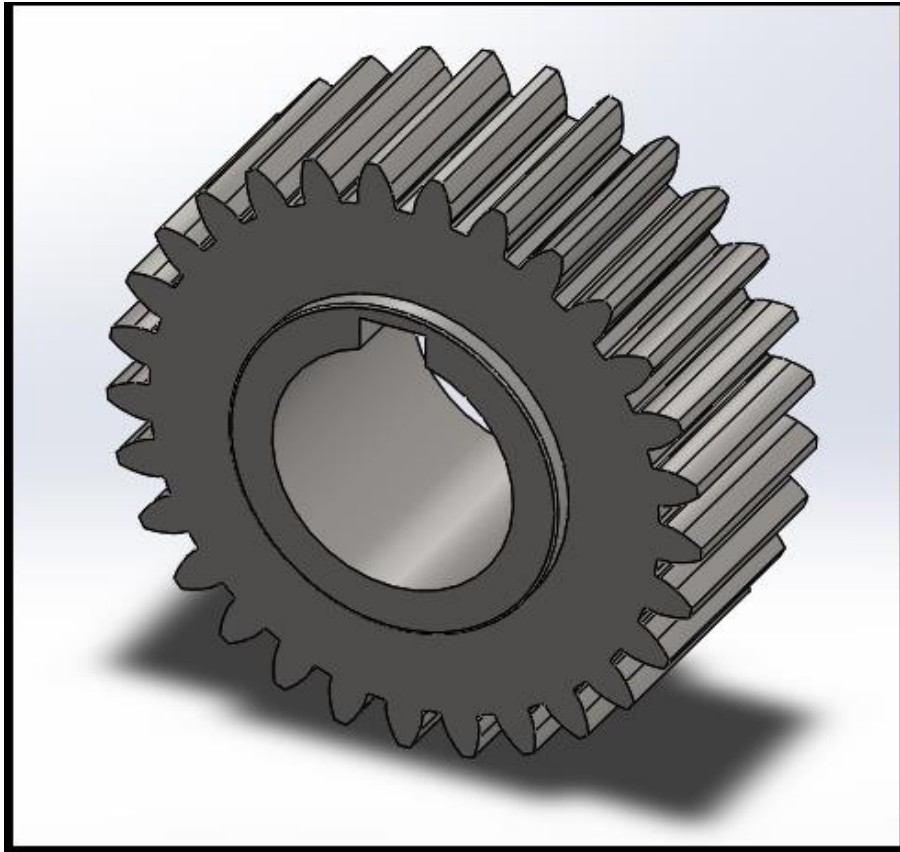


Figura 17: Modelagem da engrenagem 3.(Autor, 2022)

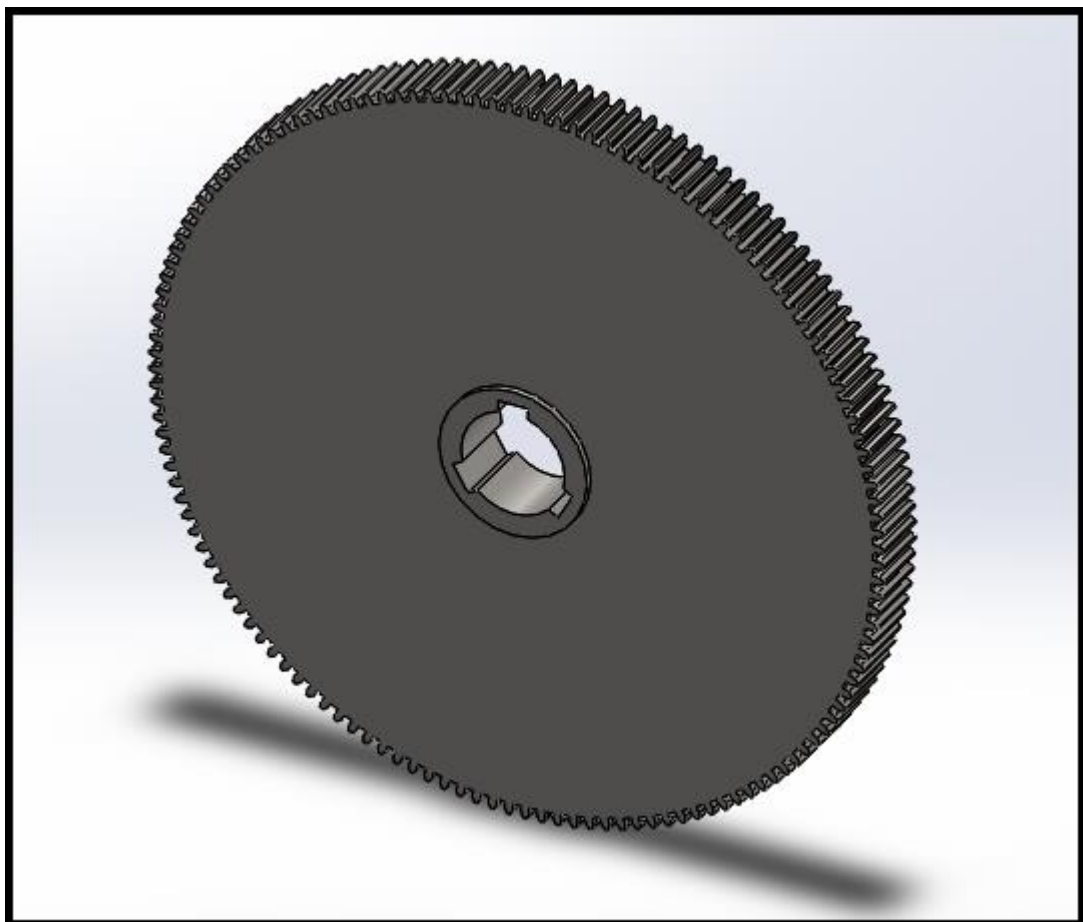


Figura 18: Modelagem da engrenagem 4.(Autor, 2022)

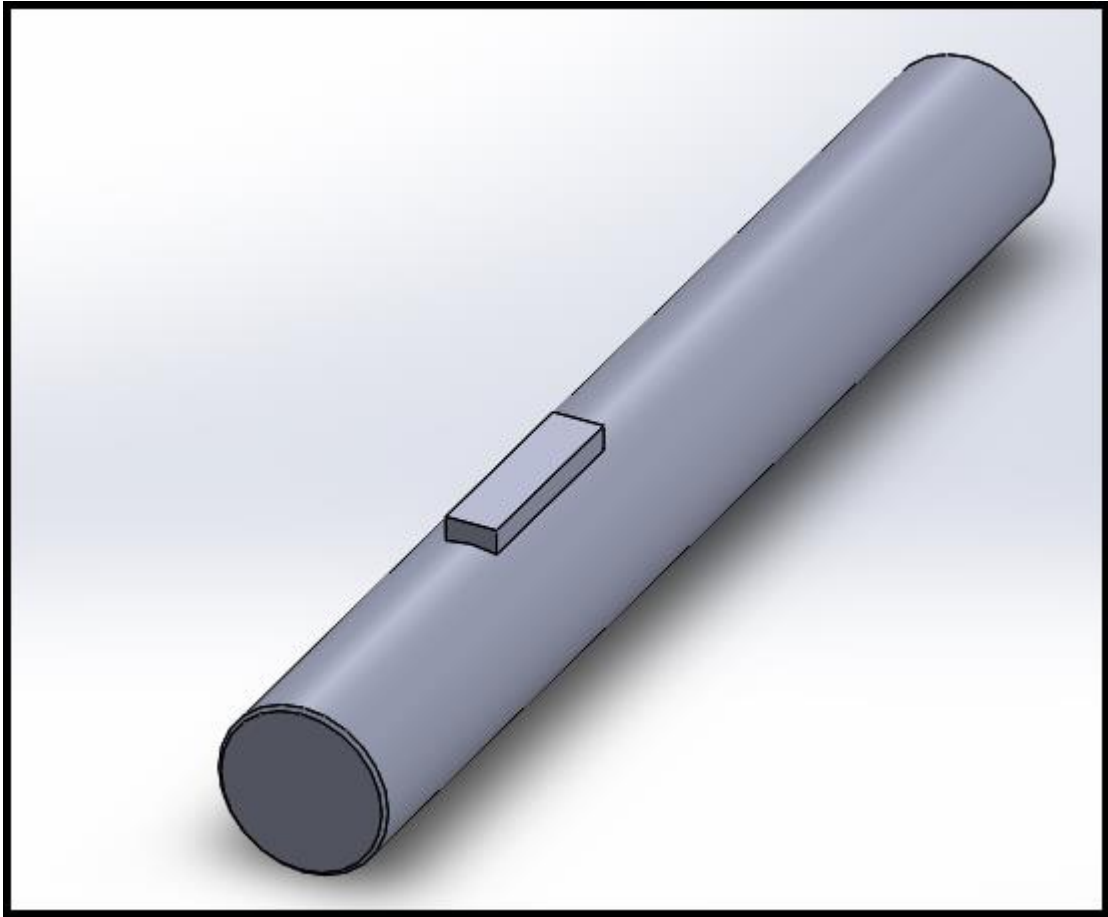


Figura 19: Modelagem do eixo 1 e sua chaveta.(Autor, 2022)

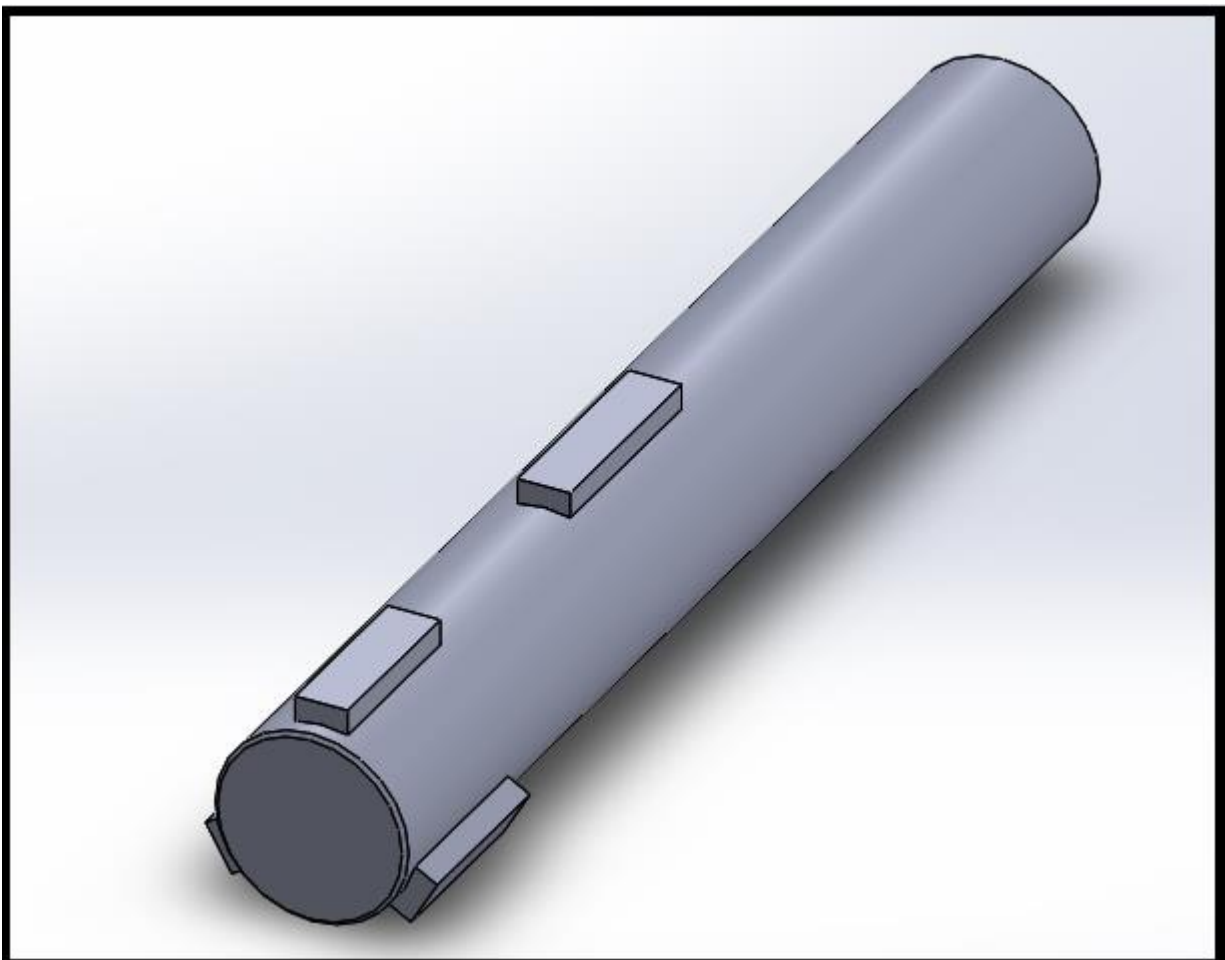


Figura 20: Modelagem do eixo 2 e suas chavetas.(Autor, 2022)

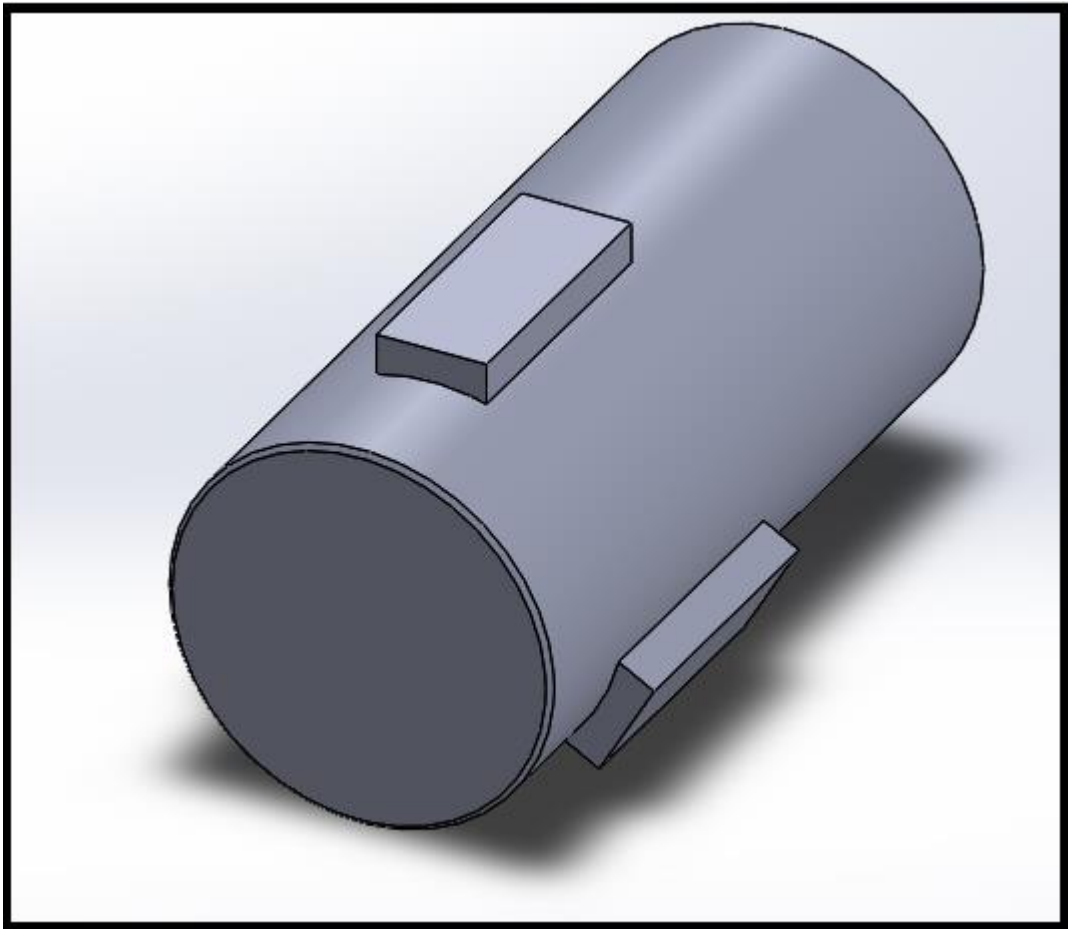


Figura 21: Modelagem do eixo 3 e suas chavetas.(Autor, 2022)

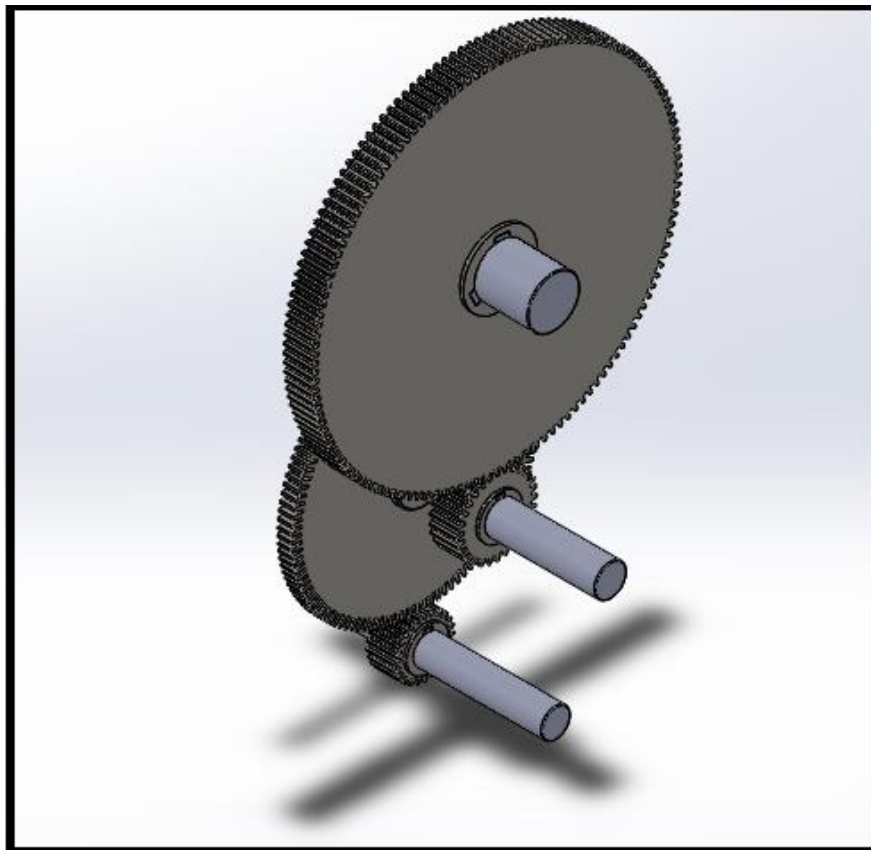


Figura 22: Montagem dos elementos internos do redutor, vista isométrica.(Autor, 2022)

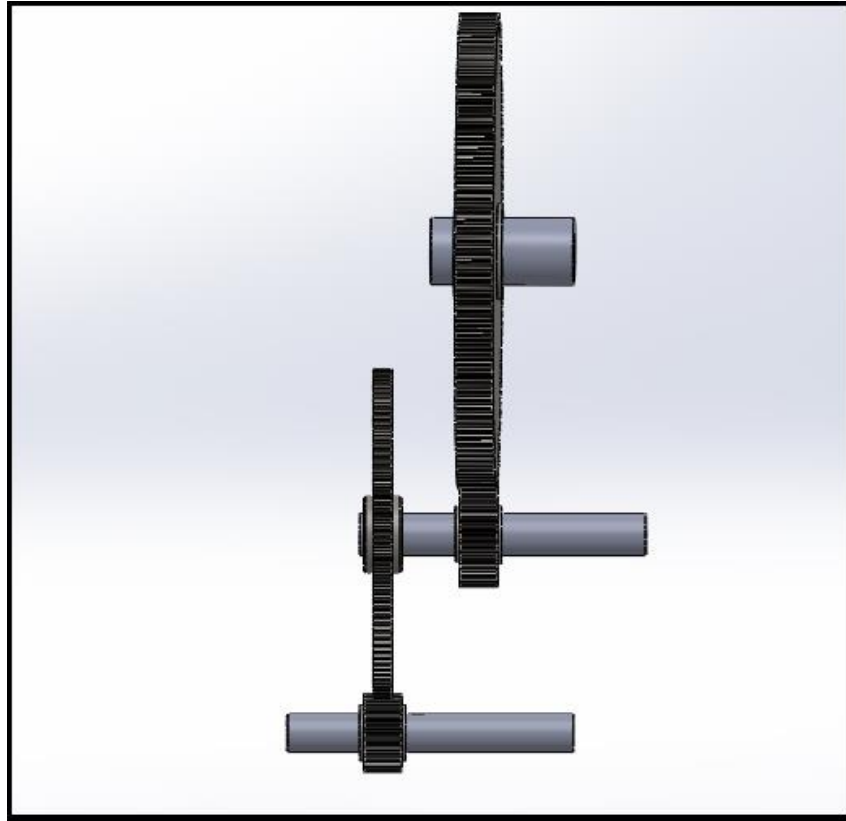


Figura 23: Montagem dos elementos internos do redutor, vista frontal.(Autor, 2022)

3.2 SIMULAÇÃO DOS ELEMENTOS DO REDUTOR EM CAE

Para a realização da análise estática dos elementos do sistema foi utilizada a ferramenta *Simulation* do software *SolidWorks*. Os elementos foram fixados conforme seus pontos de apoio, sendo os mancais de rolamento para os eixos e os eixos para as engrenagens. Assim foi possível a obtenção dos gradientes de tensão, deslocamento e deformação do material selecionado para esses componentes. Com isso é possível determinar se os valores são superiores ao valor de escoamento, gerando ou não falha do elemento.

3.2.1 Simulação das Engrenagens

Para a realização da simulação, foram utilizados os valores das forças radiais e axiais dos itens calculados anteriormente, obtendo-se assim os gradientes de tensão, deslocamento e deformação resultante da aplicação dessas forças no dente da engrenagem. A fim de simular a condição mais extrema a região interna(cubo) da engrenagem foi fixada, simulando o eixo parado com as forças agindo sob dente. As figuras 21, 22, 23 e 24 mostram os gradientes de tensões obtidos.

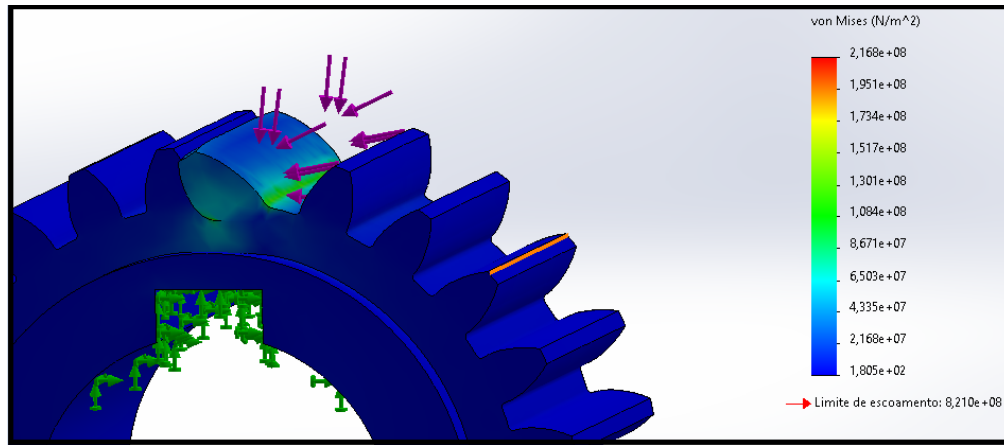


Figura 24: Gradiente de tensões da engrenagem 1 em escala de distorção 1197,56 do SolidWorks.(Autor, 2022)

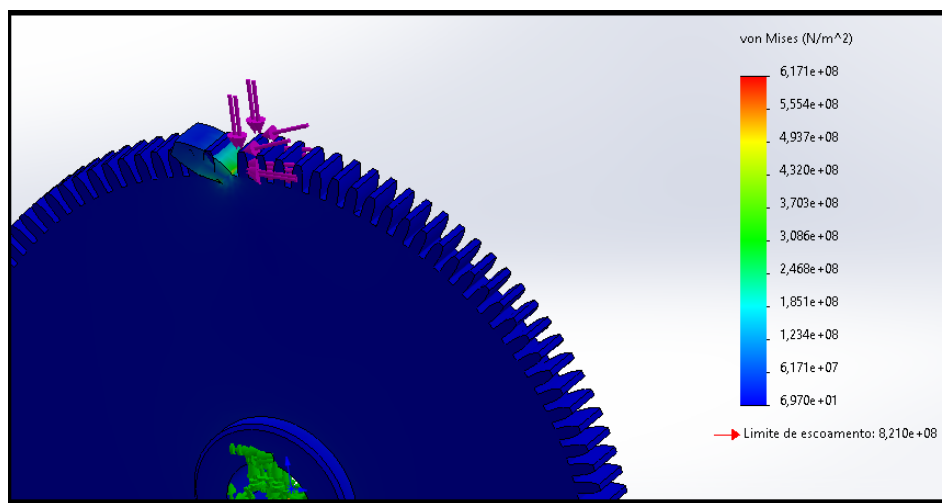


Figura 25: Gradiente de tensões da engrenagem 2 em escala de distorção 519,68 do SolidWorks.(Autor, 2022)

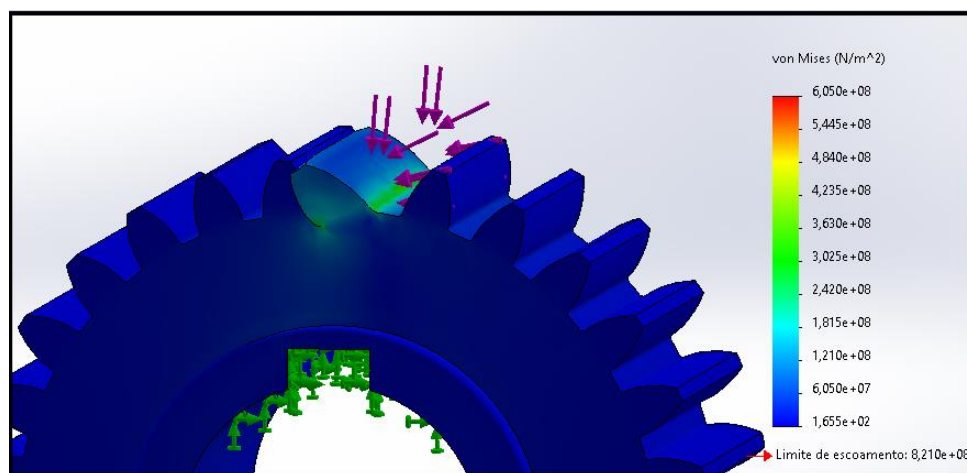


Figura 26: Gradiente de tensões da engrenagem 3 em escala de distorção 457,03 do SolidWorks.(Autor, 2022)

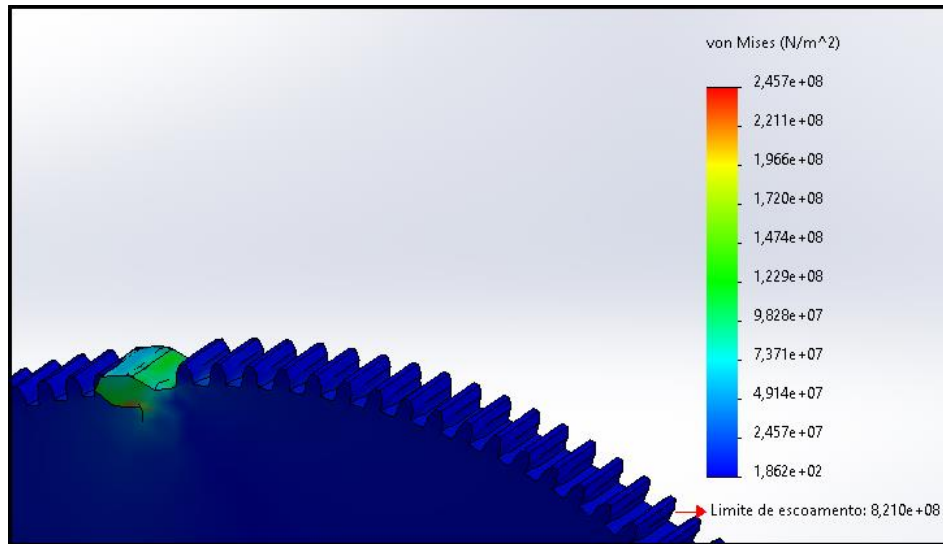


Figura 27: Gradiente de tensões da engrenagem 4 em escala de distorção 1106,49 do *SolidWorks*.(Autor, 2022)

Conforme os gradientes de tensões mostrados nas figuras acima, fica evidente que as tensões máximas situam-se na região do pé do dente. O material utilizado para a fabricação das engrenagens possui tensão de escoamento de aproximadamente 821MPa, como em nenhuma das engrenagens o valor da tensão máxima superou esse valor, sendo o maior valor encontrado de 617,1MPa, sendo 1,3 vezes menor que o valor da tensão de escoamento. Diante disso evidencia-se que os componentes não falharão. Através do software *SolidWorks* foram obtidos os valores dos coeficientes de segurança das engrenagens. Para o primeiro par de engrenagens os valores obtidos foram 3,8 para o pinhão e 1,3 para a coroa. Para o segundo par de engrenagens foram obtidos os valores de 1,4 para o pinhão e 3,3 para a coroa.

Quanto aos deslocamentos, entre todas as engrenagens o maior valor de deslocamento máximo obtido foi na engrenagem 2, com o valor de 0,033 mm. Este valor é muito pequeno para ser considerado como um deslocamento que possa interferir no funcionamento do componente, pode-se afirmar que este deslocamento no dente da engrenagem é desprezível. A figura 25 mostra o resultado obtido na engrenagem 2.

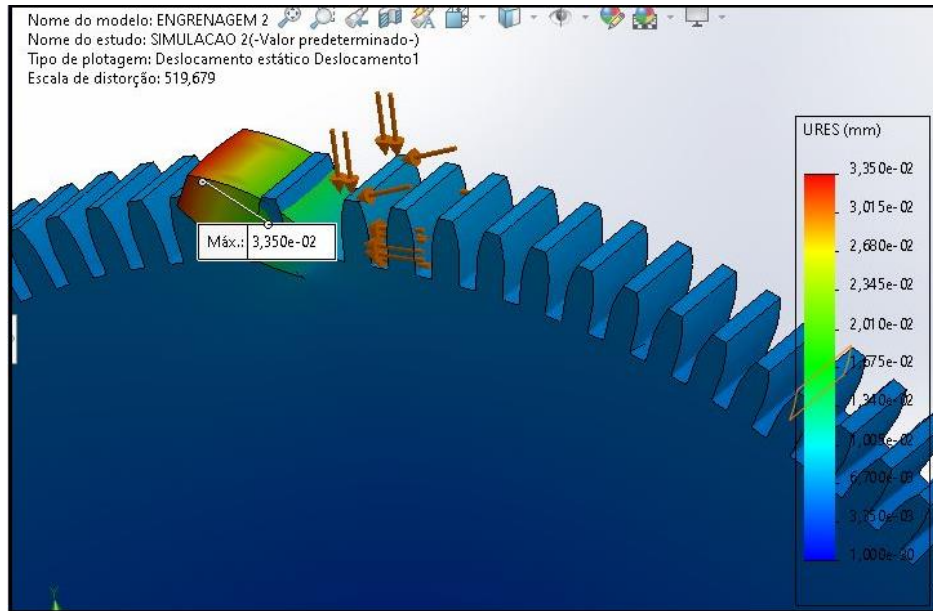


Figura 28: Deslocamento máximo obtido para a engrenagem 2 em escala de distorção 519,68 do SolidWorks.(Autor, 2022)

3.2.2 Simulação dos Eixos

Para a realização da simulação, foram utilizados os valores dos torques calculados nos eixos, as forças geradas pelas engrenagens, as reações de apoio nos mancais de rolamento e os valores dos diâmetros obtidos nas tabelas 7, 8 e 9. Conforme as simulações anteriores, buscou-se simular os componentes na situação mais extrema possível. Assim, foram considerados fixos os locais que transmitem as rotações entre os eixos, ou seja as chavetas. As figuras 26, 27 e 28 abaixo mostram os resultados obtidos.

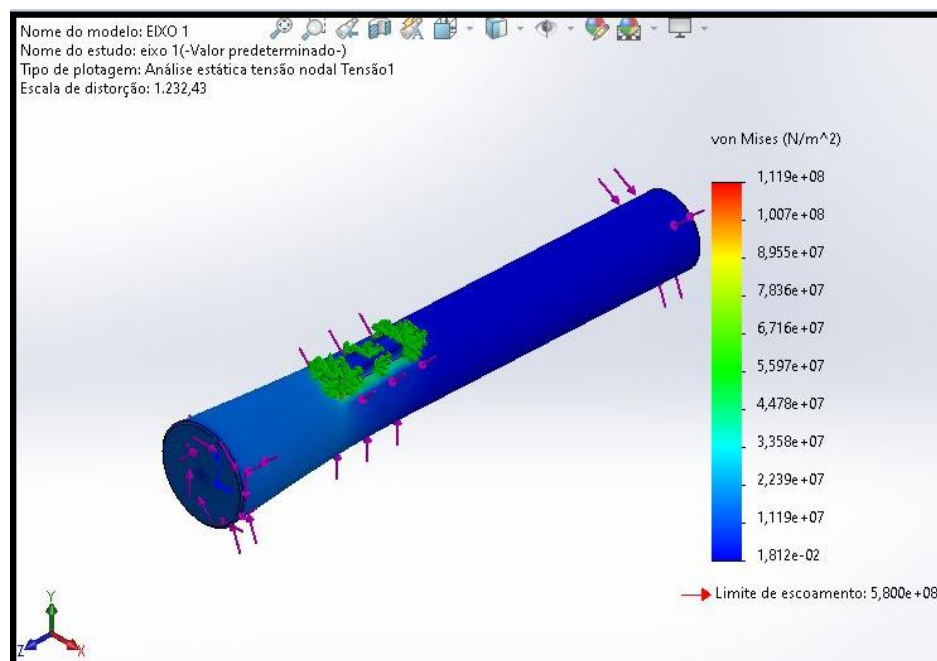


Figura 29: Gradiente de tensões no eixo 1 em escala de distorção 1232,43 do SolidWorks.(Autor, 2022)

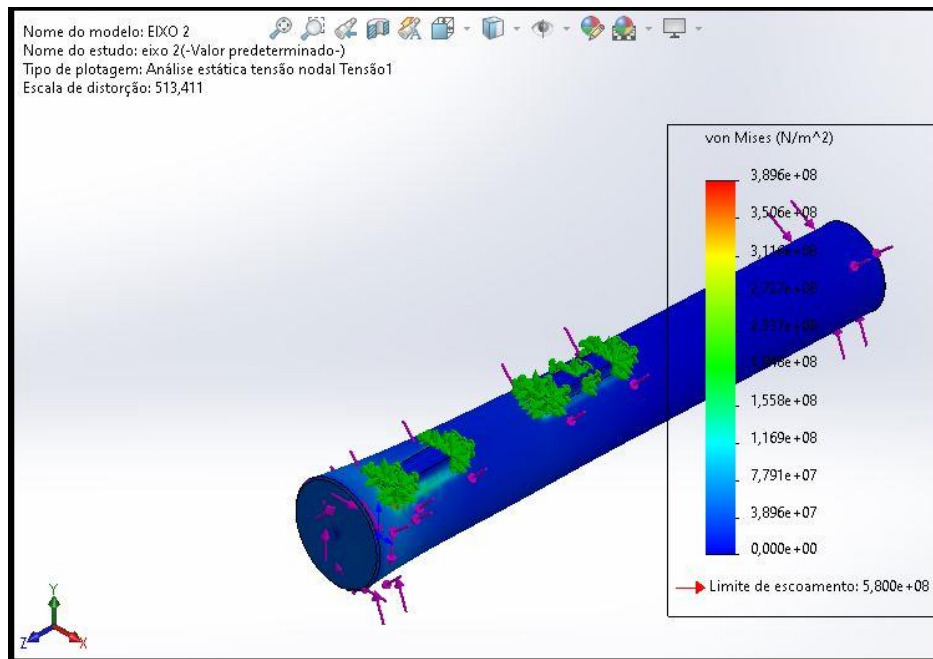


Figura 30: Gradiente de tensões no eixo 2 em escala de distorção 513,41 do SolidWorks.(Autor, 2022)

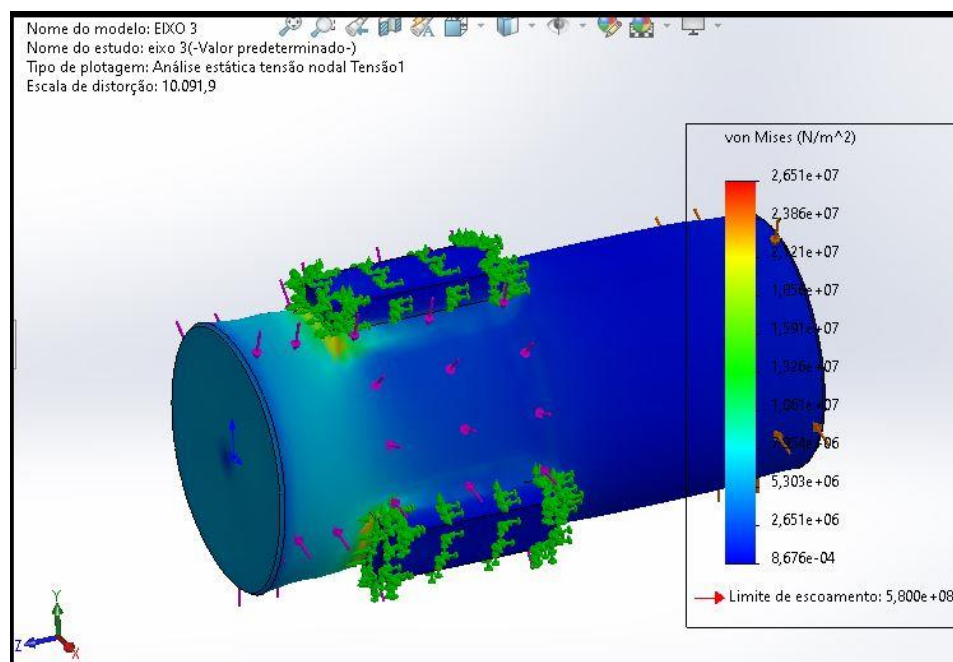


Figura 31: Gradiente de tensões no eixo 3 em escala de distorção 10091,90 do SolidWorks.(Autor, 2022)

O material utilizado possui 500 MPa de tensão de escoamento, o maior valor encontrado foi no eixo dois e ainda é 1,5 vezes menor que essa tensão de escoamento. Deve ser levado em consideração as limitações do software e fato dessa condição ser extrema, porém mesmo assim os resultados obtidos atestam que esses componentes não falharão. Os coeficientes de segurança encontrados através do SolidWorks para os eixos foram de 5,2, para o eixo 1, 1,5 para o eixo 2 e 2,2 para o eixo 3.

Quanto ao deslocamento, em todos os eixos o maior deslocamento encontra-se na ponta do eixo, na região mais externa do mancal. Dentre todos os eixos o que apresentou maior deslocamento máximo foi o eixo 2, com 0,0305 mm. Este valor é muito pequeno para interferir no funcionamento do sistema. A figura 29 abaixo mostra o gradiente de deslocamento obtido para o eixo 2.

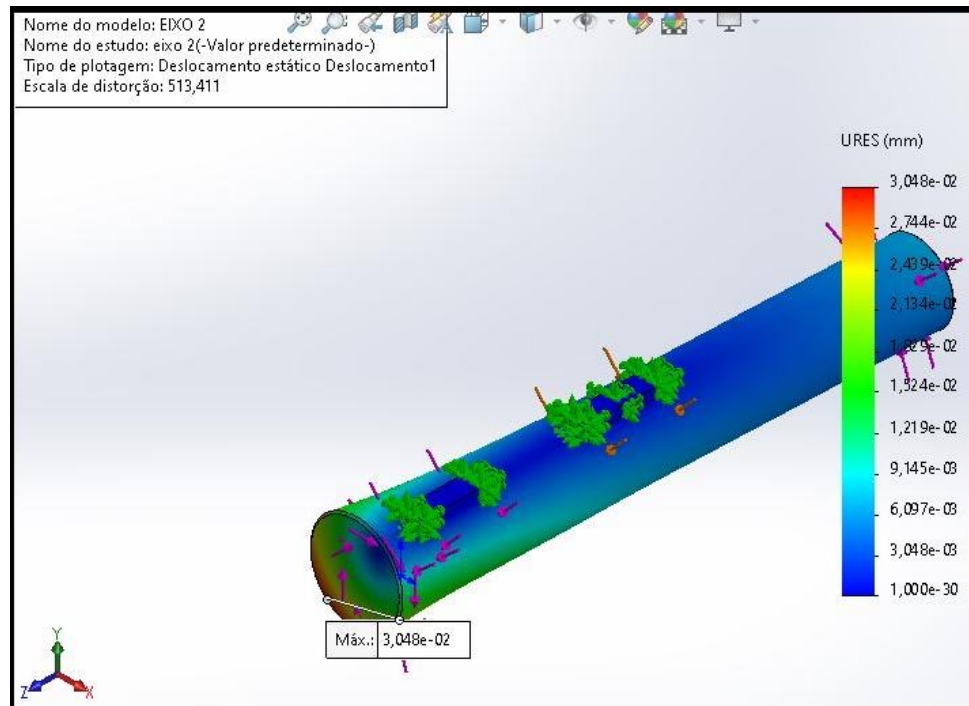


Figura 32: Deslocamento máximo obtido no eixo 2 em escala de distorção 513,41 do SolidWorks.(Autor, 2022)

4 CONCLUSÃO

Neste trabalho foi feito o dimensionamento dos elementos de um redutor de velocidades para uma esteira transportadora de pequeno porte com o objetivo de tornar a esteira operante com sua velocidade linear ideal.

Foi realizado o dimensionamento das engrenagens, eixos, chavetas e a seleção dos mancais de rolamento. Em seguida foi feito o modelamento em 3D do sistema no software *SolidWorks* e a simulação de elementos finitos das engrenagens e eixos para a verificação das tensões e deformações desses componentes.

Com a coleta de dados inicial, foi possível dar início ao dimensionamento dos componentes do sistema. A metodologia utilizada foi a mais simples possível encontrada na literatura especializada, mas que é reconhecida internacionalmente e amplamente utilizada. Assim, foi possível definir a configuração do sistema como sendo de dois pares de engrenagens, um de 25 e 113 dentes, com coeficientes de segurança de 3,8 e 1,3 respectivamente, e o outro de 29 e 140 dentes, com coeficientes de segurança de 1,4 e 3,3 respectivamente, dispostos em 3 eixos, com diâmetros de 20 mm, 22 mm e 35 mm, com coeficientes de segurança de 5,2, 1,5 e 2,2 respectivamente e com chavetas segundo a norma DIN6885 e mancais SKF61804, SKF61905 e SKF61807. Essa configuração proporcionou uma redução total de 21:1 para o sistema o que fez com que às demandas impostas a este fossem atendidas, sempre tendo em vista a solução mais simples do ponto de vista construtivo e mais viável economicamente. O sistema foi modelado, o que serviu para a análise estática realizada.

Com a análise estática, foi possível observar que as tensões suportadas pelos elementos são superiores às tensões que agem sobre os elementos dimensionados. Em virtude disso, pode-se concluir que o dimensionamento realizado atende aos objetivos do projeto, visto que os componentes dimensionados são capazes de suportar os esforços que atuam no sistema. Além disso, este trabalho possibilita que outros pesquisadores possam utilizar sua metodologia para dimensionar outros redutores das mais diversas configurações e com as mais variadas aplicações, podendo também ser utilizado para trabalhos futuros, como o dimensionamento dos demais componentes da esteira transportadora.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AMAZON. **Aexit DC 12V 500RPM**. Disponível em: <https://www.amazon.com.br/Aexit-500RPM-2-terminais-el%C3%A9trico-redutor/dp/B07KVZWH7R>. Acesso em: 04 de setembro de 2022
- ANTUNES, I; FREIRE, M. A. C. **Elementos de Máquinas**. São Paulo: Érica, 1997.
- BUDYNAS, R. G. **Elementos de Máquinas de Shigley**: projeto de engenharia mecânica. 8 ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.
- BIGATON, C. **Apostila projetos mecânicos 3º ciclo de técnico em mecânica**. Disponível em: http://www.etepiracicaba.org.br/cursos/apostilas/mecanica/3_ciclo/projetos_mecanicos.pdf >. Acesso em: 04 de setembro de 2022
- BORMAX. **Correias transportadoras (2022)**. Disponível em: <https://www.correiasindustriais.com.br/correias-transportadoras/>. Acessado em: 04 de Setembro 2022.
- CNI; IEL; ELETROBRÁS. **Correias transportadoras guia básico**. PROCEL INDÚSTRIA, Edição Seriada, 2008.
- CNI; IEL; ELETROBRÁS. **Correias transportadoras guia básico**. PROCEL INDÚSTRIA, Edição Seriada, 2009.
- DAMASCENO, S. M. D. N. **Uma proposta para avaliação do rendimento de motores de indução trifásicos em chão de fábrica**. 2002. Dissertação (Mestrado em engenharia elétrica) – Universidade Federal da Bahia, Salvador, Bahia, 2002.
- FARIA, I. B. **Seleção de um redutor de engrenagens para um agitador e planejamento das ações de manutenção**. 2009. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Nova de Lisboa, Monte de Caparica, Setúbal, Portugal, 2009.
- GALL, J. V. **Desenvolvimento de uma Bancada Didática de Transmissões Mecânicas**. 2013 Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade Horizontina, Horizontina, 2013.
- GENEROSO, D. J. **Elementos de Máquina (2009)**. Disponível em: https://wiki.ifsc.edu.br/mediawiki/images/9/9c/Apostila_elementos_de_maquinas.pdf. Acessado em: 04 de Setembro 2022.
- GORDO, N.; FERREIRA, J. Mecânica: **Elementos de Máquinas**. (Coleção Telecurso 2000 Profissionalizante) (vol. 1 e 2). São Paulo, Ed. Globo S.A, s/d.
- INDUSTRIAL, M. **Formação de correias transportadoras (2022)**. Disponível em: <https://www.mecanicaindustrial.com.br/632-formacao-de-correias-transportadoras/>. Acessado em: 04 de Setembro 2022.

LUÍS, André; MELO, Douglas; SANDER, Gabriel; RAMOS, Paulo Sérgio. **Projeto Esteira Transportadora**. Minas Gerais, 2016.

MARCO, F. **Elementos de Máquinas II – Correias (2013)**. Disponível em: <http://www.ebah.com.br/content/ABAAAfou0AD/correias-2?part=8>. Acessado em: 04 de Setembro 2022.

MELCONIAN, S. **Elementos de máquinas**. 9. ed. São Paulo: Erica, 2009.

MOVEPACK. **Esteira transportadora industrial**. Disponível em: <https://movepackbrasil.com.br/produto/esteira-transportadora-industrial/>. Acessado em: 04 de Setembro 2022.

_____. NBR 11 – transporte, movimentação, armazenagem e manuseio de materiais. São Paulo, 2006.

NEVES, A. D. S; OLIVEIRA, F.; LUNA, H. M; SIMÃO, J. M.; CASATI, L. F. S.; AGUIAR, R. R; EGUÍA, F. **Esteira Transportadora**. 2018. Relatório (Graduação em Engenharia Mecânica) – Centro Universitário Católico Salesiano Auxilium, Araçatuba, 2018.

NORTON, Robert. **Projeto de máquinas**. Porto Alegre: Bookman, 2013.

RITTER, L. L. **Dimensionamento de um Sistema de Transmissão para um Veículo BAJA**. 2015 Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade Horizontina, Horizontina, 2015.

SANTOS, A. **Apostila engrenagens cilíndricas de dentes retos**. Disponível em: <http://www.fem.unicamp.br/~lafer/em618/pdf/Apostila%20Engrenagens%204.pdf>. Acessado em: 04 de Setembro 2022.

SEW DO BRASIL. **Moto redutores**. Catálogo 8/88 ed. 06/93.

SKF. **Rolamentos de esferas**. Catálogo. 2015.

WIENANDTS, L. F. R. **Dimensionamento do Sistema de Transmissão Mecânica para o Veículo BAJA Univantes**. 2019 Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade do Vale do Taquari, Lajeado, 2019.

ANEXO A – FATOR DE FORMA (q)

Engrenamento Externo									
nº de dentes	10	11	12	13	14	15	16		
fator q	5,2	4,9	4,5	4,3	4,1	3,9	3,7		
nº de dentes	17	18	21	24	28	34	40		
fator q	3,6	3,5	3,3	3,2	3,1	3,0	2,9		
nº de dentes	50	65	80	100					
fator q	2,8	2,7	2,6	2,6	2,5				
Engrenamento Interno									
nº de dentes	20	24	30	38	50	70	100	200	
fator q	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5

Fonte: Melconian, 2009, p.102.

ANEXO B – FATOR DE SERVIÇO AGMA (ϕ)

Aplicações	Serviços	
	10h	24h
AGITADORES		
Líquidos	1,00	1,25
Misturadores de polpa	1,25	1,50
Semilíquidos de densidade variável	1,25	1,50
ALIMENTADORES		
Alimentadores helicoidais	1,25	1,50
Alimentadores recíprocos	1,75	2,00
Transportadores (esteira e correia)	1,25	1,50

Fonte: Melconian, 2009, p.103.

ANEXO C – TENSÃO ADMISSÍVEL (σ)

MATERIAL	MP _a (N/mm ²)
FoFo cinzento	40
FoFo nodular	80
Aço fundido	90
SAE 1010/1020	90
SAE 1040/1050	120
SAE 4320/4340	170
SAE 8620/8640	200
Mat. Sintético - Resinas	35

Fonte: Melconian, 2009, p.110.