

CENTRO UNIVERSITÁRIO FEI
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO DE UM MECANISMO DE TRANSMISSÃO CVT

Relatório apresentado ao departamento de Engenharia Mecânica do Centro Universitário FEI, como parte dos requisitos de avaliação da disciplina NM9820 - Projeto de Máquinas Auxiliado por Computador. Solicitado pelo Prof. Renato Marques.

Nomes e registros acadêmicos dos autores: **(Grupo: 026) – 04/12/2019**

1. Débora Gonçalves dos Santos.....12.214.557-6
2. Guilherme Strefezza12.216.366-0
3. Marcela Ferreira.....12.117.438-7
4. Pablo de Abreu.....12.115.069-2
5. Paulo Figueiredo12.116.200-2

São Bernardo do Campo

2019

RESUMO

O presente trabalho tem por objetivo projetar um sistema de redução contínua de velocidades (CVT) para aplicação em calandras de máquinas têxteis que atenda a uma determinada faixa de transmissão. Visando um projeto compacto, foi utilizado um sistema epicicloidal de engrenagens cilíndricas de dentes retos. Inicialmente, são apresentadas as características gerais do projeto e os métodos utilizados para dimensionamento de cada componente do sistema, incluindo: trem de engrenagens epicicloidal, eixos, polias fixas e variáveis, rolamentos e todos os demais elementos. Uma vez definidos os componentes, os resultados obtidos através da análise teórica são confrontados com os dados obtidos através de simulação numérica realizada no software Ansys Workbench Mechanical®, aplicada para análise de tensões do eixo crítico e engrenagens do trem epicicloidal. Os resultados foram analisados e discutidos de forma a validar o modelo utilizado.

Palavras-chave: CVT. Transmissão. Simulação Numérica.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO E OBJETIVOS	11
1.1 O PROBLEMA E A MOTIVAÇÃO PARA O ESTUDO	11
1.2 OBJETIVOS DO TRABALHO	11
2 REFERENCIAL TEÓRICO	12
2.1 CVT – HISTÓRICO	12
3 METODOLOGIA	13
3.1 DIMENSIONAMENTO DO MODELO	13
3.1.1 SELEÇÃO DO MOTOR ELÉTRICO	13
3.1.2 LAYOUT BÁSICO E RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO	14
3.1.3 ANÁLISE DAS POTÊNCIAS E TORQUES	16
3.1.4 DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS	17
3.1.5 DIMENSIONAMENTO DAS POLIAS FIXAS	24
3.1.6 DIMENSIONAMENTO DA CVT	28
3.1.7 DIMENSIONAMENTO DOS ENTALHES E CHAVETAS	33
3.1.8 DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS	36
3.1.8.1 MATERIAL	37
3.1.9 SELEÇÃO DOS ROLAMENTOS	56
3.1.10 LUBRIFICAÇÃO E CAIXA DE TRANSMISSÃO	60
3.2 SIMULAÇÃO NUMÉRICA	62
3.2.1 SIMULAÇÃO DAS ENGRENAGENS	62
3.2.2 SIMULAÇÃO DOS EIXOS	75
4 CONCLUSÕES	94
REFERÊNCIAS	96

1 INTRODUÇÃO E OBJETIVOS

Neste tópico são apresentadas as especificações iniciais do projeto e um breve resumo sobre as aplicações da CVT.

1.1 O PROBLEMA E A MOTIVAÇÃO PARA O ESTUDO

Sistemas de transmissão continuamente variada, conhecidos como “CVT”, são dispositivos utilizados para variar de forma contínua a relação de transmissão, possuindo infinitas relações entre dois limites (mínimo e máximo). Estes mecanismos permitem trocas de relação de transmissão de forma mais suave, tendo sua utilização ampliada nos últimos anos, principalmente quando aplicados a câmbios de veículos automotivos.

Porém, sua utilização não se restringe à indústria automotiva. O presente estudo visa o desenvolvimento de um mecanismo para aplicação na indústria têxtil, mais especificamente em calandras. Tais equipamentos tem ampla aplicação neste tipo de segmento, podendo ser utilizado em impressão de imagens e equipamentos que podem alisar, passar ou até afinar tecidos.

1.2 OBJETIVOS DO TRABALHO

Este trabalho tem por objetivo idealizar, dimensionar e desenhar um mecanismo de redução CVT para aplicação de calandras de máquinas têxteis, seguindo as especificações abaixo:

- a) Acionamento do sistema através de um motor elétrico de corrente alternada de torque normal, com potência mínima de 10 kW.;
- b) Utilização de polias de diâmetro variável em paralelo a um estágio de transmissão por polias fixas, com relação de transmissão total variando de 1 a 10;
- c) Utilização de um estágio de transmissão planetária com engrenagens cilíndricas de dentes retos;
- d) Relação de transmissão da polia variável entre 1/3 e 3;

e) Aplicação em calandras de máquinas têxteis, operando 6 horas por dia.

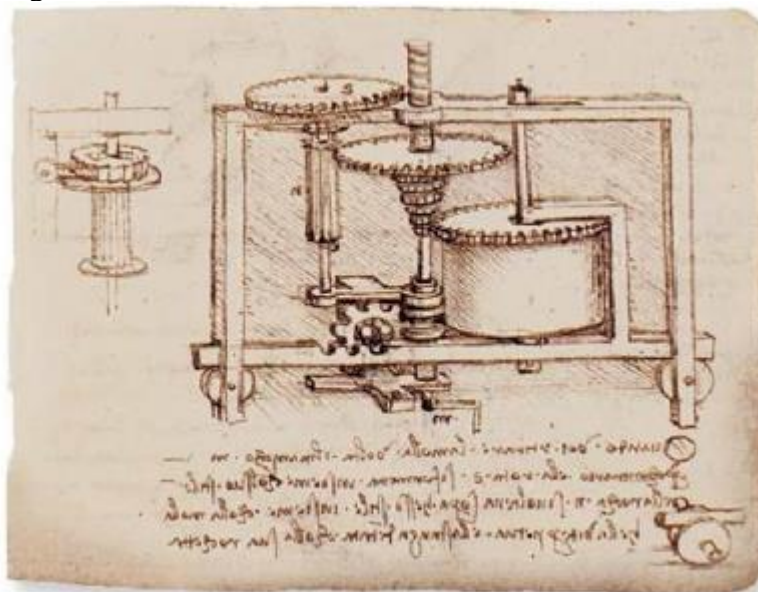
Com base nestas restrições, todo o sistema foi dimensionado para atender as especificações, partindo desde a escolha da rotação e potência do motor elétrico até o dimensionamento do epicicloidal.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 CVT – HISTÓRICO

Apesar de ter seu uso difundido recentemente (século XX), o primeiro mecanismo de transmissão continuamente variável foi idealizado por Leonardo Da Vinci, em 1490, conforme figura apresentada a seguir.

Figura 1 – Transmissão continuamente variável de Da Vinci.



Fonte: Disponível em :< <http://www.fallbrooktech.com/nuvinci-technology>>. Acesso em 30/08/2019.

Se tratando de uso comercial, o primeiro câmbio CVT foi utilizado cinco séculos depois, desenvolvido por Hub Van Dorne em 1958, na Holanda. A CVT era aplicada em caminhões da DAF, por meio da “CVT Variomatic”, que tinha como princípio de funcionamento a transmissão de potência por meio de duas polias. Uma das polias era conectada ao eixo motor (fonte de potência), enquanto a outra era conectada à árvore de transmissão. Enquanto uma das polias estava em diâmetro, a outra estava em um diâmetro menor, permitindo a variação de diâmetros e, consequentemente, a variação de

relações de transmissão. Dessa forma, enquanto uma se abria, a outra obrigatoriamente se fechava (polia escrava), e vice versa. Porém, o grande problema enfrentado por este modelo estava no material utilizado na correia (borracha), que não suportava torques elevados. Então, os esforços de Van Doorne se voltaram à busca de materiais para correias que suportassem esforços de motores de alto torque, e a Bosch (que absorveu a antiga empresa de Van Doorne) passou a fabricar correias metálicas, que garantiu maior durabilidade ao sistema.

Os câmbios CVT de correias metálicas foram amplamente difundidos na indústria automobilística pelo mundo nos últimos anos. No Brasil, alguns modelos da Honda, Nissan e Audi utilizam versões com controle eletrônico de polias. Porém, a maior restrição está relacionada ao torque que conseguem transmitir – 35 kgf.m (aproximadamente 343 N.m).

3 METODOLOGIA

Para dimensionamento do sistema adotamos a seguinte metodologia: primeiramente, fizemos o dimensionamento do modelo e seleção dos componentes através de análises teóricas, aplicando conceitos da disciplina de Elementos de Máquinas. Posteriormente, utilizamos um software de simulação numérica para validação dos resultados obtidos no dimensionamento das engrenagens do epicicloidial e do eixo crítico.

3.1 DIMENSIONAMENTO DO MODELO

3.1.1 SELEÇÃO DO MOTOR ELÉTRICO

Visando atender à especificação de potência do motor definida no Edital ($P_m=10$ kW) , consultamos o catálogo da WEG e buscamos um motor que forneça a potência mais próxima. Nosso objetivo era utilizar um motor de 1750 rpm ou 3500 rpm, em razão do maior rendimento apresentado, segundo informações disponibilizadas pelo fabricante.

Consultando o catálogo da WEG para motores trifásicos, selecionamos o motor de 1750 rpm que fornece uma potência de 11 kW. Esta rotação foi selecionada pois,

$$n_F \cdot Z_F = n_Y \cdot Z_Y \rightarrow n_Y = -\frac{Z_F}{Z_Y} \cdot \left(-(n_G - n_H) \cdot \frac{Z_G}{Z_F} \right) \rightarrow n_Y = +\frac{Z_G}{Z_Y} \cdot (n_G - n_H)$$

$$n_E \cdot Z_E = n_Y \cdot Z_Y \rightarrow n_E = +\frac{Z_Y}{Z_E} \cdot \left(\frac{Z_G}{Z_Y} \cdot (n_G - n_H) \right) \rightarrow n_E = +\frac{Z_G}{Z_E} \cdot (n_G - n_H)$$

Tabela 1: Determinação das rotações de cada engrenagem.

	ENGRENAGENS				
	<i>G</i>	<i>F</i>	<i>Y</i>	<i>E</i>	<i>H</i>
n_{arr}	n_H	n_H	n_H	n_H	n_H
n_{rel}	$(n_G - n_H)$	$-\frac{Z_G}{Z_F} \cdot (n_G - n_H)$	$\frac{Z_G}{Z_Y} \cdot (n_G - n_H)$	$\frac{Z_G}{Z_E} \cdot (n_G - n_H)$	0
n_{abs}	n_G	n_F	n_Y	n_E	n_H

Fonte: Autor.

Determinando relação de transmissão $\frac{Z_G}{Z_E}$ e i_f :

$$n_E = \frac{n_{motor}}{i_f} \quad n_G = \frac{n_{motor}}{i_v} \quad n_H = \frac{n_{motor}}{i_{total}}$$

$$n_E = n_H + \frac{Z_G}{Z_E} \cdot (n_G - n_H) \rightarrow \frac{n_{motor}}{i_f} = \frac{n_{motor}}{i_{total}} + \frac{Z_G}{Z_E} \cdot \left(\frac{n_{motor}}{i_v} - \frac{n_{motor}}{i_{total}} \right)$$

$$\frac{Z_G}{Z_E} = X \rightarrow \frac{n_{motor}}{i_f} = \frac{n_{motor}}{i_{total}} + X \cdot \left(\frac{n_{motor}}{i_v} - \frac{n_{motor}}{i_{total}} \right)$$

Simplificando a equação ficamos:

$$\frac{1}{i_f} = \frac{1}{i_{total}} + X \cdot \left(\frac{1}{i_v} - \frac{1}{i_{total}} \right) \quad eq.1$$

Com i_v variando de $\frac{1}{3}$ a 3 e i_{total} 1 a 10:

Caso 1: quando $i_v = 1/3 \rightarrow i_v = 10$

Caso 2: quando $i_v = 3 \rightarrow i_v = 1$

Realizando o equacionamento da eq.1, a partir das condições acima, encontramos:

$$i_f = 1,20 \quad e \quad X = \frac{Z_G}{Z_E} = 0,25$$

Para determinação do número de dentes de cada engrenagem, definimos o número de dentes das satélites através da ferramenta Solve do Excel, de forma a encontrar o menor número inteiro de dentes das satélites que atenda as seguintes restrições:

- i) O número de dentes das satélites é o mesmo;
- ii) Engrenagens sem correção (engrenamento zero);
- iii) $Z_F = Z_Y > Z_{\text{mínimo}} = 17$ dentes (para $\alpha = 20^\circ$);
- iv) Número de satélites é igual a 3, de forma a facilitar o balanceamento do conjunto de engrenagens.

Dessa forma, o sistema epicicloidal foi otimizado de tal forma que apresentasse a menor recirculação com o tamanho mais compacto possível, dentre as especificações apresentadas no projeto:

Z_G (planeta) = 36 dentes; Z_E (anelar) = 144 dentes; $Z_F = Z_Y$ (satélites) = 27 dentes.

3.1.3 ANÁLISE DAS POTÊNCIAS E TORQUES

Para definição do torque transmitido em cada engrenagem, realizamos a análise das potências, uma vez que a somatória das potências transmitidas é nula - desconsideramos as perdas por atrito nesta análise inicial.

Sendo assim, temos:

$$-T_H \cdot n_H + T_G \cdot n_G - T_E \cdot n_E = 0$$

Os sinais são definidos com base na convenção de sinal: potência negativa para saída e potência positiva para entrada.

Sendo:

$$T_H = T_{saída} = T_{motor} \cdot i_{total} = -\frac{60 \cdot P_{saída}}{2\pi n_{motor}} \cdot i_{total}$$

Considerando que as engrenagens satélites não transmitem torque, podemos também fazer a seguinte análise:

$$T_E \cdot n_E = -T_G \cdot n_G$$

Sendo $n_G = n_{motor} = 1750 \text{ rpm}$ e $\frac{z_G}{z_E} = 0,25$, chegamos aos seguintes torques e potências em cada caso:

Tabela 2: Torques e potências nas condições de máxima e mínima relação de transmissão.

Engrenagem	CASO 1 (iv mínimo)		CASO 2 (iv mínimo)	
	Torques (N.m)	Potências (kW)	Torques (N.m)	Potências (kW)
G	21,44	11,82	478,83	29,33
E	-5,36	-0,82	-119,71	-18,33
Braço H	-598,53	-11,00	-59,85	-11,00

Fonte: Autor.

Sendo:

Caso 1: quando $i_v = 1/3 \rightarrow i_{Total} = 10$

Caso 2: quando $i_v = 3 \rightarrow i_{Total} = 1$

Dessa forma, notamos que a recirculação máxima é de 18,33 kW, quando o sistema atua no caso 2.

3.1.4 DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS

O dimensionamento realizado teve por objetivo determinar os seguintes parâmetros:

- Módulo (m);
- Material e suas tensões admissíveis;
- Espessura da engrenagem (b);

Para dimensionamento das engrenagens utilizamos dois métodos de cálculo, utilizando o segundo como prova real, visando verificar o cálculo realizado. No

primeiro adotamos um material e a módulo $m=m_{\text{prévio}}$ normalizado, com o objetivo de definir a largura da engrenagem através de Lewis e Hertz. Para este método, tínhamos como restrição a relação b/m , já que uma das premissas de projeto é que este valor deve estar entre 10 e 15. Para o segundo método de cálculo adotamos o b/m no mesmo valor do já calculado no método inicial, além do módulo. Assim, calculamos as tensões do material para verificar os resultados obtidos anteriormente.

Tabela 3: Torques, potências e rotações em cada engrenagem do sistema epicicloidal.

ENGRENAGENS	N DENTES	TORQUES (N.m)	POTÊNCIAS (kW)	ROTAÇÕES (rpm)
Z_G – PLANETA	36	478,83	29,33	585,0
Z_F – SATÉLITE	27	159,64	13,04	780,0
Z_Y – SATÉLITE	27	39,90	32,59	7800,0
Z_E – ANELAR	144	119,71	18,33	1462,5

Fonte: Autor.

Para a primeira análise de dimensionamento utilizamos inicialmente o engrenamento de G (planeta) e F (satélite).

Para isso, calculamos o módulo $m_{\text{prévio}}$ para que nossas dimensões estejam com o fator de segurança incluso.

O torque em um dos engrenamento de G-F é dado pelo torque em G dividido pelo número de satélites:

$$T_G = \frac{478,83}{3} = 159,61 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Temos como premissa de projeto que a relação de espessura e módulo proposto esteja dentro do *range* abaixo:

$$10 \leq \frac{b}{m} \leq 15$$

Com o diâmetro prévio do eixo em que vai ser montado o satélite (calculado pelo critério de rigidez à torção), encontramos o módulo prévio para escolha da ferramenta de usinagem e as próximas dimensões:

$$d_{\text{prévio eixo}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T \cdot F_S}{\pi \cdot R_T \cdot G}} ; m_{\text{prév}} = \frac{1,5 \cdot d}{Z_F - 2 - C'}$$

Onde:

Torque - Torque na engrenagem planeta T;

Modulo de elasticidade transversal $G = \frac{E}{2 \cdot (1+\nu)}$, $E = 210\text{GPa}$, $\nu = 0,3$;

Rigidez torcional ($0,75^\circ/\text{m} \leq R_T \leq 1,25^\circ/\text{m}$) em função da flexão = Normal (conforme tabela na pág. 11.29 Elementos de máquinas);

Fator de serviço $F_S=1,25$ para 8h de serviço em calandras de máquinas têxteis;

Coeficiente de folga do fundo do dente $C'=0,25$ (conforme tabela na pág.101 da apostila de Engrenagens).

$$d_{prév} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 159,61 \times 10^3 \cdot 1,25}{\pi \cdot 1,75 \times 10^{-5} \cdot 81 \times 10^3}} = 34,65\text{mm} \rightarrow m_{prév} = \frac{1,5 \cdot (34,60284)}{27 - 2 - 0,25} = 2,09$$

$$m = 2 \text{ (módulo normalizado DIN 780)}$$

Material do pinhão Engrenagem F/Y - Din:15CrNi6/ABNT:4320; $\sigma_{Fadm} = 440\text{MPa}$; $\sigma_{Hadm} = 1920\text{MPa}$

Material da coroa engrenagens G/E - Din:16MnCr5/ABNT:8620; $\sigma_{Fadm} = 420\text{MPa}$; $\sigma_{Hadm} = 1920\text{MPa}$

Dimensionamento Engrenamento PAR G/F

$$\alpha = \alpha' = 20^\circ \rightarrow d = d' \rightarrow a = a' \rightarrow \text{Eng zero} \rightarrow X1 + X2 = 0 \rightarrow$$

Zona favoravel pelo ábaco 1

$$\text{Diâmetro primitivo: } d_{1-2} = Z_{1-2} \cdot m$$

$$\text{Diâmetro de base: } d_{b1-2} = d_{1-2} \cdot \cos 20^\circ$$

$$\text{Diâmetro de cabeça: } d_{a1-2} = (Z_{1-2} + 2) \cdot m$$

$$\text{Diâmetro de pé: } d_{f1-2} = (Z_{1-2} - 2,5) \cdot m$$

$$\text{Ângulo de incidência no topo do dente: } \alpha_{a1-2} = \arccos\left(\frac{d_{b1-2}}{d_{a1-2}}\right)$$

$$\text{Grau de recobimento (engrenagem externa): } \varepsilon_{1-2} = \frac{Z_{1-2}}{2 \cdot \pi} \cdot (tg \alpha_{aj} - tg \alpha)$$

$$\text{Grau de recobimento (engrenagem interna): } \varepsilon_{1-2} = \frac{Z_{1-2}}{2 \cdot \pi} \cdot (tg \alpha - tg \alpha_{aj})$$

Grau de recobimento total: $\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2$

Aplicando as equações acima, chegamos aos seguintes resultados:

Tabela 4: Dimensões de cada engrenagem.

ENGRENAGEM	$d(mm)$	$d_b(mm)$	$d_a(mm)$	$d_f(mm)$	$\alpha_a(^{\circ})$	ε
G (coroa)	72	67,66	76	67	27,10	1,66
F (pinhão)	54	50,74	58	49	28,97	
Y (pinhão)	54	50,74	58	49	28,97	1,86
E (coroa)	288	270,63	284	293	17,65	

Fonte: Autor.

Fator de engrenamento: $1 \geq Y_{\varepsilon} \geq 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon}$

Fator de carga dinâmica: $Y_V = \frac{a^* + \sqrt{V}}{a^*}$

Precisão do dente: $a^* = 6$, engrenagem de boa qualidade comercial

Velocidade: $V = d_j \cdot \pi \cdot n_j$

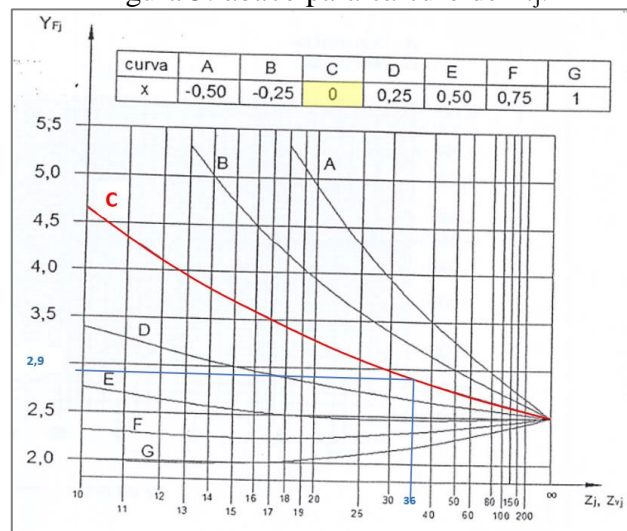
Fator de serviço: $Y_S = 1,25$ (proposto para o funcionamento da máquina)

Fator de forma do dente: $Y_{Fj} \rightarrow x_m = 0$

Força tangencial: $F_{tj} = \frac{2 \cdot \left(\frac{T_j}{\text{satélites}} \right)}{d_j}$

Potência (satélites): $P_j = \pi \cdot d_j \cdot n_{\text{relativa}_j} \cdot F_{tj}$

Figura 3: ábaco para cálculo de F_{tj} .



Fonte: Apostila de Elementos de Engrenagens, 2019.

Tabela 5: Fatores de cálculo de cada engrenagem.

ENGRENAGEM	Y_{ε}	v (m/s)	Y_V	Y_S	Y_F	$F_t(N)$	$P(kW)$
G (coroa)	0,7015	2,21	1,248	1,25	2,9	4433,57	29,33
F (pinhão)					3	5911,42	26,07
Y (pinhão)	0,6523	22,05	1,783		3	1477,86	6,52
E (coroa)					2,6	277,10	18,33

Fonte: Autor.

Aplicando Lewis no par G-F $K_f = 1,3$ considerando (apostila de Engrenagens pág. 114)

$$\frac{F_t}{b_j \cdot 2} \cdot Y_{Fj} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_S \cdot Y_V \leq \frac{\sigma_{Fadm}}{K_f}$$

$$\text{Engrenagem G: } \frac{4433,57}{b_G \cdot 2} \cdot 2,9 \cdot 0,7015 \cdot 1,25 \cdot 1,248 \leq \frac{420}{1,3} \rightarrow b_G \geq 21,77 \text{ mm}$$

$$\text{Engrenagem F: } \frac{5911,42}{b_F \cdot 2} \cdot 3 \cdot 0,7015 \cdot 1,25 \cdot 1,248 \leq \frac{440}{1,3} \rightarrow b_F \geq 28,66 \text{ mm}$$

Aplicando Lewis no par E-F $K_f = 1,3$ considerando (apostila de Engrenagens pág. 114)

$$\frac{F_t}{b_j \cdot 2} \cdot Y_{Fj} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_S \cdot Y_V \leq \frac{\sigma_{Fadm}}{K_f}$$

$$\text{Engrenagem E: } \frac{277,10}{b_E \cdot 2} \cdot 2,6 \cdot 0,6523 \cdot 1,25 \cdot 1,783 \leq \frac{420}{1,3} \rightarrow b_E \geq 1,62 \text{ mm}$$

$$\text{Engrenagem Y: } \frac{1477,86}{b_Y \cdot 2} \cdot 3 \cdot 0,6523 \cdot 1,25 \cdot 1,783 \leq \frac{440}{1,3} \rightarrow b_Y \geq 9,52 \text{ mm}$$

Aplicando Hertz no par G-F (engrenamento externo)

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{36}{27} = 1,33$$

$$N_{FABS} = \frac{Z_G}{Z_F} \cdot N_G = \frac{36}{27} \cdot 585 = 780 \text{ rpm}$$

$$b_1 \cdot d_1^2 = \frac{19 \times 10^6 \cdot 0,7 \cdot E_c \cdot P_1 \cdot (i \pm 1) \cdot Y_S \cdot Y_V}{\sin(2 \cdot \alpha) \cdot i \cdot n_1 \cdot \sigma_{Hadm_j}^2}$$

$$b_F \cdot 54^2 = \frac{19 \times 10^6 \cdot 0,7 \cdot 210 \times 10^3 \cdot 13,04 \cdot (1,33 + 1) \cdot 1,25 \cdot 1,248}{\text{sen}(2 \cdot 20^\circ) \cdot 1,33 \cdot 780 \cdot 1920^2}$$

$$b_F \geq 18,44 \text{ mm}$$

Aplicando Hertz no par E-Y (engrenamento interno)

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{144}{27} = 5,33$$

$$N_{F_{ABS}} = \frac{Z_E}{Z_Y} \times N_E = \frac{144}{27} \times 1462,5 = 7800 \text{ rpm}$$

$$b_Y \cdot d_1^2 = \frac{19 \times 10^6 \cdot 0,7 \cdot E_c \cdot P_j \cdot (i \pm 1) \cdot Y_S \cdot Y_V}{\text{sen}(2 \cdot \alpha) \cdot i \cdot n_j \cdot \sigma_{H_{adm_j}}^2}$$

$$b_Y \cdot 54^2 = \frac{19 \times 10^6 \cdot 0,7 \cdot 210 \times 10^3 \cdot 32,59 \cdot (5,33 - 1) \cdot 1,25 \cdot 1,783}{\text{sen}(2 \cdot 20^\circ) \cdot 5,33 \cdot 7800 \cdot 1920^2}$$

$$b_Y \geq 3,06 \text{ mm}$$

Tabela 6: espessuras calculadas para cada engrenagem.

ENGRENAGEM	$b \text{ (mm)} - \text{Hertz}$	$b \text{ (mm)} - \text{Lewis}$
G (coroa)	18,44	28,66
F (pinhão)		21,77
Y (pinhão)	3,06	9,52
E (coroa)		1,62

Fonte: Autor.

Através da análise dos resultados obtidos para os cálculos de tensão no pé do dente (Lewis) e para a pressão de engrenamento (Hertz) a largura (b) crítica para as engrenagens é de 28,66 mm, normalizando a largura obtemos $b = 30 \text{ mm}$ (módulo normalizado DIN 780) de largura para as engrenagens, atendendo também o critério para uma relação de espessura e módulo proposto $10 \leq b/m \leq 15$.

A partir do resultado normalizado obtido para a largura recalcularemos os critérios de Lewis e Hertz para validar a escolha dos materiais das engrenagens.

Aplicando Lewis no par G-F

$$\text{Engrenagem G: } \frac{4433,57}{30 \cdot 2} \cdot 2,9 \cdot 0,7015 \cdot 1,25 \cdot 1,248 \leq \frac{\sigma_{f_G}}{1,3}$$

$$\sigma_{f_G} \geq 304,75 \text{ MPa}$$

$$\text{Engrenagem F: } \frac{5911,42}{30 \cdot 2} \cdot 3 \cdot 0,7015 \cdot 1,25 \cdot 1,248 \leq \frac{\sigma_{f_F}}{1,3}$$

$$\sigma_{f_F} \geq 420,34 \text{ MPa}$$

Aplicando Lewis no par E-Y

$$\text{Engrenagem E: } \frac{277,10}{30 \cdot 2} \cdot 2,6 \cdot 0,6523 \cdot 1,25 \cdot 1,783 \leq \frac{\sigma_{f_E}}{1,3} \rightarrow \sigma_{f_E} \geq 22,69 \text{ MPa}$$

$$\text{Engrenagem Y: } \frac{1477,86}{30 \cdot 2} \cdot 3 \cdot 0,6523 \cdot 1,25 \cdot 1,783 \leq \frac{\sigma_{f_Y}}{1,3} \rightarrow \sigma_{f_Y} \geq 139,63 \text{ MPa}$$

Aplicando Hertz no par G-F (engrenamento externo)

$$30 \cdot 54^2 = \frac{19 \times 10^6 \cdot 0,7 \cdot 210 \times 10^3 \cdot 13,04 \cdot (1,33 + 1) \cdot 1,25 \cdot 1,248}{\text{sen}(2 \cdot 20^\circ) \cdot 1,33 \cdot 780 \cdot \sigma_H^2}$$

$$\sigma_{H_F} \geq 1505,17 \text{ MPa}$$

Aplicando Hertz no par E-Y (engrenamento interno)

$$30 \cdot 54^2 = \frac{19 \times 10^6 \cdot 0,7 \cdot 210 \times 10^3 \cdot 32,59 \cdot (5,33 - 1) \cdot 1,25 \cdot 1,783}{\text{sen}(2 \cdot 20^\circ) \cdot 5,33 \cdot 7800 \cdot \sigma_H^2}$$

$$\sigma_{H_Y} \geq 613,01 \text{ MPa}$$

Tabela 7: Material escolhido para cada engrenagem.

ENGRENAGEM	Hertz (MPa)	Lewis (MPa)	MATERIAL
G (coroa)	1505,17	304,75	Aço de Cementação – 8620 (ABNT)
F (pinhão)		420,34	Aço de Cementação – 4320 (ABNT)
Y (pinhão)	613,01	139,63	Aço de Construção Mecânica – 1045 (ABNT)
E (coroa)		22,69	

Fonte: Autor.

3.1.5 DIMENSIONAMENTO DAS POLIAS FIXAS

O dimensionamento do estágio fixo contempla a seleção de perfil e número das correias e determinação dos diâmetros das polias. Para seleção das correias e polias da transmissão fixa, buscamos utilizar as correias Super HC da GATES®, em razão da alta disponibilidade de mercado e menor custo.

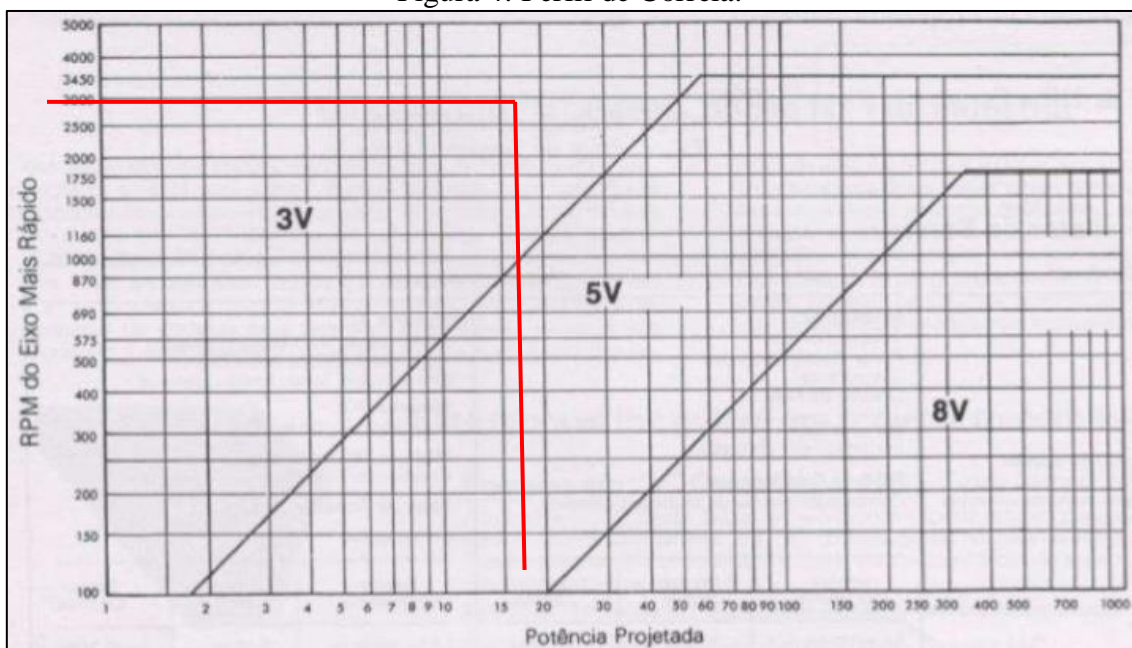
Considerando a relação de transmissão fixa ($i_f=1,2$), e considerando que o eixo do motor gira a 1750 rpm, temos que o eixo mais rápido está a 1750 rpm e o menos rápido a 1458 rpm. Porém, o dimensionamento é realizado para a condição crítica para a correia (maior rotação).

Considerando a potência projetada para um fator de serviço $F_s=1,25$, temos:

$$HPP = HP_{motor} \cdot F_s$$

$$HPP = 14,75 \cdot 1,25 = 18,4 \text{ hp}$$

Figura 4: Perfil de Correia.



Fonte: Apostila de Elementos de Máquinas, 2019.

A partir destes dados, e analisando o gráfico fornecido pelo fabricante, selecionamos o perfil 3V para a correia trapezoidal.

Partindo da potência do eixo motor (14,75 hp), definimos o diâmetro mínimo primitivo da polia menor, a partir da tabela fornecida pela GATES®:

Tabela 8: diâmetro mínimo de acordo com o eixo motor.

HP motor	d mínimo (pol)	d mínimo (mm)
10,00	3,80	96,52
14,75	4,37	110,99
15,00	4,40	111,76

Fonte: Catálogo Gates, 2019.

Através da interpolação, temos que o diâmetro mínimo é de 111 mm. Normalizando pelos dados disponibilizados em catálogo, adotamos o diâmetro normalizado de $d=120$ mm. Aplicando a relação de transmissão para a fixa, temos o diâmetro da polia maior:

$$D = i \cdot d = 1,20 \cdot 120 = 144 \text{ mm} \quad (2)$$

Com os diâmetros das polias definidos, calculamos o comprimento das correias partindo da distância entre centros:

$$C = \frac{3d+D}{2} = \frac{3 \cdot 120 + 144}{2} = 252 \text{ mm} \quad (3)$$

$$L_{\text{prévio}} = 2C + 1,57 \cdot (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C}$$

$$L_{\text{prévio}} = 2 \cdot 252 + 1,57 \cdot (144 + 120) + \frac{(144 - 120)^2}{4 \cdot 252} = \mathbf{919 \text{ mm}}$$

Normalizando o comprimento pelo $L_{\text{prévio}}$, selecionamos a correia 3V355 com $L=900$ mm:

Figura 5: Seleção de correia de acordo com o catálogo.

3V					
Circunf. externa Poleg. – mm		Correia Super HC Ref.	Circunf. externa Poleg. – mm		Correia Super HC Ref.
25	635	3V250	71	1805	3V710
26 ½	675	3V265	75	1905	3V750
28	710	3V280	80	2030	3V800
30	760	3V300	85	2160	3V850
31 ½	800	3V315	90	2285	3V900
33 ¼	850	3V335	95	2415	3V950
35 ½	900	3V355	100	2540	3V1000
37 ½	955	3V375	106	2690	3V1060
40	1015	3V400	112	2845	3V1120
42 ½	1080	3V425	118	2995	3V1180

Fonte: Apostila de Elementos de Máquinas, 2019.

Com o comprimento normalizado, recalculamos a distância entre centros:

$$A = L_c - 1,57 \cdot (D + d) = 900 - 1,57 \cdot (144 + 120) = 485,52 \text{ mm}$$

$$\frac{(D-d)}{A} = \frac{(144-120)}{486} = 0,049$$

Considerando a relação $(D-d)/A$, determinamos o fator h através da tabela fornecida pelo fabricante:

Tabela 9: determinação do fator h .

$(D-d)/A$ (mm)	h
0,04	0,020
0,049	0,025
0,06	0,030

Fonte: Catálogo Gates, 2019.

Ou seja, $h=0,025$. Recalculando a distância entre centros D_c , temos:

$$D_c = \frac{A - h(D-d)}{2} = \frac{485,52 - 0,049 \cdot (144 - 120)}{2} = 242,5 \text{ mm} \quad (3)$$

Para determinação da potência transmitida, temos a seguinte equação:

$$hp = (hp_a + hp_b) \cdot F_c \cdot F_g$$

Calculamos o fator F_g em função da relação $(D-d)/D_c$:

$$\frac{(D-d)}{D_c} = \frac{(144 - 120)}{242,5} = 0,099$$

Interpolando, temos:

Tabela 10: determinação do fator F_g .

$(D-d)/D_c$	F_g	Arco de contato da polia menor (graus)
0	1,00	180
0,099	0,99	174,56
0,2	0,97	169

Fonte: Catálogo Gates, 2019.

Sendo assim, $F_g=0,99$. O fator F_c foi determinado em função do perfil de correia escolhido:

Figura 6: Fator F_c conforme perfil.

3V	
Ref. Super HC	Fator de Correção
3V250	0,83
3V265	0,84
3V280	0,85
3V300	0,86
3V315	0,87
3V335	0,88
3V355	0,89
3V375	0,90

Fonte: Apostila de Elementos de Máquinas, 2019.

Sendo assim, temos o fator de correção de comprimento $F_c=0,89$.

As potências hp_a e hp_b são definidas através do catálogo do fabricante:.

Figura 7: Potência básica por correia

RPM do eixo mais rápido	Hp básico por correia p					
	70	80	90	100	110	120
575	0.73	0.98	1.23	1.47	1.71	1.96
690	0.85	1.15	1.44	1.73	2.01	2.30
725	0.89	1.20	1.50	1.80	2.10	2.40
870	1.03	1.40	1.76	2.11	2.47	2.82
950	1.11	1.50	1.89	2.28	2.67	3.05
1160	1.30	1.78	2.25	2.71	3.17	3.62
1425	1.53	2.11	2.67	3.23	3.78	4.33
1750	1.80	2.49	3.17	3.83	4.49	5.14

Fonte: Apostila de Elementos de Máquinas, 2019.

Figura 8: Potência adicional por correia

RPM do eixo mais rápido	HP adicional por correia, p				
	1.00 a 1.01	1.02 a 1.05	1.06 a 1.11	1.12 a 1.18	1.19 a 1.26
575	0.00	0.01	0.03	0.05	0.07
690	0.00	0.01	0.03	0.06	0.08
725	0.00	0.01	0.04	0.06	0.09
870	0.00	0.02	0.04	0.08	0.10
950	0.00	0.02	0.05	0.08	0.11
1160	0.00	0.02	0.06	0.10	0.14
1425	0.00	0.03	0.07	0.12	0.17
1750	0.00	0.03	0.09	0.15	0.21

Fonte: Apostila de Elementos de Máquinas, 2019.

Aplicando a equação, temos:

$$hp = (hp_a + hp_b) \cdot F_c \cdot F_G = (0,21 + 5,14) \cdot 0,89 \cdot 0,99 = 4,69 \text{ hp}.$$

Dessa forma, há 4,69 hp transmitido por correia (6,29 kW). Dividindo a potência projetada pela a potência por correia, calculamos o número de correias necessárias para transmissão:

$$\frac{hpp}{hp} = \frac{18,43}{4,69} = 3,92 = 4 \text{ correias}$$

Sendo assim, a transmissão fixa foi dimensionada da seguinte forma:

Tabela 11: Dimensionamento das correias trapezoidais.

Dimensionamento das correias trapezoidais	
$\alpha=$	38°
d (diâmetro da polia menor)=	120 mm
D (diâmetro da polia maior)=	144 mm
n polia menor (mais rápido)=	1755 rpm
n polia maior=	1462,5 rpm
T1 (polia menor)=	34,21 Nm
T2 (polia maior)=	41,06 Nm
μ (coeficiente de atrito)=	0,10
θ (arco de contato da polia)=	3,05 rad
θ_c (ângulo de abraçamento)=	9,36 rad
F1 (polia menor)=	938,3 N
F2 (polia maior)=	368,1 N
Fp=	1304,9 N
Fs=	27,1 N

Fonte: Catálogo Gates, 2019.

3.1.6 DIMENSIONAMENTO DA CVT

Em razão da falta de disponibilidade de catálogo disponível para seleção de uma CVT que atenda às especificações do projeto, foi necessário dimensionar as polias e correias para a transmissão variável.

O dimensionamento foi realizado a partir dos catálogos de correias da GATES®. Como simplificação, foram aplicadas as seguintes premissas:

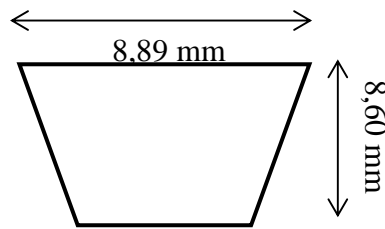
- Foi utilizado o mesmo perfil da Super HC - GATES ® adotado para as correias de polias fixas (3V), mantendo ângulo de canal e altura da seção transversal;
- Tendo em vista que o perfil utilizado como base (3V) é catalogado, utilizamos as informações disponibilizadas pelo fabricante, tais como:

potência básica (hp_b), potência adicional (hp_a), comprimento das correias (L_c), diâmetros primitivos das polias e fatores F_s , F_G e F_c .

- c) A largura da seção transversal da correia de polia fixa foi alterada, de modo a utilizar apenas uma correia na transmissão variável.

Partindo da correia trapezoidal selecionada para a transmissão fixa, consideramos o perfil 3V com as seguintes dimensões:

Figura 9: Dimensões da correia trapezoidal conforme catálogo do fabricante.



Fonte: Autor.

As dimensões acima foram utilizadas como primeira tentativa para verificar a largura do perfil que atenda aos esforços solicitados da correia. Considerando as tensões atuantes na correia, temos a seguinte equação:

$$\sigma_{total} = \sigma_{flexão} + \sigma_{axial} + \sigma_{radial} \leq F_C F_G \frac{\sigma_{adm}}{F_S} \text{ (equação 3.1.a)}$$

Onde: $\sigma_{flexão}$ é a tensão de flexão ao redor da polia menor, σ_{axial} é a tensão axial devido à tração no lado esticado da correia e σ_{radial} é a tensão devido ao efeito da aceleração centrípeta ao redor da polia menor.

Expandindo as tensões na equação acima, obteve-se:

$$\sigma_{total} = E_f \frac{e}{(r+e)} + \frac{F_1}{A} + \frac{\bar{m} \cdot v^2}{2} \leq F_C F_G \frac{\sigma_{adm}}{F_S} \text{ (equação 3.1.b)}$$

Sendo: E_f o módulo de elasticidade à flexão, r a distância do centroide até a linha de centro do eixo, e a distância do centroide da seção até a parte externa da correia, A a área da seção transversal da correia, F_1 a força no lado tracionado da

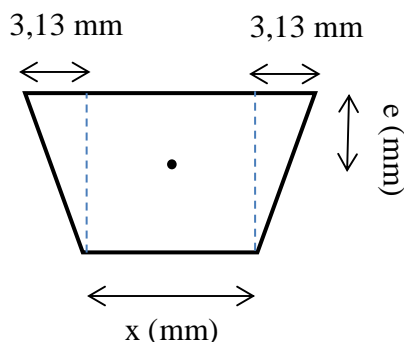
correia, \bar{m} é a massa por unidade de comprimento da correia, v é a velocidade periférica da correia e FC, FG e FS fatores de correção disponibilizados em catálogo da GATES.

A massa por unidade da correia foi calculada através da equação $\bar{m} = \rho A$, sendo ρ a densidade do material da correia. Para o dimensionamento selecionamos a correia de Neoprene ($\rho = 1050 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$, $E_f = 0,052 \text{ GPa}$, $\sigma_{\text{adm}} = 13 \text{ MPa}$) e consideramos um coeficiente de atrito $\mu = 0,1$.

A largura total do perfil foi alterada de forma a satisfazer a equação 3.1.a, através da ferramenta SOLVE do Microsoft Excel.

Para determinação do centroide (e), a seção transversal da correia foi dividida entre um retângulo e dois triângulos. Na definição da largura total a largura dos triângulos foi fixada com base no tamanho do perfil para 3V, enquanto a largura do retângulo (x) variou de forma a atender a equação 3.1.a.

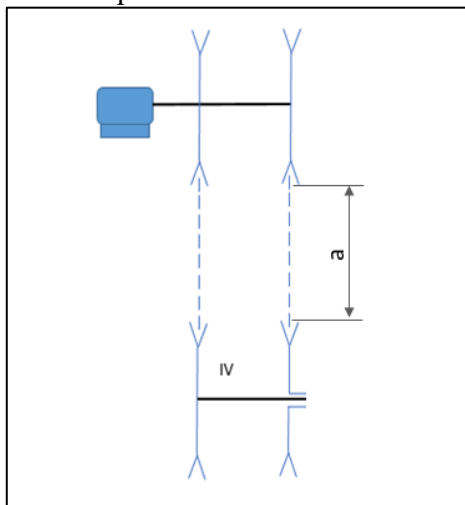
Figura 10: Desenho esquemático da seção da correia trapezoidal.



Fonte: Autor.

No dimensionamento dos diâmetros das polias da CVT, utilizamos os catálogos da Gates para correias Super HC - perfil 3V. A recomendação inicial era de adotar, para o diâmetro mínimo da polia variável, o diâmetro da polia menor da fixa ($d=120 \text{ mm}$). Porém, em razão da relação de transmissão do projeto (i_v mínimo = $1/3$ e i_v máximo = 3), o diâmetro maior seria de 360 mm , o que faria com que os diâmetros das polias estivessem muito próximos entre si. Considerando que os diâmetros de catálogo são os primitivos e não os externos, as polias entrariam em contato (“a” próximo de zero), travando o sistema:

Figura 11: Desenho esquemático da distância “a” entre as polias.



Fonte: Autor.

Considerando $d = 120 \text{ mm}$ e $D = 360 \text{ mm}$, a distância (folga) entre os diâmetros externos das polias seria $a = D_c - \frac{d+D}{2} = 242,5 - \frac{120+360}{2} = 2,5 \text{ mm} > 0$. Porém, consideramos que uma folga de $2,5 \text{ mm}$ é muito pequena.

Dessa forma, foi considerado o diâmetro normalizado imediatamente inferior à $d=120 \text{ mm}$. Assim, foi definido $d=110 \text{ mm}$ como diâmetro mínimo da polia da CVT.

O comprimento experimental da correia L foi calculado da mesma forma da polia fixa, restringindo $D_c=242,5 \text{ mm}$. Sendo $d_{\text{mínimo}}=110 \text{ mm}$ e $D=3.d_{\text{mínimo}}= 330 \text{ mm}$, temos:

$$L_{\text{prévio}} = 2D_c + 1,57 \cdot (D + d) + \frac{(D-d)^2}{4 \cdot D_c} = 2 \cdot 242,5 + 1,57 \cdot (330 + 110) + \frac{(330-110)^2}{4 \cdot 242,5} \rightarrow$$

$$L_{\text{prévio}} = 1226 \text{ mm}$$

De acordo com a tabela IV, o comprimento da correia normalizado é de 1205 mm , e a correia que utilizaremos como referência é a 3V475.

A potência transmitida foi definida com base na rotação do eixo do motor ($n=1750 \text{ rpm}$), tendo em vista que não há catálogo para a rotação do eixo mais rápido ($n=5265 \text{ rpm}$). A potência é definida pela seguinte equação:

$$hp = (hp_b + hp_a) \cdot Fc \cdot Fg$$

Para a correia 3V475, de acordo com as informações de catálogo (tabela 7) o fator de comprimento é $Fc=0,95$. O fator de correção do arco de contato Fg é definido pela relação $(D-d)/D_c$ e foi interpolado conforme tabela abaixo:

$$\frac{(D - d)}{D_c} = \frac{(330 - 110)}{242,5} = 0,91$$

Tabela 12: Determinação do Fator Fg.

Fator Fg: (tabela 12.10)	
(D-d)/Dc	Fg
0,8	0,870
0,91	0,84
1	0,820

Fonte: Autor.

Os valores de hp_b e hp_a foram definidos com base nas tabelas disponibilizadas em catálogo para a rotação do eixo do motor, tendo em vista que não há dados para o eixo mais rápido ($n=5265$ rpm). Para a rotação $n=1750$, de acordo com a tabela 10, temos $hp_b = 4,51$ hp, considerando a interpolação dos dados a seguir.

Tabela 13: Determinação da potência básica (interpolação linear).

Potência básica hpb : (tabela 12) - interpolação	
N	Hpb
1700	4,390
1755,00	4,51
1800	4,600

Fonte: Autor.

A potência adicional hpa foi definida de acordo com a rotação do eixo do motor e a relação de transmissão ($iv=3$):

Figura 12: Potência adicional por correia

RPM do eixo mais rápido	HP adicional por correia, para relação de velocidade									
	1.00	1.02	1.06	1.12	1.19	1.27	1.39	1.58	1.95	
	a	a	a	a	a	a	a	a	a	
	1.01	1.05	1.11	1.18	1.26	1.38	1.57	1.94	3.38	
575	0.00	0.01	0.03	0.05	0.07	0.08	0.10	0.11	0.12	
690	0.00	0.01	0.03	0.06	0.08	0.10	0.12	0.13	0.14	
725	0.00	0.01	0.04	0.06	0.09	0.10	0.12	0.14	0.15	
870	0.00	0.02	0.04	0.08	0.10	0.13	0.15	0.16	0.18	
950	0.00	0.02	0.05	0.08	0.11	0.14	0.16	0.18	0.20	
1160	0.00	0.02	0.06	0.10	0.14	0.17	0.20	0.22	0.24	
1425	0.00	0.03	0.07	0.12	0.17	0.20	0.24	0.27	0.29	
1750	0.00	0.03	0.09	0.15	0.21	0.25	0.29	0.33	0.36	

Fonte: Apostila de Elementos de Máquinas, 2019.

Assim, temos:

$$\sigma_{total} = E_f \frac{e}{(r + e)} + \frac{F_1}{A} + \frac{\bar{m} \cdot v^2}{2} \leq F_c F_G \frac{\sigma_{adm}}{F_s}$$

$$E_f = 52 \text{ MPa}; \bar{m} = 1,05 \cdot 10^{-6} \text{ A}; \mu = 0,1; n_1 = 1750 \text{ rpm}; \theta = 8,77 \text{ rad};$$

$$\sigma_{adm} = 13 \text{ MPa}; r = (d/2) - e = 55 - e \text{ (varia de acordo com a largura da correia)}$$

$$P \text{ transmitida} = hp = (hp_b + hp_a) \cdot F_c \cdot F_g = (4,51 + 0,36) \cdot 736 \cdot 0,84 \cdot 0,95 = 2907,4 \text{ W}$$

$$T_1 = \frac{60000 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{60000 \cdot 2907,4}{2 \cdot \pi \cdot 1750} = 15819,6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$F_1 = \frac{2 \cdot T_1}{d \cdot (1 - e^{-\mu \cdot \theta_c})} = \frac{2 \cdot 15819,6}{110 \cdot (1 - e^{-0,1 \cdot 1,8,77})} = 492,7 \text{ N}$$

$$v = \frac{\pi d n}{60} = \frac{\pi 110 \cdot 1750}{60} = 10108,1 \text{ mm/s}$$

Substituindo os valores e resolvendo a equação em função d valor da largura da correia, obteve-se:

$$\text{Para Largura total da correia} = 21 \text{ mm}$$

$$\sigma_{flexão} + \sigma_{axial} + \sigma_{radial} \leq F_c F_G \frac{\sigma_{adm}}{F_s}$$

$$\sigma_{flexão} = 3,81 \text{ MPa}; \sigma_{axial} = 3,24 \text{ MPa}; \sigma_{radial} = 0,008 \text{ MPa}$$

$$7,06 \text{ MPa} < 8,33$$

Dessa forma, a correia da CVT selecionada tem perfil 3V, ângulo de canal=42°, altura da correia = 8,6 mm e largura total = 21 mm, com comprimento de correia de 1205 mm.

3.1.7 DIMENSIONAMENTO DOS ENTALHES E CHAVETAS

Para o dimensionamento de entalhes do eixo da CVT, utilizamos os seguintes dados:

Dados:

$$\text{Torque} = 4,79 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d_1 = 52 \text{ mm}$$

$$d_2 = 60 \text{ mm}$$

$$N_{entalhes} = 6 \text{ (DIN 5472)}$$

$$d = \frac{d1 + d2}{2} = 56mm$$

$$r = \frac{d}{2} = 28mm$$

$P_{adm} = 100\text{Mpa}$ (Aço, Choques Leves, Carga II) - Tabela 7.1 apostila de Elementos de Maquinas

- Força de Contato em cada entalhe (F_c):

$$F_c = \frac{4}{3} \cdot \frac{T}{N_T} = \frac{4}{3} \cdot \frac{4,79 \cdot 10^5}{6 \cdot 28} = 3801,59N$$

- Pressão de contato na interface entre os dentes do cubo da CVT e do eixo:

$$p = \frac{F_c}{H_L} \leq p_{adm}$$

$$\frac{3801,59}{4L} \leq 100$$

$$L \geq 9,5mm$$

$$L_{Norm} = 10mm$$

Teste:

- Entalhe DIN5471;
- Choques fortes;
- Carga II
- $P_{adm} = 80\text{MPa}$

4 Entalhes:

$$F_c = \frac{4}{3} \cdot \frac{4,79 \cdot 10^5}{4 \cdot 28} = 5702,38N$$

$$\frac{5702,38}{4L} \leq 80 \Rightarrow L \geq 17,82mm$$

$$L_{norm} = 20mm (L_{min})$$

Determinação do comprimento do cubo da CVT (L_{cubo})

De acordo com a recomendação do item 7.2.4 da apostila de Elementos de Maquinas (7-7):

$$1,25d \leq L_{cubo} \leq 2d \quad (3)$$

$$1,25 \cdot 56 \leq L_{cubo} \leq 2 \cdot 56 \quad (4)$$

$$70mm \leq L_{cubo} \leq 112mm \quad (5)$$

Seleção: União entalhada DIN5471 4x52x60

Material da Polia da CVT: Aço 6.8 ($\sigma_E = 480\text{MPa}$; $\sigma_R = 600\text{MPa}$)

Dimensionamento da Chaveta da engrenagem Planeta (Retangular DIN 6885)

$$\Theta_{\text{Eixo}} = 35\text{mm}$$

$$T_G = 4,79 \times 10^5 \text{ N}$$

$$h_1 = 5\text{mm}$$

$$h = 8\text{mm}$$

$$b = 10\text{mm}$$

1º Teste: Chaveta de aço; choques leves; Carga II -> $p_{adm} = \text{MPa}$)

$$T = F_c \cdot \left(\frac{d}{2} - h_1 + \frac{3}{4}h \right)$$

$$F_c = 25,89 \times 10^3 \text{ N}$$

a) Falha devido ao esmagamento

$$p = \frac{2F_c}{hL} \leq p_{adm}$$

$$p = \frac{2 \cdot 25,89 \times 10^3}{8L} \leq 80 \text{ MPa}$$

$$L \geq 80,91\text{mm}$$

2º Teste: Choques Leves, Carga I -> $p_{adm} = 100 \text{ MPa}$

2 Chavetas Temperadas -> $p_{adm} = 150 \text{ MPa}$

a) Falha devido ao esmagamento:

$$p = \frac{2 \cdot 25,89 \times 10^3}{8L} \leq 150 \text{ MPa}$$

$$L \geq 43,13\text{mm}$$

Com duas chavetas a 120°:

$$L_{ch} = \frac{2}{3}L$$

$$L_{ch} = 28,76\text{mm}$$

b) Cisalhamento:

$$T = \frac{Qd}{2}$$

$$Q = \frac{4,79 \times 10^5 \times 2}{35} = 27371,43\text{N}$$

$$\tau = \frac{27,37 \times 10^3}{10 \times 43,13} = 63,43\text{MPa}$$

Ou seja, pelo fato de não haver área suficiente ao longo do comprimento do eixo para a colocação da chaveta, optou-se pela utilização de entalhes.

Dimensionamento do eixo tubular

$$\tau_{adm} = 0,4 \sigma_e$$

$$\tau_{max} = \frac{T.C}{J}$$

$$J = \frac{\pi(C_e^4 - C_i^4)}{2}$$

$$T_{max} = 119,71 \text{ Nm}$$

$$C_2 = \text{Raio Externo} = 45 \text{ mm}$$

$$C_1 = \text{Raio Interno} = 24 \text{ mm}$$

$$J = \frac{\pi(0,045^4 - 0,024^4)}{2}$$

$$J = 5,92 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$\tau_{max} = \frac{119,71 \times 0,045}{5,92 \times 10^{-6}} = 0,91 \text{ MPa}$$

Na superfície Interna:

$$\tau_i = \frac{119,71 \times 0,024}{5,92 \times 10^{-6}} = 0,49 \text{ MPa}$$

$$\tau_{adm} \geq 0,4\sigma_e = 0,91 \geq 0,4\sigma_e$$

$$\sigma_e \geq 2,275 \text{ MPa}$$

Portanto, optamos por usar aço SAE 1045 ($\sigma_e = 310 \text{ Mpa}$)

3.1.8 DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS

Eixo é um elemento mecânico rotativo ou estacionário (condição estática) de secção usualmente circular onde são montados outros elementos mecânicos de transmissão tais como: engrenagens, polias (fixas e variáveis), rotores, rodas centradas, entre outros. Os eixos são suportados (apoiados) em mancais, de deslizamento ou rolamento, tendo secção quase sempre mássica e variável, com rasgos de chavetas para fixação de componentes.

Os eixos são elementos solicitados a esforços de flexão, tração, compressão e/ou torção, que atuam individualmente de forma combinada. Para a segurança do sistema

em que o eixo está inserido, este deve ser dimensionado para cargas estáticas (parado ou com rotação muito baixa) ou dinâmica (altas rotações). Este dimensionamento leva em conta a resistência do material de que foi confeccionado, comparam-se as tensões que atuam no mesmo com os limites de resistência do material, estáticos (limite de escoamento) ou dinâmicos (fadiga). Em certos sistemas mecânicos, o nível de deflexão do eixo pode constituir em um parâmetro crítico, devendo o eixo ser dimensionado usando a teoria de deflexão. Em outras palavras, a geometria do eixo deve ser definida para os limites aceitáveis de deflexão, antes da análise das tensões e resistências.

Para a confecção de um eixo há uma grande variedade de materiais possíveis para fabricação, de acordo com o serviço devem ter alta resistência e baixa sensibilidade aos efeitos da concentração de tensão. Para se obter, em um cálculo, diâmetros menores e grandes resistências, pode-se usar aços-liga, em geral tratados termicamente. Estes aços, porém, têm a desvantagem de serem caros e de maior sensibilidade às concentrações de tensões. Além disso, o diâmetro é muitas vezes subordinado à certas deformações admissíveis, tornando o aço-liga contraindicado, já que o problema não é mais de resistência.

Os aços-carbono, de baixo e médio teor, são muito usados na fabricação de eixos. Aços muito empregados são os seguintes: SAE 1015, 1020, 1025, 1030, 1040, 1045, 2340, 2345, 3115, 3120, 3135, 3140, 4023, 4063, 4140, 4340, 4615, 4620 e 5140. Com a grande variedade de material para a confecção de um eixo a seleção dependerá sempre das condições de serviço, custo, usinabilidade e características especiais por ventura exigidas. É um campo muito aberto em que o projetista deve procurar sempre maiores conhecimentos, pois praticamente qualquer material ferroso, não-ferroso ou não metálico, pode ser usado, por uma razão qualquer, na execução de um eixo.

3.1.8.1 MATERIAL

O projeto de um eixo envolve: a seleção do material, escolha da geometria, determinação das tensões (estáticas e de fadiga), determinação das deflexões (flexão e torção) e da determinação das velocidades críticas.

Para seleção do material o ideal é optar por um material com alto módulo de elasticidade, a fim de minimizar as deflexões no eixo. Os aços de baixo carbono são os materiais mais indicados para a confecção de eixos. Havendo a necessidade de maior

resistência mecânica existem tratamentos térmicos adequados para se obter as propriedades desejadas.

O material pré-selecionado para os eixos deste projeto foi o SAE 1045, comumente utilizado para esta aplicação, produzido por laminação a frio, o que confere ao material propriedades mais elevadas do que a quente. Para garantirmos uma boa resistência ao desgaste será necessária a aplicação de tratamento térmico, têmpera e revenimento, aumentando a dureza na superfície do eixo, mantendo a ductilidade no núcleo. O material escolhido, também conhecido como ASTM A510 possui limite de escoamento (σ_e) de 530MPa, limite de ruptura de (σ_R) 625MPa, módulo de rigidez (G) de 80GPa, coeficiente de Poisson (ν) de 0,29 e deformação máxima ($\epsilon_{m\acute{a}x}$) de 12%.

3.1.8.2 GEOMETRIA

A construção da geometria do eixo vai depender dos elementos existentes no eixo tais como, polias e engrenagens. As restrições da geométrica estão associadas ao tamanho do elementos, forças e velocidades. A maior parte dos elementos de máquinas (engrenagens, polias) quando montados em eixos provocam reações nas duas direções perpendiculares entre si. Assim é necessária a determinação correta dos esforços internos causados por estas reações ao longo do eixo, o qual funciona como uma viga rotativa.

Estabelecendo o comprimento prévio e o diâmetro prévio das seções do eixo, define-se a posição dos componentes. As polias estarão em balanço para facilitar a montagem e desmontagem do conjunto, visando agilidade na manutenção em casos de correções, ajustes ou trocas por avarias ou desgastes. Os eixos serão suportados por dois mancais equidistantes, localizados entre as polias fixas e variáveis. Definido o arranjo das engrenagens, anteriormente desenvolvido no layout do sistema, pode-se determinar as variações de diâmetros e os encostos para acomodar os elementos no eixo.

3.1.8.3 DIÂMETRO PRÉVIO

O diâmetro prévio de projeto (dpp) é uma aproximação para introduzir escolhas e determinações de critérios como, coeficiente de tamanho para cálculo de S_n real e a pré-seleção dos mancais e suas respectivas larguras.

$$d_{pp} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T}{\pi \cdot R_t \cdot G}} \quad [mm] \quad d_{pp} = 25,71mm$$

Onde:

Torque $T = 59850,00 \text{ N.mm}$ (Potência do motor = 11 KW, Rotação do motor = 1755 Rpm)

Rigidez a torção – condição normal – $R_t = 1 \text{ °/m}$ ou $1,75 \cdot 10^{-5} \text{ rad/min}$

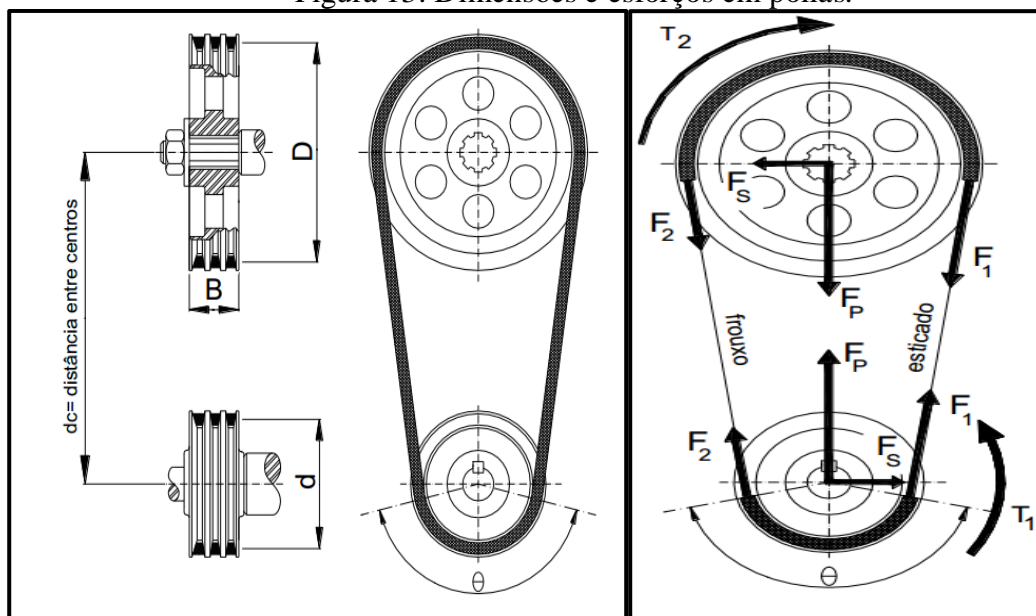
Módulo de elasticidade transversal $G = 80 \cdot 10^3 \text{ MPa}$

3.1.8.4 ESFORÇOS NO EIXO PROVENIENTES DOS ELEMENTOS DE TRANSMISSÃO

Polias Fixas e polias variáveis

Para o cálculo da força resultante em polias, existe a necessidade de se realizar a soma vetorial de duas forças (F_1 -motora e F_2 -movida). Esta soma da decomposição vetorial é igual a F_s e F_p .

Figura 13: Dimensões e esforços em polias.



Fonte: Apostila de Elementos de Máquinas, 2019.

d = diâmetro da polia menor;

D = diâmetro da polia maior;

dc = distância entre-centros;

θ = ângulo de abraçamento na polia menor;

n_1 = rotação da polia menor em rpm;

n_2 = rotação da polia maior em rpm;
 $i = D/d$ = relação de transmissão;
 T_1 = torque transmitido pela polia menor em Nm;
 T_2 = torque transmitido pela polia maior em Nm;
 F_1 = esforço de tração no lado esticado da correia;
 F_2 = esforço de tração no lado frouxo da correia;
 F_p = esforço transversal principal;
 F_s = esforço transversal secundário.

Primeiramente, obtivemos as dimensões do par de polias:

- Distância entre centros.

$$dc = \frac{3 \cdot d + D}{2} [mm]$$

- Ângulo de abraçamento da polia menor.

$$\Theta = \pi - \frac{D-d}{dc} [rad]$$

- Relação de transmissão.

$$i = \frac{D}{d} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{n_1}{n_2}$$

Para obter os esforços nas polias é necessário calcular as forças na polia menor. As forças na polia maior serão determinadas através do princípio da ação e reação, como representado no diagrama de corpo livre. O ângulo de abraçamento deve ser corrigido, pois influencia diretamente o cálculo dos esforços nas polias:

$$\Theta_c = \frac{\Theta}{\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} [rad]$$

Após a correção Θ_c obtemos as forças de tração no lado esticado e no lado frouxo da correia com a seguinte expressão:

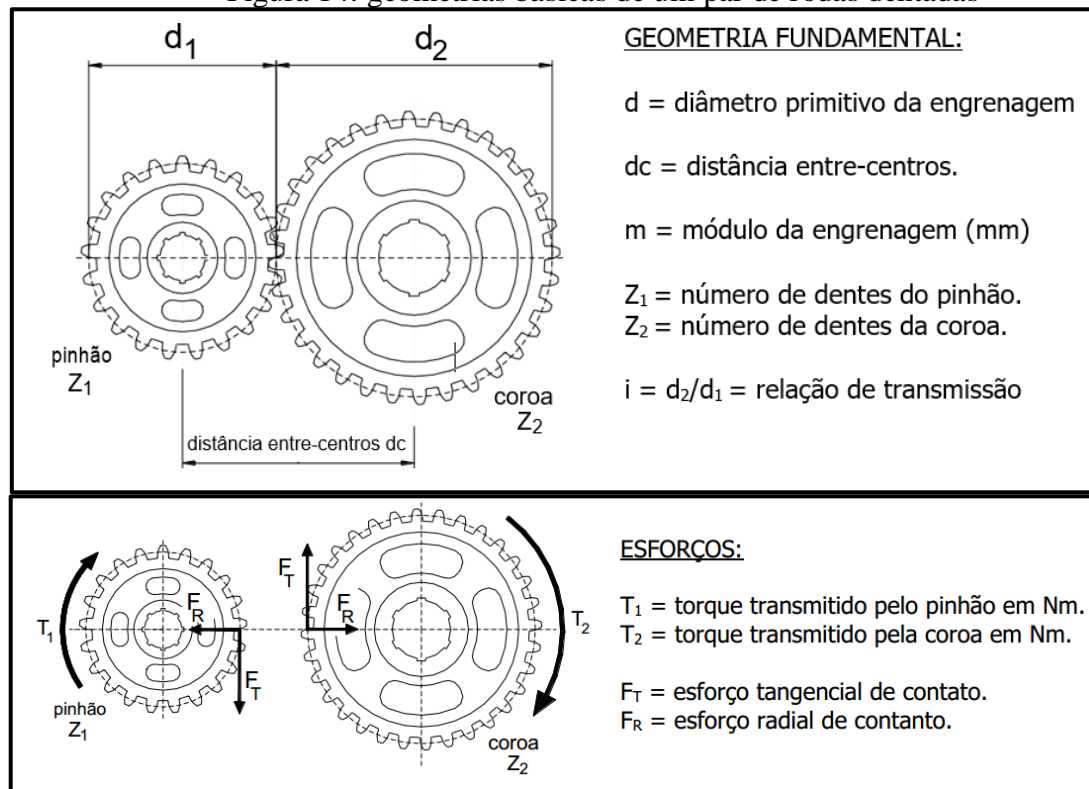
$$F_1 = \frac{2 \cdot T_1}{d \cdot (1 - e^{-\mu\Theta_c})} \quad e \quad F_2 = \frac{2 \cdot T_2}{d \cdot (e^{+\mu\Theta_c} - 1)}$$

As forças transmitidas para o eixo, que provocam flexão, são as forças principais e forças secundárias, dados por:

$$F_p = (F_1 + F_2) \cdot \cos\left(\frac{\pi - \Theta}{2}\right) \quad e \quad F_s = (F_1 - F_2) \cdot \sin\left(\frac{\pi - \Theta}{2}\right)$$

Para as engrenagens de dentes retos temos as seguintes dimensões:

Figura 14: geometrias básicas de um par de rodas dentadas



Fonte: Apostila de Elementos de Máquinas, 2019.

Entendemos que o módulo que é o vão normalizado da engrenagem, onde melhor representado está no perfil da ferramenta de corte na usinagem, logo para existir um engrenamento é necessário que o par de engrenagem tenha o mesmo módulo.

Para o entre centros do par, que só dependem dos diâmetros das rodas dentadas chegamos ao seguinte equacionamento:

$$d_c = \frac{d_2 + d_1}{2} = \frac{m \cdot Z_2 + m \cdot Z_1}{2} = m \cdot \frac{Z_2 + Z_1}{2}$$

A relação entre a força tangencial (que causa o torque no eixo) e a força radial é obtida considerando-se que a força de contato total que uma engrenagem aplica sobre a outra é sempre perpendicular à lateral do dente. No momento em que o ponto de contato está sobre a linha do diâmetro primitivo, esta linha normal faz um certo ângulo α que, na maioria das engrenagens é aproximadamente de 20° .

A relação entre os componentes da força de contato no dente de engrenagem é dada por:

$$F_R = F_T \cdot \operatorname{tg}(\alpha) \text{ e } F_T = \frac{2 \cdot T}{d_1}$$

Limite de resistência a fadiga real

Na teoria de fadiga pelo ensaio de flexão alternada de RR Moore, raramente é encontrada em um projeto mecânico. É por isso que devemos corrigir esse fator para que a vida útil da peça, seja analisada com os dados reais do projeto, mediante as condições do ensaio ideal.

Nesse critério devemos encontrar o fator de S_n real, sendo assim consideramos:

$$S_n = C_{\text{carga}} \cdot C_{\text{conf}} \cdot C_{\text{sup}} \cdot C_{\text{tam}} \cdot C_{\text{temp}} \cdot C_{\text{div}} \cdot S_{n \text{ Cp}}$$

Para determinar cada coeficiente seguimos o formulário indicado na disciplina:

Figura 15: equações para dimensionamento.

Material	Relação experimental (valores médios)	Ciclos
Aço	$S_{n_{CP}} = \begin{cases} 0,5 \cdot \sigma_R & \sigma_r \leq 1400MPa \\ 700 MPa & \sigma_r > 1400MPa \end{cases}$	10^6
Fºº	$S_{n_{CP}} = \begin{cases} 0,4 \cdot \sigma_R & \sigma_r \leq 400MPa \\ 160 MPa & \sigma_r > 400MPa \end{cases}$	10^6
Alumínio	$S_{n_{CP}} = \begin{cases} 0,4 \cdot \sigma_r & \sigma_r \leq 330MPa \\ 130 MPa & \sigma_r > 330MPa \end{cases}$	5×10^8
Cobre	$S_{n_{CP}} = \begin{cases} 0,4 \cdot \sigma_r & \sigma_r \leq 280MPa \\ 100 MPa & \sigma_r > 280MPa \end{cases}$	5×10^8

Carga	C_{carga}
Flexão	1
Axial	0,7
Torção	0,577
Cisalhamento	0,577
Combinadas	1

Confiabilidade	C_{conf}
50 %	1
90 %	0,897
95 %	0,868
99 %	0,814
99,9 %	0,753
99,99 %	0,702
99,999 %	0,659

Tamanho	
d [mm]	C_{tam}
d ≤ 8	1
8 < d < 250	$1,189 \cdot d^{-0,097}$
d ≥ 250	0,6

$C_{tam} = 1$ (carga axial)

C_{tam} pode ser usado para ligas não ferrosas

$C_{div} = experimental$

Temperatura		
T [°C]	C_{temp}	
T ≤ 450	1	
450 < d < 550	$1 - 0,0058 \cdot (T - 450)$	

Acabamento	A	b
retificado	1,58	-0,085
laminado a frio, usinado, estampado	4,51	-0,265
laminado a quente	57,7	-0,718
forjado	272	-0,995

$C_{sup} = 1$ (materiais não ferrosos)

Fonte: Apostila de Elementos de Máquinas, 2019.

- Fator de carregamento C_{carga}
- Fator de confiabilidade C_{conf}
- Fatores diversos C_{div}
- Fator de acabamento superficial C_{sup}
- Fator de escala C_{tam}
- Fator de temperatura C_{temp}
- Resistência a fadiga do ensaio $S_{n \text{ Cp}}$

Determinação dos fatores de concentração de tensão

A concentração de tensão provem de um canto vivo na mudança de diâmetros que provem do escalonamento no ato de fixação dos elementos e nos encostos para rolamentos.

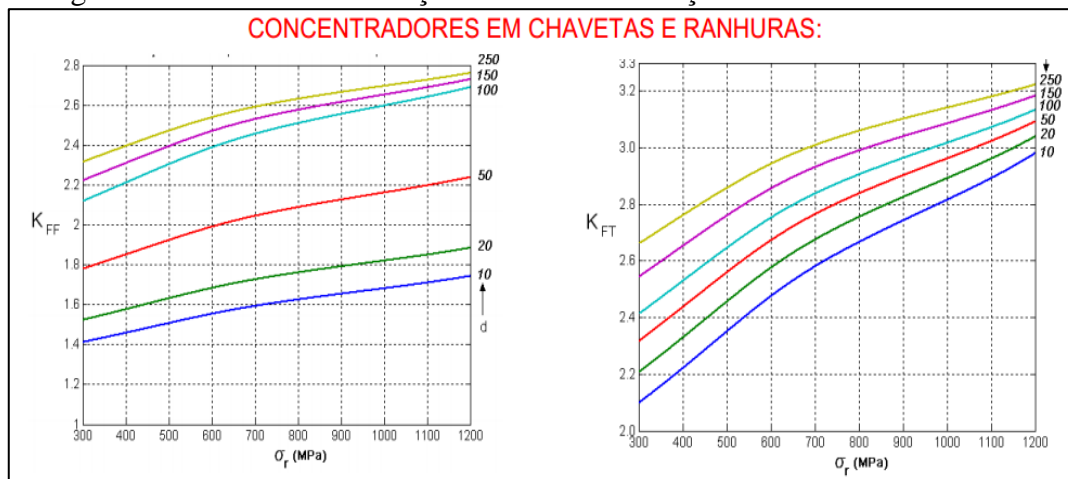
Nas chavetas e ranhuras que unem os elementos tanto polias como engrenagens, geram concentradores de tensão no eixo, pois nos sulcos e canais usinados axialmente, as tensões aumentam as tensões nesses locais onde a área menor concentra os esforços que teoricamente está sendo distribuído pela área transversal total do eixo.

No gráfico a seguir, em função da tensão de resistência do material pré-selecionado no eixo das abcissas e no lado direito no eixo das ordenadas com o diâmetro prévio de projeto, concatenando essas duas informações nos leva as curvas onde podemos determinar o fator de concentração, disposto no lado esquerdo do diagrama:

K_{ff} - Fatores de concentração de tensão na flexão.

K_{ft} - Fatores de concentração de tensão na torção.

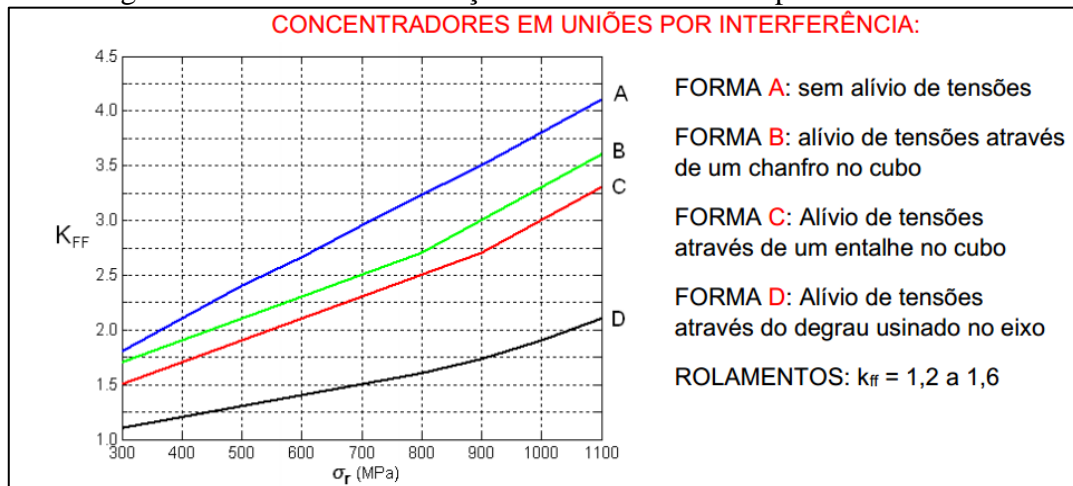
Figura 16: fator de concentração de tensão de fixação em chavetas e ranhuras.



Fonte: Apostila de Elementos de Máquinas.

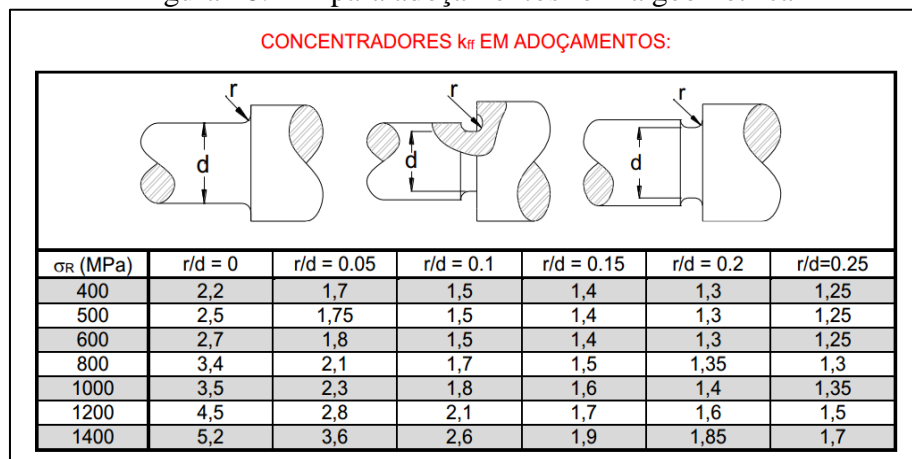
Para fixações com ajustes mecânicos normalizados ou normalmente descrito como um ajuste por interferência, no gráfico a seguir nos mostra no eixo das abcissas a tensão de resistência do material, no eixo das ordenadas a direita desse mesmo gráfico encontramos tipos de ajustes para cada aplicação desejada, cruzando essas duas informações perante o desenho da curva podemos determinar o coeficiente de concentração K_{ff} .

Figura 17: fator de concentração de tensão de uniões por interferência.



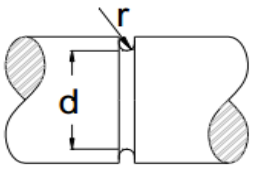
Fonte: Apostila de Elementos de Máquinas.

Na mudança de diâmetro dos eixos onde se tem um encosto para montar-se os elementos de transmissão e apoio, cria-se concentradores de tensão agudos, para diminuir a possível geração de trincas e quebras nesses pontos, utilizamos adoçamentos que são arredondamentos com uma relação com o diâmetro que posteriormente será dimensionado, na sequência de construção é determinado o raio do adoçamento com a relação de r/D .

Figura 18: K_{ff} para adoçamentos forma geométrica

Fonte: Apostila de Elementos de Máquinas.

Figura 19: K_{ff} de alojamento do anel elástico.

					
	r/d				
σ_R (MPa)	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6
400	1,36	1,22	1,18	1,13	1,1
500	1,36	1,22	1,18	1,13	1,1
600	1,36	1,22	1,18	1,13	1,1
800	1,64	1,4	1,32	1,24	1,16
1000	1,68	1,42	1,34	1,26	1,17
1200	1,72	1,45	1,36	1,27	1,18

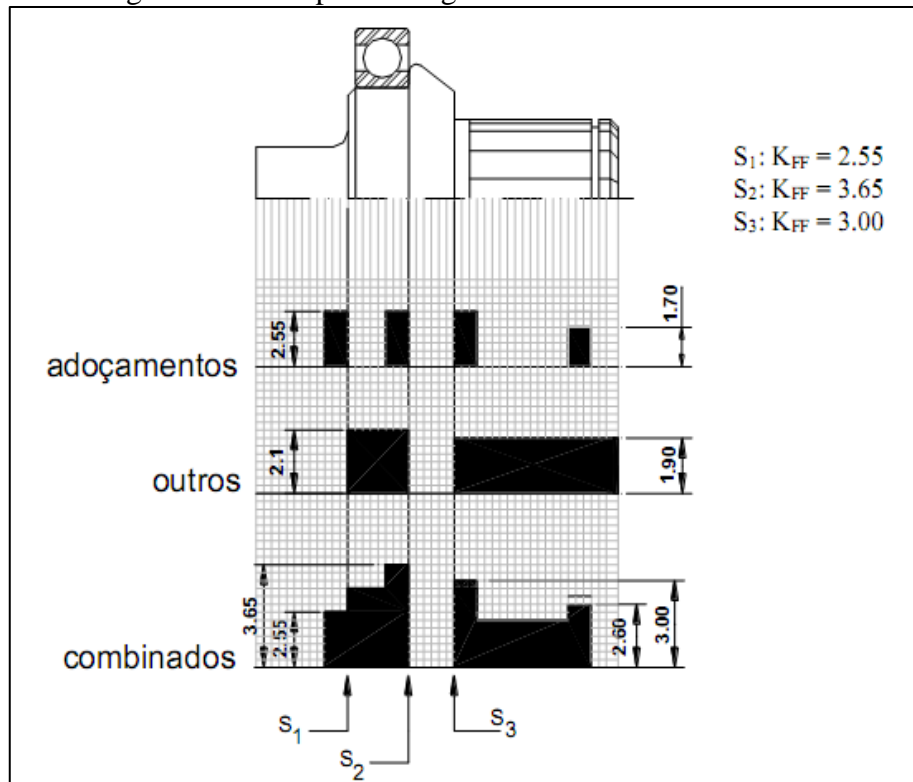
Fonte: Apostila de Elementos de Máquinas.

Um método bastante utilizado é o diagrama de concentração de tensão, onde é ilustrado os principais pontos de concentração de tensão, realizamos uma soma entre as concentrações de forma geométricas e fixações:

$$K_{f\ 1-2} = 1 + (K_{f\ 1} - 1) + (K_{f\ 2} - 1) \text{ ou } K_{f\ 1-2} = (K_{f\ 1} + K_{f\ 2}) - 1$$

Um exemplo de como realizamos essa análise:

Figura 20: Exemplo de diagrama de tensões concentradas



Fonte: Apostila de Elementos de Máquinas.

Esforços e tensões atuantes

Para dimensionar a seção do eixo do projeto, alguns esforços internos são considerados:

- Flexão em dois planos perpendiculares gerada pelos carregamentos transversais.
- Torção devido ao torque de acionamento.
- Cisalhamento transversal devido à força cortante.
- Tração e compressão devido ao carregamento axial que alguns tipos de elementos montados podem causar, e.g., engrenagens helicoidais, acoplamentos não-ideais, etc.

Sendo que esses esforços podem atuar ao mesmo momento e na mesma seção do eixo em um sistema mais complexo, utilizaremos apenas o mais utilizados entre esses carregamentos citados anteriormente que é Flexão e Torção.

Considerando os diagramas de esforços internos nos dois planos principais, chamados de planos vertical e horizontal, o momento fletor máximo em uma dada seção transversal é dado por:

$$|M_{max}| = \sqrt{(M_{pv})^2 + (M_{ph})^2}$$

3.1.8.5 DIMENSIONAMENTO PELO CRITÉRIO DA ASME

O Eixo está submetido a uma solicitação dupla: fadiga alternada para a flexão e escoamento para o momento torçor. Assim, quando este tipo de solicitação ocorre, o eixo pode falhar pelas duas maneiras descritas acima. Utilizamos o critério ASME para ter o diâmetro do eixo em cada seção de análise com a seguinte equação.

$$\left(\frac{K_{ff} \cdot \frac{32 \cdot M_A}{\pi \cdot d^3}}{SN_{real}} \right) + 3 \cdot \left(\frac{K_{tt} \cdot \frac{16 \cdot T_M}{\pi \cdot d^3}}{\sigma_e} \right) = \frac{1}{n_f^2}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n_f}{\pi} \cdot \left[\left(\frac{K_{ff} \cdot M_A}{SN_{real}} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{K_{tt} \cdot T_M}{\sigma_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}}$$

- KFF e KTT = fator de concentração de tensões
- nf = fator de segurança ASME
- Sn REAL = limite de resistência à fadiga corrigido
- σ_e = tensão limite de escoamento

3.1.8.6 DIMENSIONAMENTO DO EIXO QUE RECEBE POTÊNCIA DO MOTOR

Para nosso projeto utilizamos as seguintes grandezas mediante a dimensionamento dos elementos e encontramos os seguintes resultados:

Tabela 14: Dimensões e esforços nas polias.

GRANDEZAS	Dpolia (mm)	dpolia (mm)	Torque (N.mm)	Dcvt (mm)	dcvt (mm)	Lc (mm)	α (°)	μ
DADOS	144	120	59.853,14	110	330	242,5	42	0,1

Fonte: Autor.

POLIA FIXA

$$\theta = \pi - \frac{144 - 120}{242,5} = 3,04 \text{ [rad]}$$

$$\theta_c = \frac{3,04}{\sin\left(\frac{42}{2}\right)} = 8,49 \text{ [rad]}$$

$$F1 = \frac{2 * 59853,14}{120 * (1 - e^{-0,1*8,49})} = 1743,47 \text{ [N]}$$

$$F2 = \frac{2 * 59853,14}{120 * (e^{+0,1*8,49} - 1)} = 745,92 \text{ [N]}$$

$$Fp2 = (1743,47 + 745,92) * \cos \cos\left(\frac{\pi - 3,04}{2}\right) = 2486,34 \text{ [N]}$$

$$Fs1 = (1743,47 - 745,92) * \left(\frac{\pi - 3,04}{2}\right) = 49,35 \text{ [N]}$$

POLIA CVT

$$\theta = \pi - \frac{330 - 110}{242,5} = 2,23 \text{ [rad]}$$

$$\theta_c = \frac{2,23}{\sin\left(\frac{42}{2}\right)} = 6,23 \text{ [rad]}$$

$$F1 = \frac{2 * 59853,14}{110 * (1 - e^{-0,1*6,23})} = 2345,81 \text{ [N]}$$

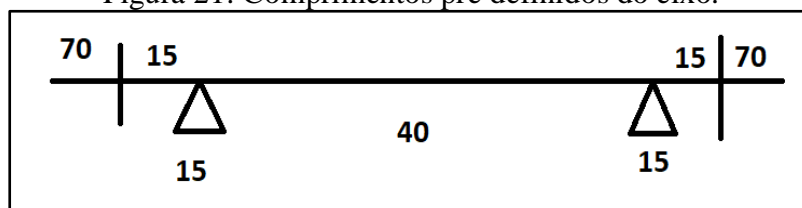
$$F2 = \frac{2 * 59853,14}{110 * (e^{+0,1*6,23} - 1)} = 1257,57 \text{ [N]}$$

$$Fp1 = (23345,81 + 1257,57) * \cos \cos \left(\frac{\pi - 2,23}{2} \right) = 3238,87 \text{ [N]}$$

$$Fs1 = (23345,81 - 1257,57) * \left(\frac{\pi - 2,23}{2} \right) = 476,95,00 \text{ [N]}$$

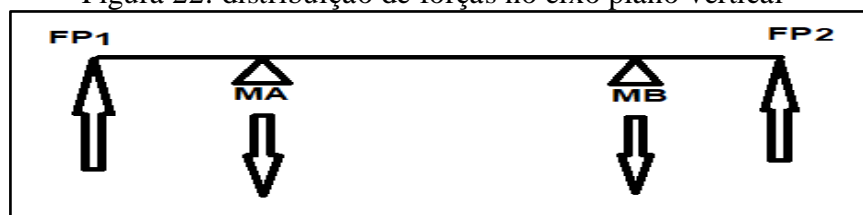
Após adquirido o resultado das forças que atuam no eixo determinamos um comprimento mais curto possível para ser considerado, apoiando esse conjunto de polias fixas e polias variáveis no eixo, utilizamos dois mancais com rolamentos de esferas, em seguida vamos calcular as reações que esses mancais disponham para o sistema de transmissão.

Figura 21: Comprimentos pré definidos do eixo.



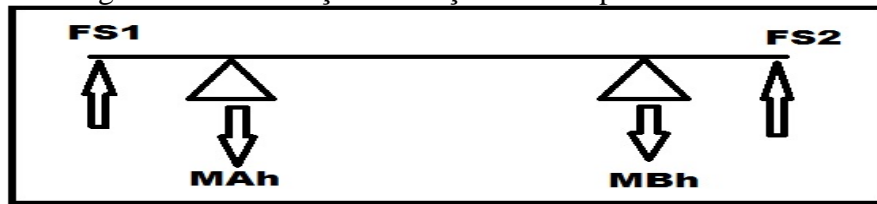
Fonte: Autor.

Figura 22: distribuição de forças no eixo plano vertical



Fonte: Autor.

Figura 23: distribuição de forças no eixo plano horizontal



Fonte: Autor.

Figura 24: Diagrama do eixo do motor previamente.



Fonte: Autor.

Utilizando os princípios de Resistência dos Materiais com o eixo carregado, considerando as equações da estática $\sum M$ e $\sum F$.

$$\sum M_{AV} = 0 \rightarrow FBv = \frac{-Fp1 * 57,5 + Fp2 * 127,5}{70} = 1868,19 [N]$$

$$\sum F_{AV} = 0 \rightarrow FAv = Fp1 + Fp2 - FBv = 3857,02 [N]$$

$$\sum M_{AH} = 0 \rightarrow FBh = \frac{-Fs1 * 57,5 + Fs2 * 127,5}{70} = -301,89 [N] \text{ (Posição F invertida)}$$

$$\sum F_{AH} = 0 \rightarrow FAh = Fs1 + Fs2 + FBh = 828,19 [N]$$

Quando encontramos todos os carregamentos conseguimos determinar os momentos fletores que nosso eixo sofrera, como encontramos dois planos vamos ter que calcular uma resultante para forças verticais e forças horizontais nos pontos MCVT, MPolia, MCentro.

$$MCVT = \sqrt{(Fp1 * 35)^2 + (Fs1 * 35)^2} = 114582,96 [Nmm]$$

$$MPolia = \sqrt{(Fp2 * 35)^2 + (Fs2 * 35)^2} = 87038,96 [Nmm]$$

$$M_{Centro} = \sqrt{(Fp2 * 85)^2 + (FBv * 20)^2} = 214616,17 \text{ [Nmm]}$$

Com o diagrama de concentração de tensão consideramos os seguintes parâmetros para determinar Kff.

- Adoçamentos: $r/D=0,05 - 1,8$
- Anel elástico: $r/d=0,1 - 1,36$
- Fixação de Ranhuras e chavetas: $K_{ff}=2,1$
- Fixação por interferência nos rolamentos: 1,6

A partir das variáveis que obtemos anteriormente conseguimos definir o diâmetro em diversos pontos para a construção e a montagem do nosso projeto.

Tabela 15: Propriedade do material selecionando.

PROPRIEDADES	$\sigma_e (MPa)$	$\sigma_R (MPa)$	$\varepsilon_{m\acute{a}x} (\%)$
SAE 1045 TRF	530	625	12

Fonte:Autor.

Tabela 16: Coeficientes para limite de resistência a fadiga.

Sn (real)	Sn CP	C_{carga}	C_{conf}	C_{sup}	C_{tam}	C_{temp}	C_{div}
240,73	312,5	1	0,897	0,843	0,815	1	1,25

Fonte:Autor.

Tabela 17: Esforços atuantes sobre o eixo.

DADOS DO EIXO DO MOTOR	$\varnothing CVT$	$\varnothing POLIA FX$	$\varnothing CENTRO$
n_f	2,3	2,3	2,3
k_{ff}	2,9	2,9	2
$M (N.mm)$	114582,96	87038,96	214616,17
$Sn \text{ real } (MPa)$	240,73	240,73	240,73
$T (N.mm)$	59853,14	59853,14	59853,14
$\sigma_e (MPa)$	530	530	530
$\varnothing D (mm)$	31,89	29,13	34,72
$\varnothing D_{narm} (mm)$	36	36	36

Fonte:Autor.

EIXO CRÍTICO CVT E ENGRENAGEM PLANETA G

Para esse eixo que leva a potência e a rotação para o conjunto de engrenagens do redutor, com sua montagem de mais componentes onde foi montado um eixo vazado para acoplar a polia fixa e a Engrenagem E coroa e na outra extremidade o outro disco da polia CVT calculamos e assumimos os seguintes resultados:

Tabela 18: Dimensões e esforços das engrenagem G.

GRANDEZAS	α (°) eng	$\varnothing G$ (mm)	Z_G	m (mm)	T_G (N.mm)	D_{cvt} (mm)	d_{cvt} (mm)	L_c (mm)
DADOS	20	72	36	2	478825,13	110	330	242,5

Fonte:Autor.

Tabela 19: Dimensões e esforços das engrenagem E.

GRANDEZAS	α (°) polia	μ	$\varnothing E$ (mm)	Z_E	D_{polia} (mm)	d_{polia} (mm)	Torque (N.mm)
DADOS	42	0,1	288	144	144	120	59853,14

Fonte:Autor.

POLIA CVT

$$\theta = \pi - \frac{330 - 110}{242,5} = 2,23 \text{ [rad]}$$

$$\theta_c = \frac{2,23}{\sin\left(\frac{42}{2}\right)} = 6,23 \text{ [rad]}$$

$$F1 = \frac{2 * 59853,14}{110 * (1 - e^{-0,1*6,23})} = 2345,81 \text{ [N]}$$

$$F2 = \frac{2 * 59853,14}{110 * (e^{+0,1*6,23} - 1)} = 1257,57 \text{ [N]}$$

$$F_{p1} = (23345,81 + 1257,57) * \cos\left(\frac{\pi - 2,23}{2}\right) = 3238,87 \text{ [N]}$$

$$F_{s1} = (23345,81 - 1257,57) * \left(\frac{\pi - 2,23}{2} \right) = 476,95,00 [N]$$

POLIA FIXA MONTADA NO EIXO VAZADO

$$\theta = \pi - \frac{144 - 120}{242,5} = 3,04 [rad]$$

$$\theta_c = \frac{3,04}{\text{sen}\left(\frac{42}{2}\right)} = 8,49 [rad]$$

$$F1 = \frac{2 * 59853,14}{120 * (1 - e^{-0,1*8,49})} = 1743,47 [N]$$

$$F2 = \frac{2 * 59853,14}{120 * (e^{+0,1*8,49} - 1)} = 745,92 [N]$$

$$F_{p2} = (1743,47 + 745,92) * \cos\left(\frac{\pi - 3,04}{2}\right) = 2486,34 [N]$$

$$F_{s1} = (1743,47 - 745,92) * \left(\frac{\pi - 3,04}{2} \right) = 49,35 [N]$$

ENGRENAMENTO G – F

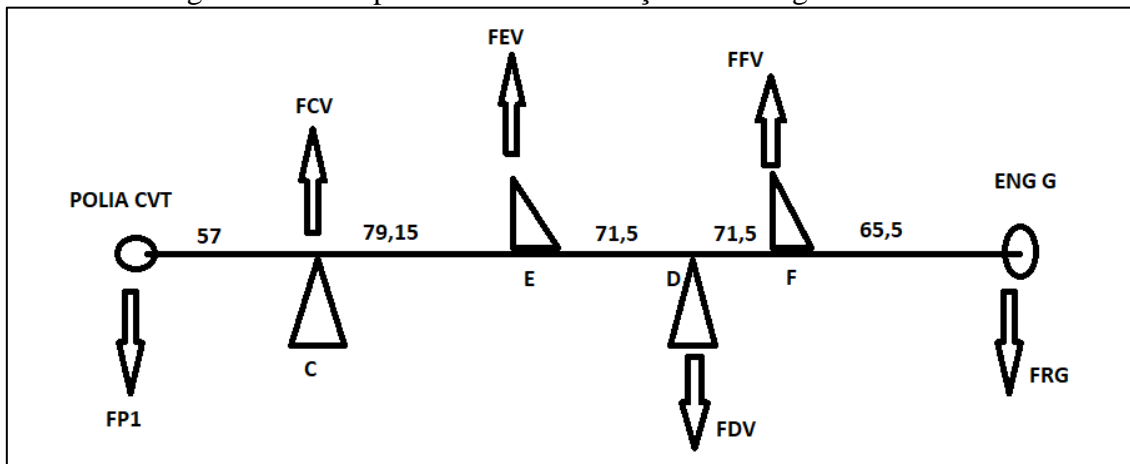
$$F_R = 13300,70 * \text{tg}(20^\circ) = 4841,06 [N] \text{ e } F_T = \frac{2 * 478825,13}{72} = 13300,70 [N]$$

ENGRENAMENTO E – Y MONTADO NO EIXO VAZADO

$$F_R = 3325,17 * \text{tg}(20^\circ) = 1210,26 [N] \text{ e } F_T = \frac{2 * 478825,13}{288} = 3325,17 [N]$$

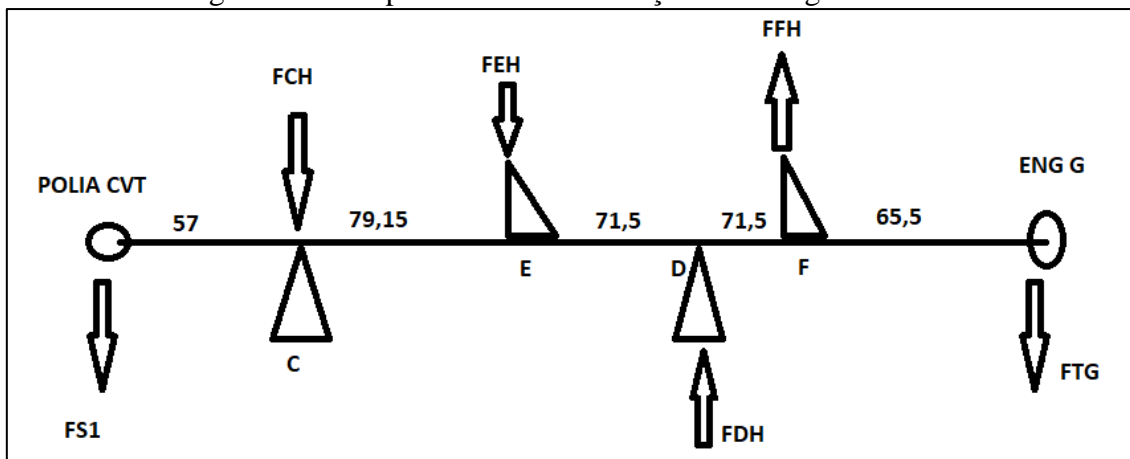
Após adquirido o resultado das forças que atuam no eixo determinamos um comprimento mais curto possível para ser considerado, apoiando esse conjunto de polias fixas e polias variáveis no eixo, utilizamos dois mancais com rolamentos de esferas e dois rolamentos de agulha, em seguida vamos calcular as reações que esses mancais disponham tanto no eixo critico como no eixo vazado para o sistema de transmissão.

Figura 25 - Comprimentos e distribuição de carregamentos horizontais.



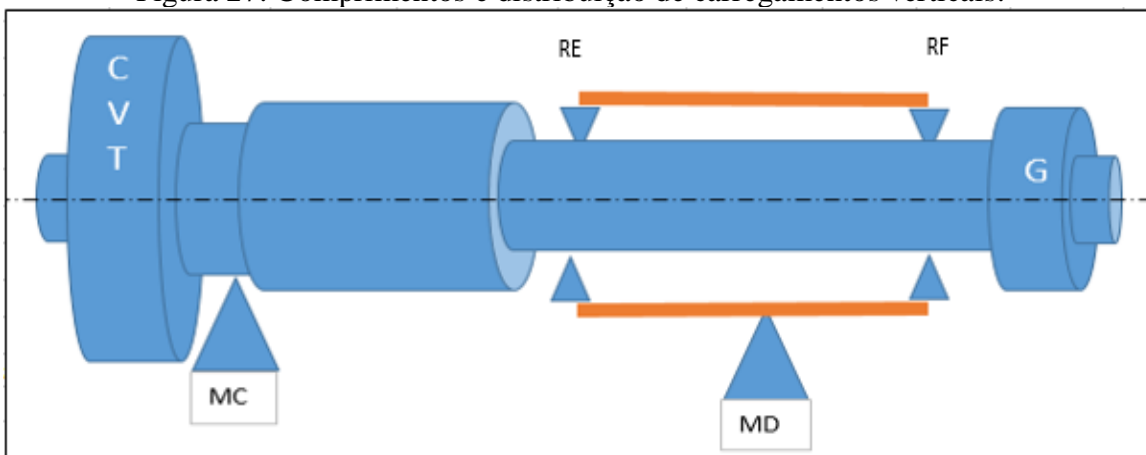
Fonte: Autor

Figura 26: Comprimentos e distribuição de carregamentos verticais.



Fonte: Autor

Figura 27: Comprimentos e distribuição de carregamentos verticais.



esquema prévio do eixo crítico

CONSIDERANDO AS EQUAÇÕES DA ESTÁTICA $\sum M$ E $\sum F$.

Conforme equacionamento do eixo do motor anteriormente calculado, usaremos os mesmos princípios no critério das escolhas dos coeficientes e cálculo dos fatores.

$$\sum M_{CV} = 0 \rightarrow FDv = \frac{Fp_1 \cdot 57 - FR_{G-F} \cdot 287,65}{150,65} = 560,20 [N]$$

$$\sum F_{CV} = 0 \rightarrow FCv = Fp_1 + FR_{G-F} + FDv = 31312,23 [N]$$

$$\sum M_{CH} = 0 \rightarrow FDh = \frac{Fs_1 \cdot 57 - FT_{G-F} \cdot 287,65}{150,65} = -23952,59 [N] \text{ (posição F invertida)}$$

$$\sum F_{AH} = 0 \rightarrow FCh = Fs_1 + FT_{G-F} + FDh = -6836,33 [N] \text{ (posição F invertida)}$$

No eixo vazado encontramos as reações verticais e horizontais nos rolamentos E e F:

$$\begin{aligned} \sum M_{EV} = 0 \rightarrow FFv &= \frac{Fp_2 \cdot 1,15 - FDv \cdot 71,5 - FR_{E-Y} \cdot 208,5}{143} \\ &= -2024,72 [N] \text{ (posição F invertida)} \end{aligned}$$

$$\sum F_{EV} = 0 \rightarrow FEv = Fp_2 + FR_{E-Y} + FFv + FDv = 2232,08 [N]$$

$$\sum M_{EH} = 0 \rightarrow FFh = \frac{Fs_2 \cdot 1,15 - FT_{E-Y} \cdot 208,5 + FDh \cdot 71,5}{143} = -16824,14 [N] \text{ (posição F invertida)}$$

$$\begin{aligned} \sum F_{EH} = 0 \rightarrow FEh &= Fs_1 + FT_{E-Y} + FDh + FFh \\ &= -33636,00 [N] \text{ (posição F invertida)} \end{aligned}$$

Eixo crítico com todos os possíveis carregamentos vamos aos fatores para encontrar os diâmetros pela ASME.

Determinando os momentos fletores que nosso eixo sofrera, como encontramos dois planos vamos ter que calcular uma resultante para forças verticais e forças horizontais, M_{CVT} , $M_{apoio C}$, $M_{eng G}$, $M_{rol E}$ e F

$$M = \sqrt{(M_v^2 + M_h^2)}$$

Tabela 20: Momentos atuantes sobre o eixo.

	M_G	$M_{rol F}$	M_{CVT}	$M_{apoio C}$	$M_{rol E}$
MOMENTOS (Nmm)	21.314,61	1.295.807,58	916.663,71	1.435.184,05	1.049.637,53

Fonte: Autor.

Com o diagrama de concentração de tensão consideramos os seguintes parâmetros para determinar K_{ff} .

- Adoçamentos: $r/D=0,05 - 2,8$
- Anel elástico: $r/d=0,2 - 1,45$
- Fixação de Ranhuras e chavetas: $K_{ff}=1,6$
- Fixação por interferência nos rolamentos: 2

A partir das variáveis que obtemos anteriormente conseguimos definir o diâmetro em diversos pontos para a construção e a montagem do nosso projeto.

Tabela 21: Propriedades do material escolhido para o eixo..

PROPRIEDADES	$\sigma_e (MPa)$	$\sigma_R (MPa)$	$G (GPa)$
SAE 4340	900	1200	85

Fonte: Autor.

Tabela 22: Coeficientes para limite de resistência a fadiga real.

Sn (real)	Sn CP	C_{carga}	C_{conf}	C_{sup}	C_{tam}	C_{temp}	C_{div}
491,13	600	1	0,897	0,843	0,866	1	1,25

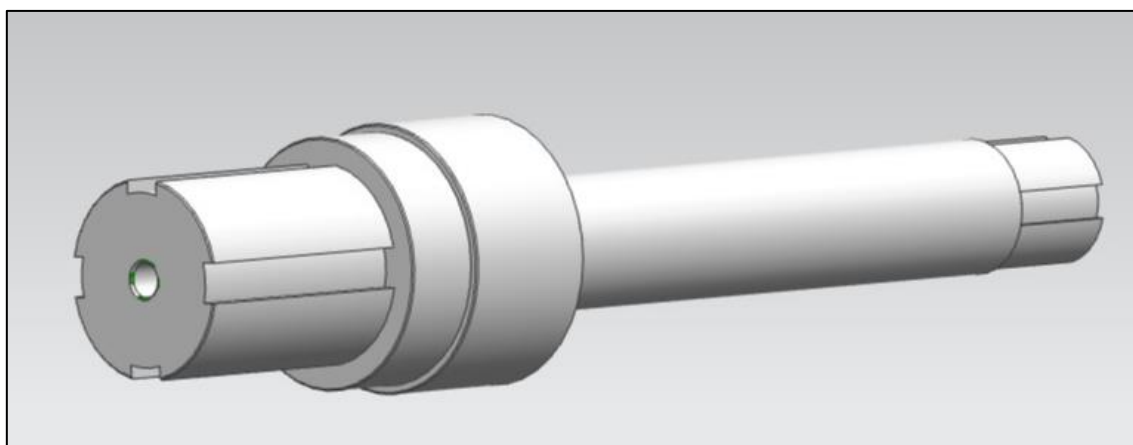
Fonte: Autor.

Tabela 23: Esforços atuantes sobre o eixo.

DADOS DO EIXO DO MOTOR	$\varnothing CVT$	$\varnothing apoio C$	$\varnothing CENTRO$	$\varnothing Eng G$	$\varnothing apoio F / E$
n_f	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3
k_{ff}	3,4	3,8	1	3,4	1
$M (N.mm)$	916663,7	1435184,0	1049637,5	212314,6	1295807,6
$S_n real (MPa)$	491,13	491,13	491,13	491,13	491,13
$T (N.mm)$	478825,13	478825,13	478825,13	478825,13	478825,13
$\sigma_e (MPa)$	900	900	900	900	900
$\varnothing D (mm)$	53,04	63,86	37,23	33,21	39,80
$\varnothing D_{narm} (mm)$	60	75	42	35	40

Fonte: Autor.

Figura 28: Modelagem do eixo crítico SAE 4340- Ø80 x 380mm



Fonte: Autor

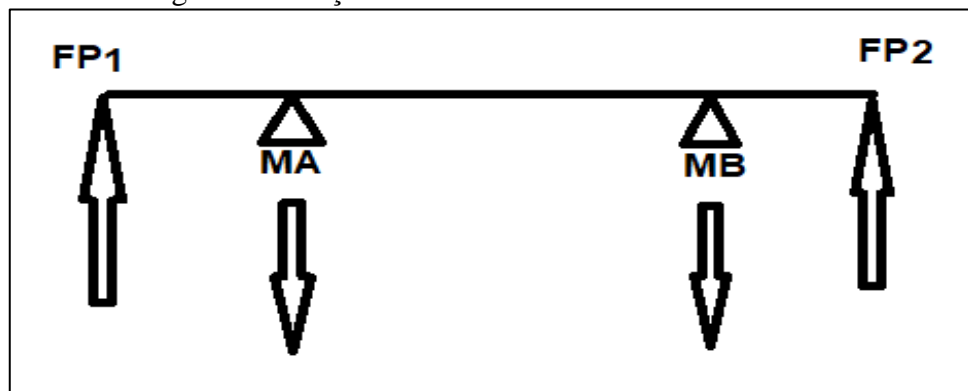
3.1.9 SELEÇÃO DOS ROLAMENTOS

Para seleção dos rolamentos dos mancais dos eixos utilizamos o catálogo da SKF, por conta da alta disponibilidade de mercado.

Ao todo utilizamos dois tipos de rolamento: rolamentos rígidos de uma carreira de esferas e rolamentos de rolos de agulhas. O objetivo do dimensionamento é selecionar o melhor rolamento que atenda às restrições de diâmetro e apresente um tempo de vida entre 40.000 e 50.000 horas, o recomendado para máquinas têxteis.

Para o eixo do motor utilizamos dois mancais (A e B) entre as polias da CVT e polia fixa. Analisando as forças aplicadas por cada elemento definido anteriormente, temos os seguintes esforços atuantes:

Figura 29: Forças atuantes no eixo dos mancais A e B.



Fonte: Autor

Tabela 24: Forças verticais e horizontais atuantes sobre o eixo.

FA_v(N)	FB_v(N)	FA_H(N)	FB_H(N)
6601,21	728,88	849,03	-316,16

Fonte: Autor.

Sendo: FA_v a força vertical no rolamento A; FB_v a força vertical no rolamento B; FA_H a força horizontal no rolamento A; FB_H a força horizontal no rolamento B.

Sendo a FA_v a força radial e FA_H a força axial atuante no rolamento A, e considerando que o diâmetro do eixo neste trecho é de 36 mm, assumimos:

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{849,03}{6601,21} = 0,13 < e; P = F_R = 6601,21 \text{ N supondo } L_H = 45000 \text{ h}$$

$$L_H = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot 1750} \geq 45000 \rightarrow L = 4725 \text{ milhões de rotações}$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{C}{6601,21}\right)^3 = 4725$$

$$C = 110771 \text{ N}$$

Consultando o catálogo para d=35 mm, temos que o máximo C é de 55 kN, ou seja, não há rolamento em catálogo que atenda ao tempo de vida de 45000 horas. Então, selecionamos o rolamento que trará a maior durabilidade e recalculamos o tempo de vida:

Figura 30: Catálogo de rolamentos fornecido pelo fabricante.

Dimensões principais			Classificações básicas de carga		Limite de carga de fadiga	Classificações de velocidade		Massa	Designação
d	D	B	dinâmica C	estática C ₀	P _u	Velocidade de referência	Velocidade-limite		
mm			kN		kN	r/min		kg	–
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	61905
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,06	* 16005
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,078	* 6005
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	18 000	0,13	* 6205
	52	15	17,8	9,8	0,4	28 000	18 000	0,12	6205 ETN9
	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	16 000	0,23	* 6305
	62	17	26	13,4	0,57	24 000	16 000	0,22	6305 ETN9
	80	21	35,8	19,3	0,815	20 000	13 000	0,54	6405
28	58	16	16,8	9,5	0,405	26 000	16 000	0,17	62/28
	68	18	25,1	13,7	0,585	22 000	14 000	0,3	63/28
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	20 000	0,025	61806
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	19 000	0,049	61906
	55	9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,089	* 16006
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	* 6006
	62	16	20,3	11,2	0,475	24 000	15 000	0,2	* 6206
	62	16	23,4	12,9	0,54	24 000	15 000	0,18	6206 ETN9
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	13 000	0,35	* 6306
	72	19	32,5	17,3	0,735	22 000	14 000	0,33	6306 ETN9
	90	23	43,6	23,6	1	18 000	11 000	0,75	6406
35	47	7	4,36	3,35	0,14	30 000	18 000	0,029	61807
	55	10	10,8	7,8	0,325	26 000	16 000	0,08	61907
	62	9	13	8,15	0,375	24 000	15 000	0,11	* 16007
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	15 000	0,15	* 6007
	72	17	27	15,3	0,655	20 000	13 000	0,29	* 6207
	72	17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,26	6207 ETN9
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	12 000	0,46	* 6307
	100	25	55,3	31	1,29	16 000	10 000	0,97	6407

Fonte: Autor

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{55300}{6601,21}\right)^3 = 578,9 \text{ milhões de rotações}$$

$$L_H = \frac{10^6 \cdot 578,44}{60 \cdot 1750} = 5599 \text{ horas}$$

Rolamento selecionado: 6407 para o mancal A, com C₀ = 31 kN e f₀ = 14.

Recalculando para verificar a premissa $\frac{F_A}{F_R} < e$, temos:

$$\left(\frac{f_0 \cdot F_A}{C_0}\right) = \left(\frac{14 \cdot 849,01}{31000}\right) = 38$$

Verificando a tabela fornecida pelo fabricante, temos:

Figura 31: determinação do “e”

$\frac{f_0 F_A}{C_0}$	e	x	y
0,172	0,19	0,56	2,30
0,345	0,22	0,56	1,99
0,689	0,26	0,56	1,71
1,030	0,28	0,56	1,55
1,380	0,30	0,56	1,45
2,070	0,34	0,56	1,31
3,450	0,38	0,56	1,15
5,170	0,42	0,56	1,04
6,890	0,44	0,56	1,00

Fonte: Autor

Interpolando para $\left(\frac{f_0 \cdot F_A}{C_0}\right) = 0,38$, temos $e = 0,22$, ou seja, $\frac{F_A}{F_R} = 0,13 < e = 0,22$ e o rolamento foi corretamente selecionado.

Aplicamos o mesmo cálculo para os demais mancais, obtendo os seguintes resultados:

Tabela 25: Dimensões e esforços nos mancais.

Mancal	d (mm)	Rolamento	Força Radial (N)	Força axial (N)	Força axial / força radial
A	35	6407	6601,21	849,03	0,13
B	35	6007	728,88	316,16	0,43
C	75	6415	48262,2622	6726,801333	0,14
D	45	6409	23922,5295	5212,994222	0,22

Fonte: Autor

Tabela 26: Dados obtidos para os mancais.

Mancal	L (milhões de rotações)	L _h (horas)	C (kN)	C ₀ (kN)	f ₀	e	f ₀ ·F _A /C ₀	x	y	P (N)
A	587,902	5599	55,3	31	14	0,22	0,38	-	-	6601,2
B	4633,25	44126	16,8	10,2	15	0,23	0,46	0,56	1,90	1007,7
C	31,8604	101	15,3	114	12	0,26	0,71	0,56	1,70	48262,3
D	32,1909	102	76,1	45	12	0,30	1,39	0,56	1,45	23922,5

Fonte: Autor

Em relação aos rolamentos de agulhas, foram utilizados por conta da montagem do eixo tubular. Este rolamento não estará sujeito a esforços muito elevados, sendo aplicados somente para permitir a rotação do eixo.

3.1.10 LUBRIFICAÇÃO E CAIXA DE TRANSMISSÃO

A utilização de lubrificante em um sistema com interfaces deslizantes tem diversos efeitos benéficos no coeficiente de atrito. Os lubrificantes líquidos têm as propriedades de baixa resistência a cisalhamento e alta resistência à compressão. Um lubrificante líquido, como o óleo mineral, é essencialmente incompressível aos níveis de tensão de compressão encontrados nos sistemas de engrenamento, mancais, rolamentos e eixos.

Todos os engrenamentos feitos com engrenagens metálicas devem ser lubrificados para evitar falha por um dos modos de falha de superfície, como desgaste por abrasão ou adesivo. Deve haver lubrificante suficiente para que haja transferência de calor gerado pelo atrito para o ambiente, de modo a não permitir que a temperatura local se torne excessiva. Controlar a temperatura é importante para reduzir escórias, riscos e aspereza dos dentes. Além de remover calor, os lubrificantes separam as superfícies metálicas para reduzir o atrito pelo contato e desgaste.

Usualmente tem-se todo o sistema em uma caixa bem fechada, para que seja possível que haja um banho de óleo. Essa caixa, ou redutor, é parcialmente completada com um lubrificante apropriado de forma que pelo menos um membro de cada par engrenado esteja parcialmente submerso. (A caixa nunca é completamente preenchida com óleo.) A rotação da engrenagem carregará o lubrificante para os pares engrenados e manterá as engrenagens não submersas lubrificadas.

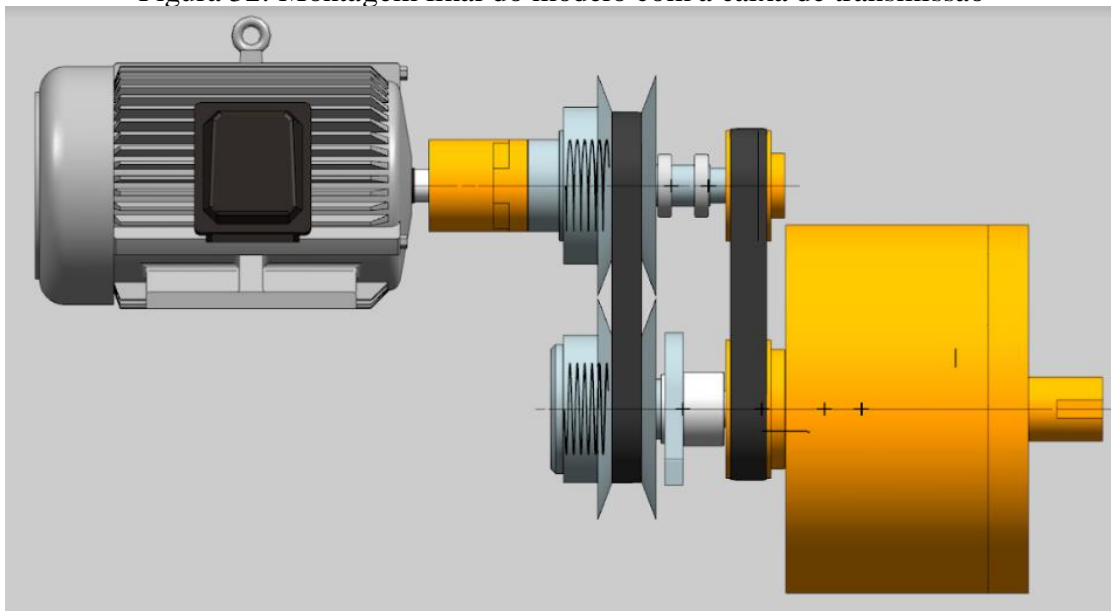
O óleo deve ser mantido limpo e livre de contaminantes e deve ser substituído periodicamente. Tipicamente os lubrificantes de engrenagem são óleos, baseados no petróleo, com viscosidade dependente da lubrificação necessária. Óleos leves são usados às vezes para engrenagens com velocidades altas o suficiente e/ou cargas baixas o suficiente para promover a lubrificação elastohidrodinâmica. Em engrenamentos de cargas elevadas e/ou baixa velocidade, ou aqueles com grandes componentes deslizando, lubrificantes de pressão extrema são frequentemente usados. São normalmente óleos de engrenagem 80-90W com aditivos do tipo ácidos graxos que proveem alguma proteção contra escorregamento sob condições limites de lubrificação.

Existem no mercado softwares desenvolvidos para calcular a mínima espessura necessária de lubrificante, de acordo com o tipo de material utilizado na construção das engrenagens e aos esforços que estas são submetidas.

Neste projeto a seleção do lubrificante se dará pelos critérios apresentados a baixo:

- facilidade de compra em revendedores de lubrificantes;
- preço condizente com realidade da Equipe Imperador;
- espessura mínima de filme lubrificante;

Figura 32: Montagem final do modelo com a caixa de transmissão



Fonte: Autor

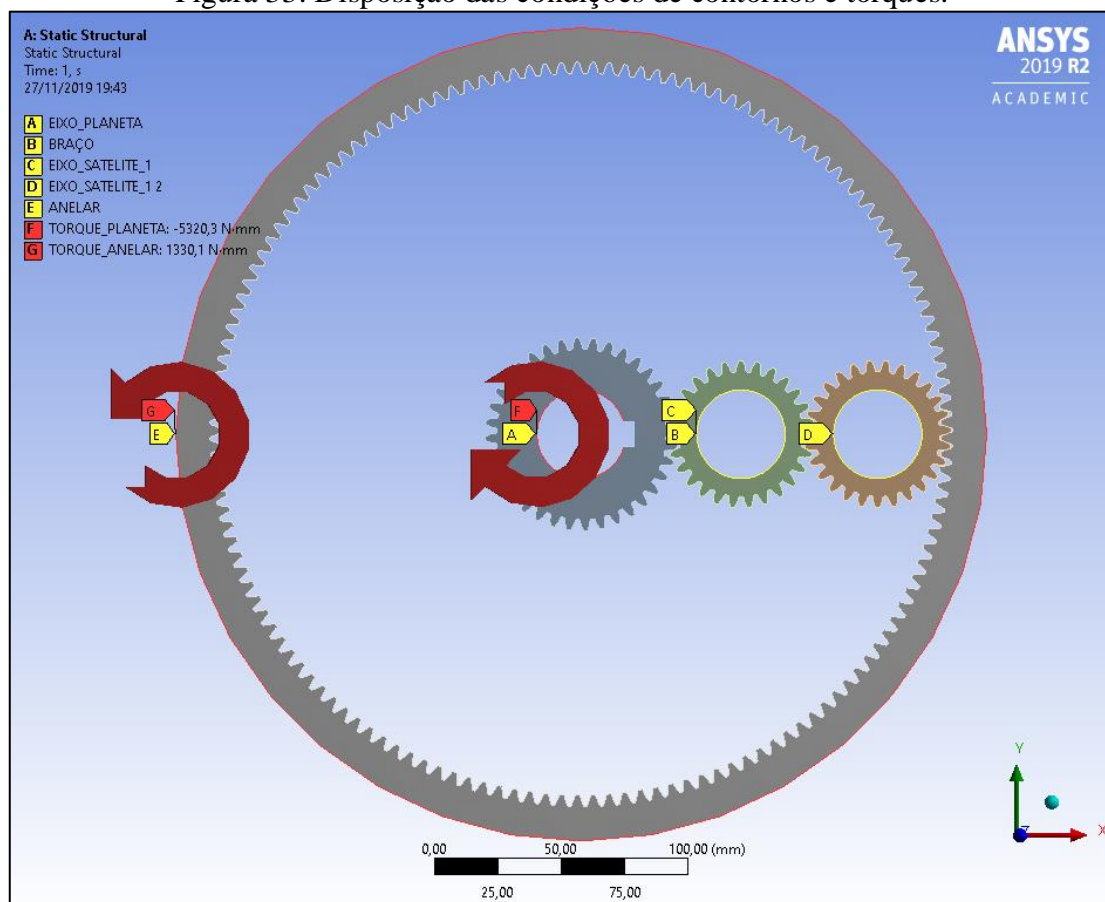
3.2 SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Para realização das simulações dos eixos e engrenagens utilizamos as seguintes hipóteses simplificadoras: temperatura uniforme, material linear e pequenos deslocamentos. As restrições relacionadas a cada carregamento estão descritas a seguir.

3.2.1 SIMULAÇÃO DAS ENGRENAGENS

Para a execução da simulação adotou-se condições de contorno no trem de engrenagens, para isso houve a necessidade da criação de coordenadas para referenciar os engrenamentos, além das coordenadas cilíndricas para auxiliar na adição das condições de contorno. Com a intenção de analisar a deformação na região crítica de engrenamento, localizada na menor distância entre o diâmetro interno e o diâmetro do pé do dente, optou-se pela fixação (travar) do braço H, o qual está ligado as duas engrenagens satélites F e Y, além de estarem livres para girar em torno de seu centro (coordenada cilíndrica), não havendo translação das engrenagens satélites. A engrenagem anelar E (planeta) e a engrenagem G (planeta) giram livremente em torno do eixo central, localizado no centro da engrenagem G (coordenada cilíndrica). Devido a distribuição de energia, fornecida pelos torques, serem iguais para todos os engrenamentos a simulação foi realizada apenas com um dos pares das satélites, logo para isso o torque total aplicado em cada engrenagem motora foi dividido pelo número de pares de satélites, sendo assim para a engrenagem (planeta) G o toque aplicado foi de 5320,3 Nmm e para a engrenagem anelar E o torque aplicado foi de 1330,1 Nmm, contrário ao torque aplicado na engrenagem G, de acordo com análise realizada na relação de transmissão.

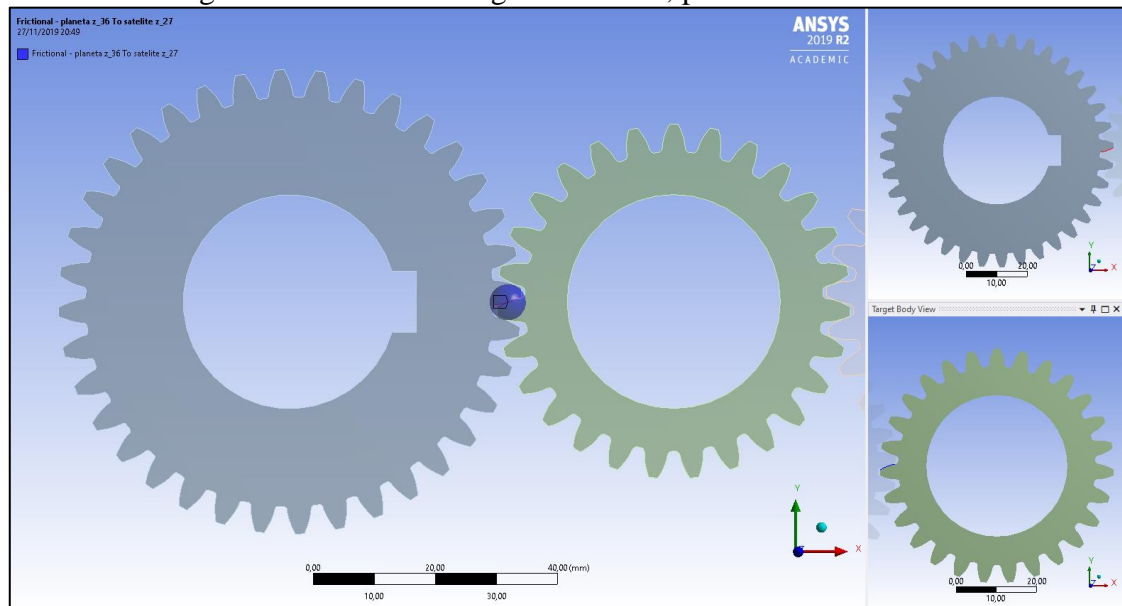
Figura 33: Disposição das condições de contornos e torques.



Fonte: Autor

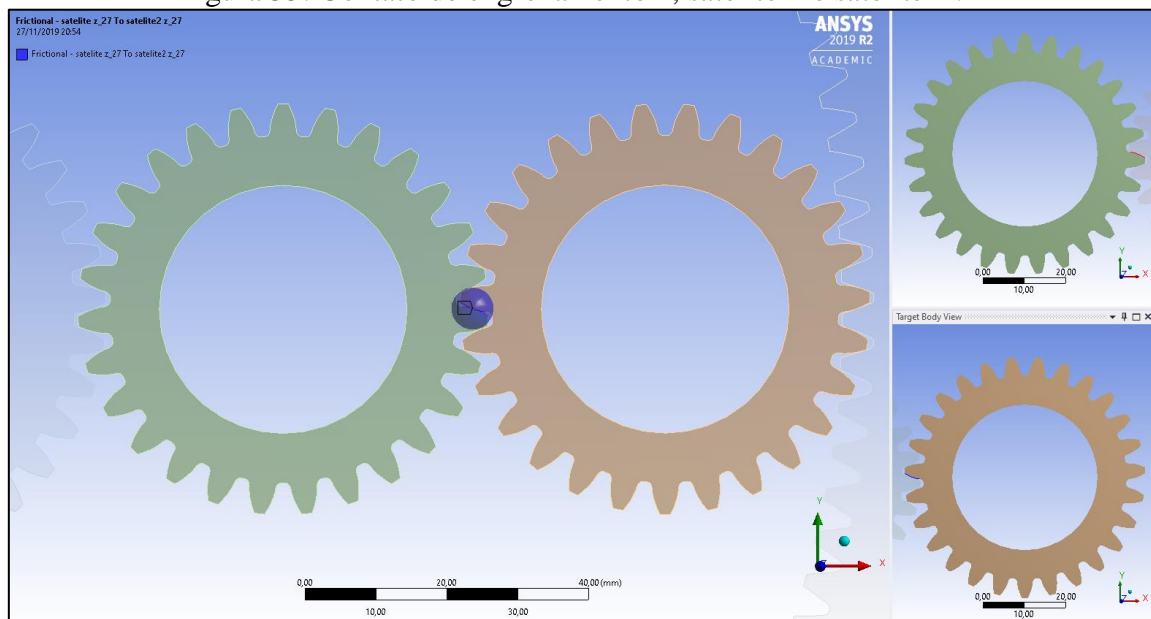
Para os contatos nas regiões de engrenamento adotou-se como contato (CONTACT) as engrenagens motoras e como alvo (TARGET) as engrenagens movidas, o tipo de contato selecionado para as regiões de engrenamento foi o FRICTIONAL, devido estas regiões serem separáveis e com atrito. O atrito estabelecido foi de 0,20, conforme recomendação do orientador. O raio de na PINBALL REGION utilizado foi de 3 mm e para FORMULATION utilizamos AUGMENTED LAGRANGE, que é o mais estável, indicado para os casos de baixo ou nenhum atrito. Em INTERFACE TREATMENT selecionar ADJUST TO TOUCH para compensar os elementos da superfície de contato (que são criados na face dos elementos sólidos) em uma quantidade que torna a folga zero.

Figura 34: Contato de engrenamento 1, planeta G e satélite F.



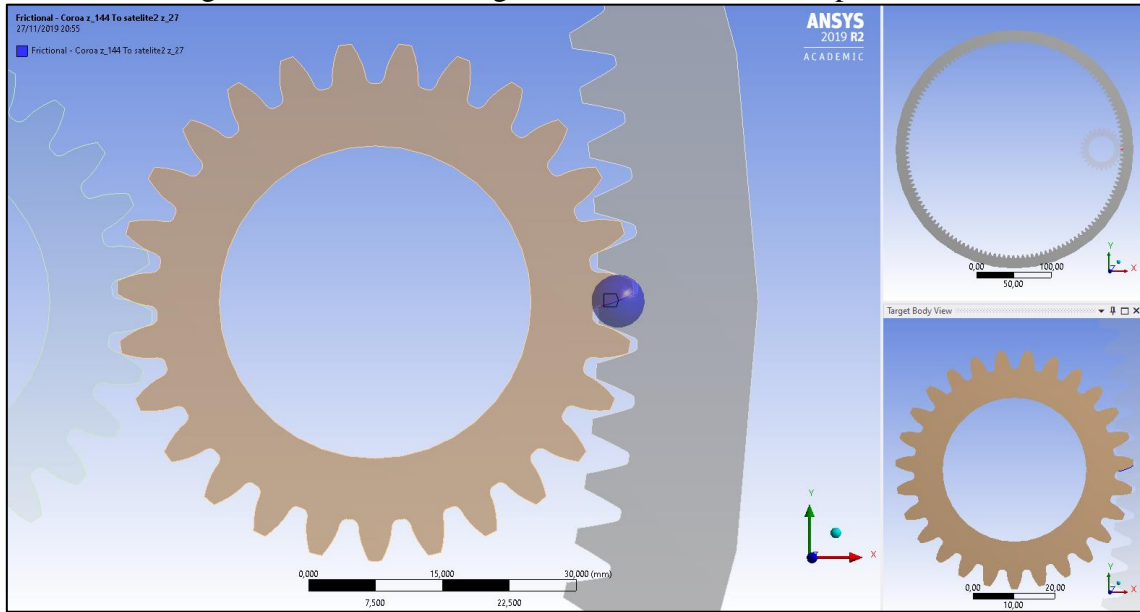
Fonte: Autor

Figura 35: Contato de engrenamento 2, satélite F e satélite Y.



Fonte: Autor

Figura 36: Contato de engrenamento 3, satélite Y e planeta E.



Fonte: Autor

O modelo de elementos finitos utilizado foi o QUAD com interpolação quadrática, com o objetivo de avaliar a pressão existente na região de contato de engrenamento houve a necessidade do refinamento de malha na região de engrenamento, ou seja, malha local. A definição dos tamanhos de raios e de tamanhos de elementos de malha é dado pela seguinte equação:

$$a = \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot F_n \cdot \left(\frac{1 - \nu^2}{E_c}\right)}{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}}}, \text{ onde } F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}; r_j = \frac{d_j}{2}; \nu = 0,3$$

Os raios (R) e tamanhos de elementos (h) de malha teóricos para os vários refinamentos locais concêntricos da malha via SPHERE OF INFLUENCE são dados:

$$R_1 = a \rightarrow h_1 = \frac{a}{8}; R_2 = 5a \rightarrow h_2 = \frac{a}{4}; R_3 = 10a \rightarrow h_3 = a; R_4 = 20a \rightarrow h_4 = 2a$$

Tabela 27: Tamanhos teóricos de malha.

	ENGRENAMENTO G - F		ENGRENAMENTO Y - E	
	RAIO (mm)	ELEMENTO (mm)	RAIO (mm)	ELEMENTO (mm)
MALHA 1	0,139	0,017	0,013	0,002
MALHA 2	0,696	0,174	0,064	0,016
MALHA 3	1,393	1,393	0,128	0,128
MALHA 4	2,785	5,571	0,257	0,513

Fonte: Autor.

Entretanto não foi possível executar a simulação com estes refinamentos de malha devido ao tamanho que causaram lentidão no computador, além do mesmo não ter capacidade para suportar a execução do programa, por esse motivo optou-se por um maior tamanho de malha, através do método de tentativa e erro. O refinamento de malha utilizado foi:

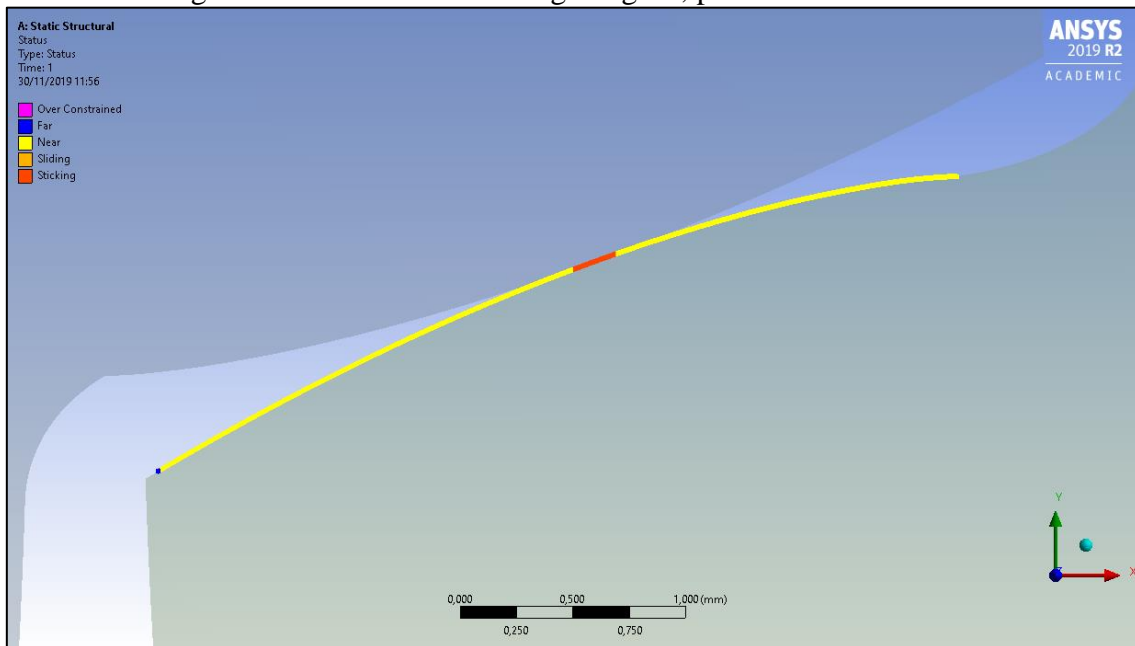
Tabela 28: Tamanhos de malha utilizados para a simulação.

	ENGRENAMENTO G - F		ENGRENAMENTO Y - E	
	RAIO (mm)	ELEMENTO (mm)	RAIO (mm)	ELEMENTO (mm)
MALHA 1	1,0	0,005	1,0	0,005
MALHA 2	1,5	0,01	1,5	0,01
MALHA 3	2,0	0,02	2,0	0,02
MALHA 4	2,5	0,04	2,5	0,04
MALHA 5	3,0	0,06	3,0	0,06

Fonte: Autor.

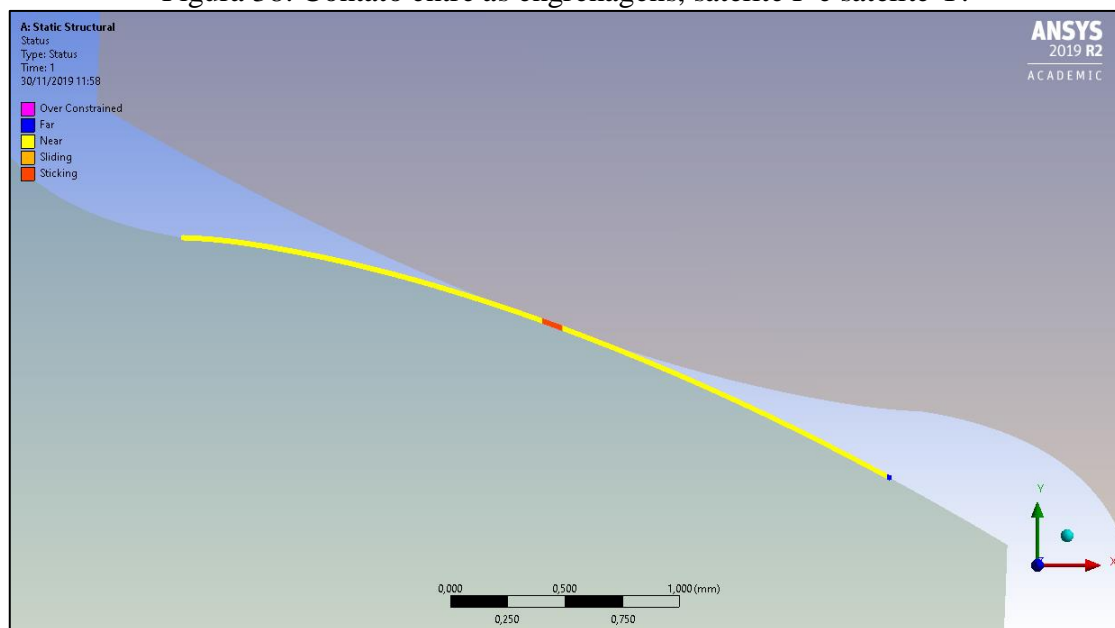
Após a execução da simulação verificamos os contatos nas regiões de engrenamento, constatamos que há pressão de contato, não havendo deslizamento. Optou-se por esta verificação para garantir a veracidade dos resultados de tensão e deformação obtidos, pois é possível haver deformação em regiões onde há apenas escorregamento.

Figura 37: Contato entre as engrenagens, planeta G e satélite F.



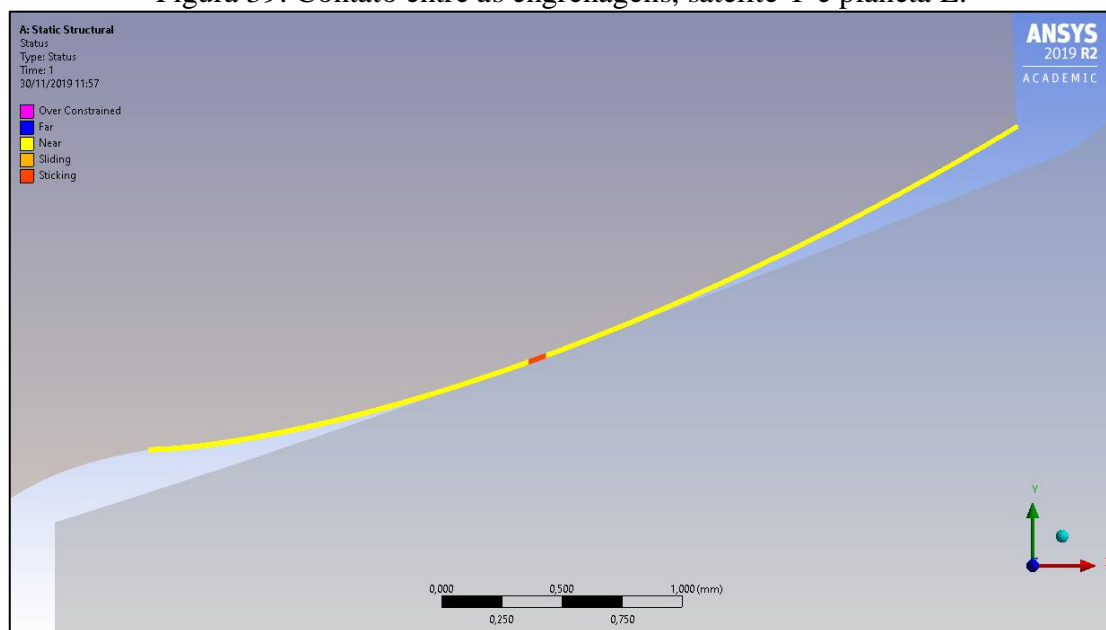
Fonte: Autor

Figura 38: Contato entre as engrenagens, satélite F e satélite Y.



Fonte: Autor

Figura 39: Contato entre as engrenagens, satélite Y e planeta E.



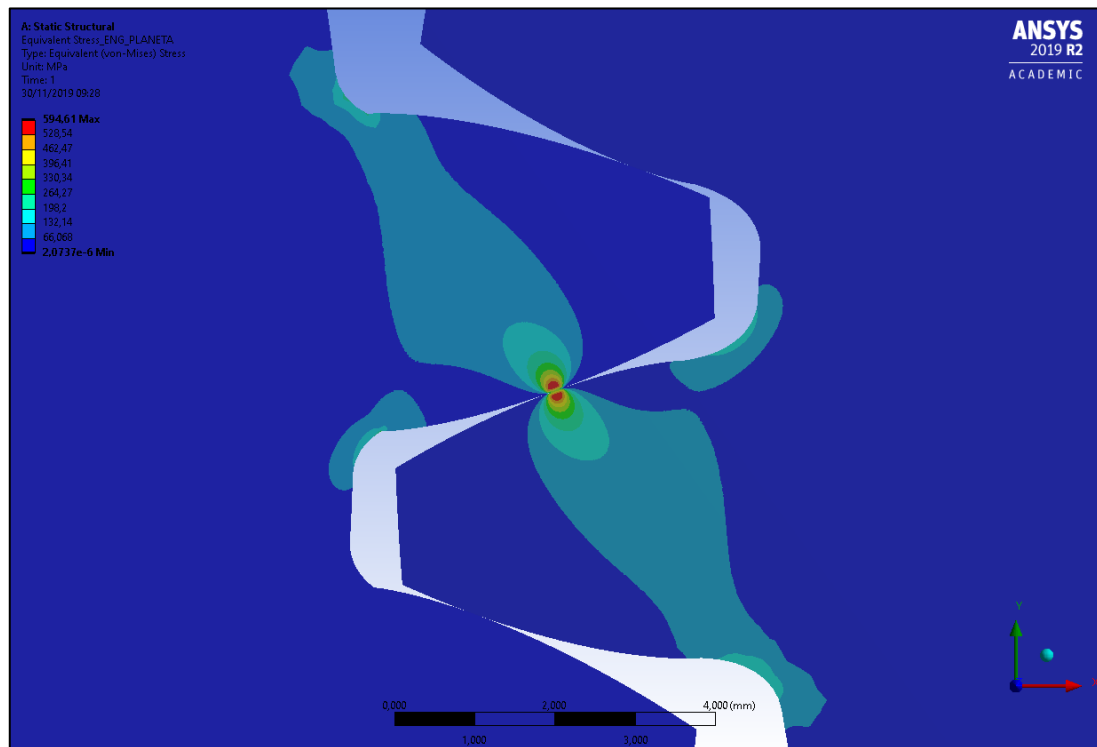
Fonte: Autor

Após a validação do contato nas regiões de engrenamento obtivemos os resultados para as tensões características de cada engrenamento, utilizando a solução da tensão de Von-Misses, a partir da seleção de cada par engrenado.

As engrenagens podem falhar basicamente por dois tipos de solicitação: a que ocorre no contato, devido à tensão normal, e a que ocorre no pé do dente, devido a flexão causada pela carga transmitida. A fadiga no pé do dente causa a quebra do dente, o que é comum em conjuntos de transmissão bem projetados. Geralmente, a falha que ocorre primeiro é a por fadiga de contato.

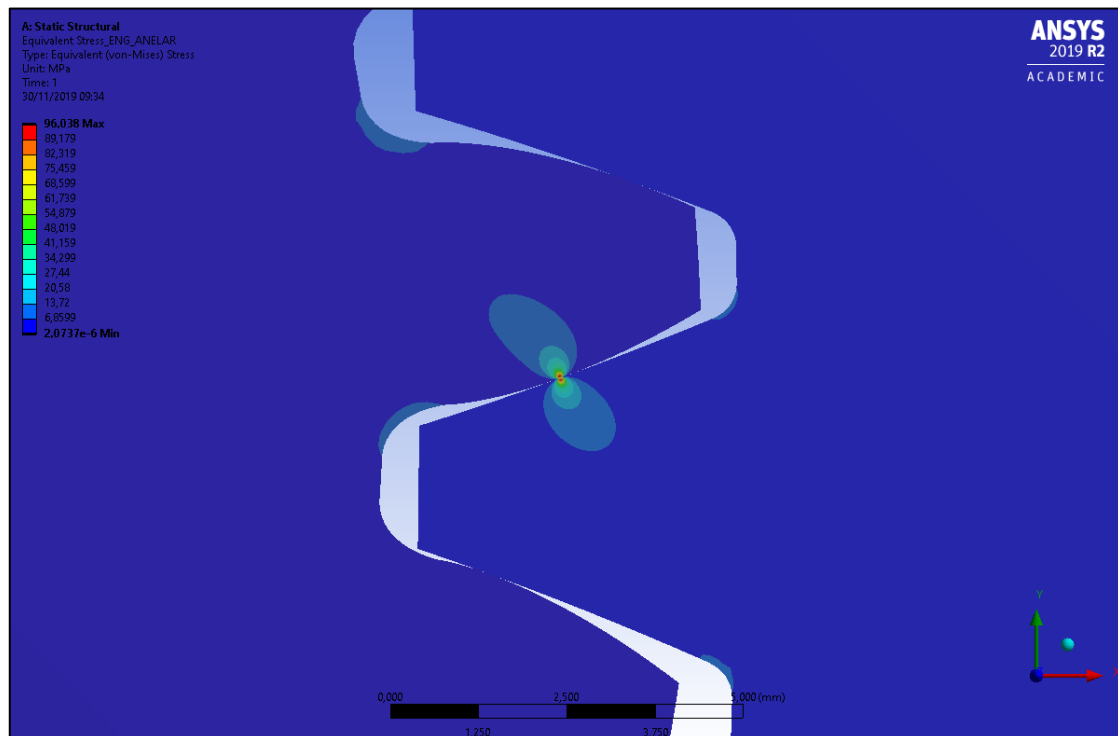
As figuras abaixo mostram as tensões no contato, obtido pelo modelo de elementos finitos. A parte que tende ao vermelho mostra as maiores tensões em magnitude (Von-Misses) e a parte em azul as menores. É possível visualizar que há deformação no pé do dente das duas engrenagens. Essas deformações ocorrem devido ao esforços que são transmitidos na região de contato, quando a engrenagem G (motora) empurra a engrenagem F o dente da engrenagem G tende a comprimir na região do pé do dente, região contrária ao engrenamento, logo na região do pé do dente próximo ao contato a engrenagem tende a tracionar. O mesmo ocorre para a engrenagem movida, quando o dente sente a força no contato o mesmo tende a tracionar o pé do dente na região próxima ao contato e comprimir na região contrária ao contato.

Figura 40: Tensões características no contato entre as engrenagens, planet G e satélite F.



Fonte: Autor

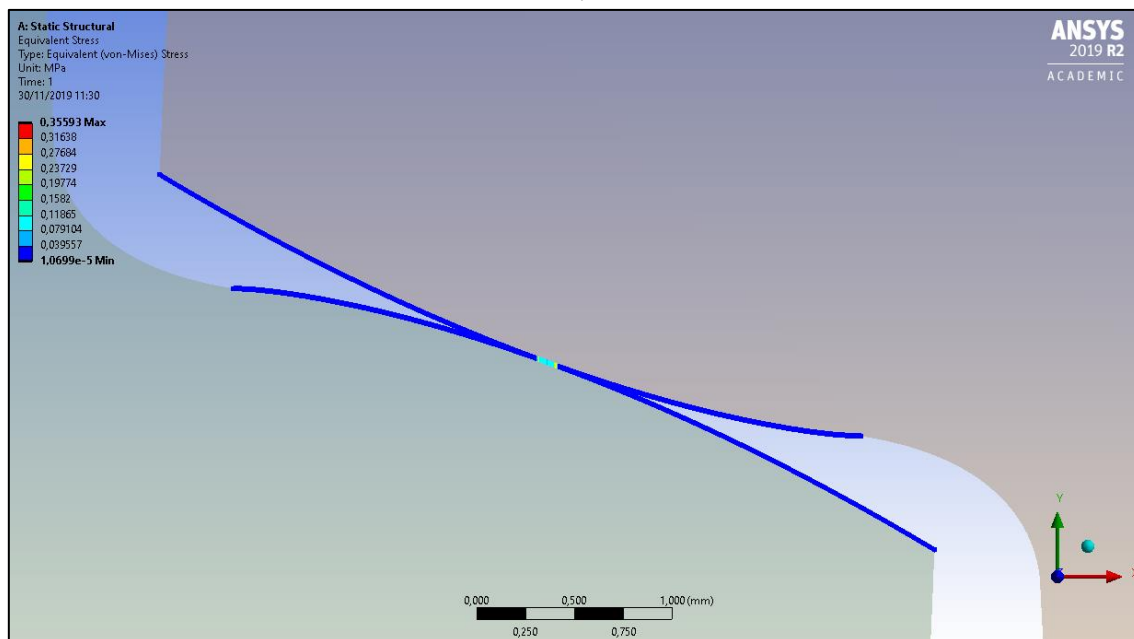
Figura 41: Tensões características no contato entre as engrenagens, satélite Y e planeta E.



Fonte: Autor

A fim de verificar a obtenção das tensões características no engrenamento 2, engrenamento entre os satélites houve a necessidade de acrescentar a solução por meio da seleção das arestas nesta região através da tensão de Von-Misses:

Figura 42: Tensões características no contato entre as engrenagens, satélite Y e planeta E.



Fonte: Autor

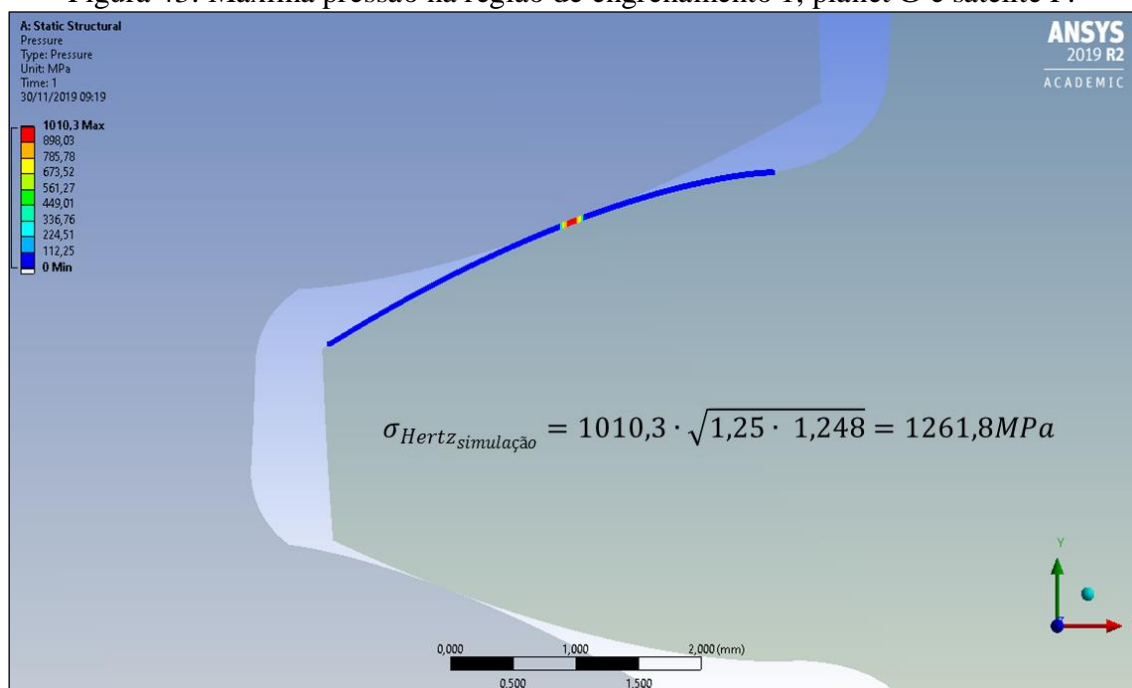
A partir dos resultados obtidos na região de engrenamento entre os satélites constatou-se que neste contato não há tensões significantes, conforme esperado, isso ocorre devido o torque nesta região ser nulo.

Com a intenção de realizarmos uma análise comparativa entre os resultados teóricos e os resultados obtidos através da simulação, calculamos a tensão de pressão ($\sigma_{Hertz_{simulação}}$), na região de engrenamento, e a tensão de flexão ($\sigma_{Lewis_{simulação}}$), na região do pé do dente, a partir das seguintes equações:

$$\sigma_{Hertz_{simulação}} = P_{Hertz} \cdot \sqrt{Y_s \cdot Y_v} \quad ; \quad \sigma_{Lewis_{simulação}} = \sigma_{Lewis} \cdot Y_s \cdot Y_v \cdot Y_E$$

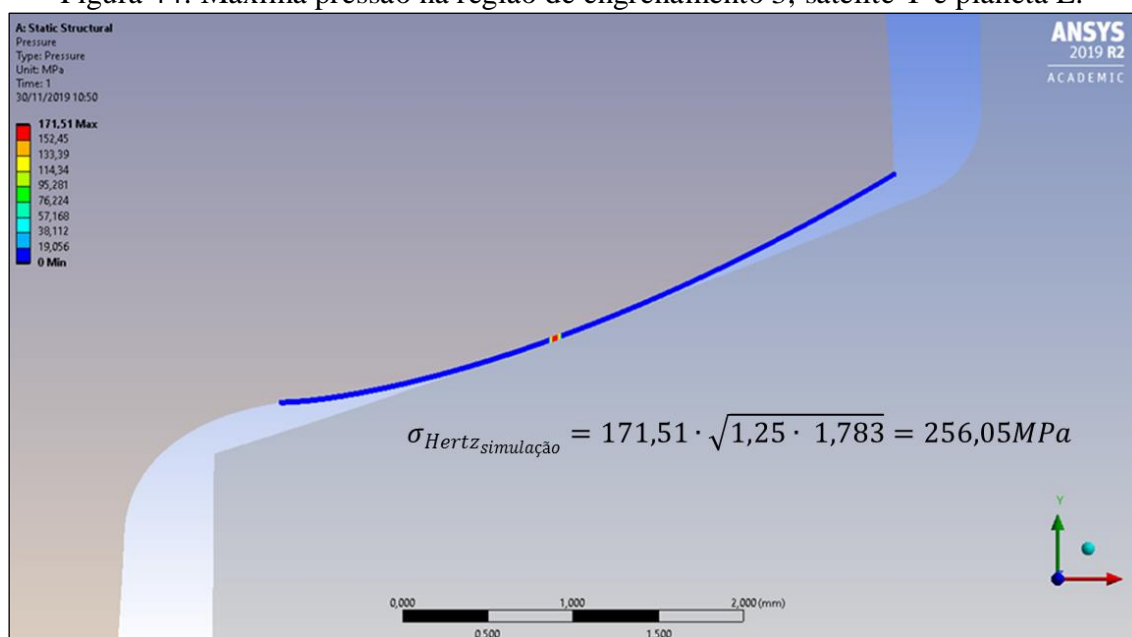
Para obtermos a pressão máxima na região de engrenamento inserimos na solução a função CONTACT TOOL e selecionamos a opção PRESSURE:

Figura 43: Máxima pressão na região de engrenamento 1, planet G e satélite F.



Fonte: Autor.

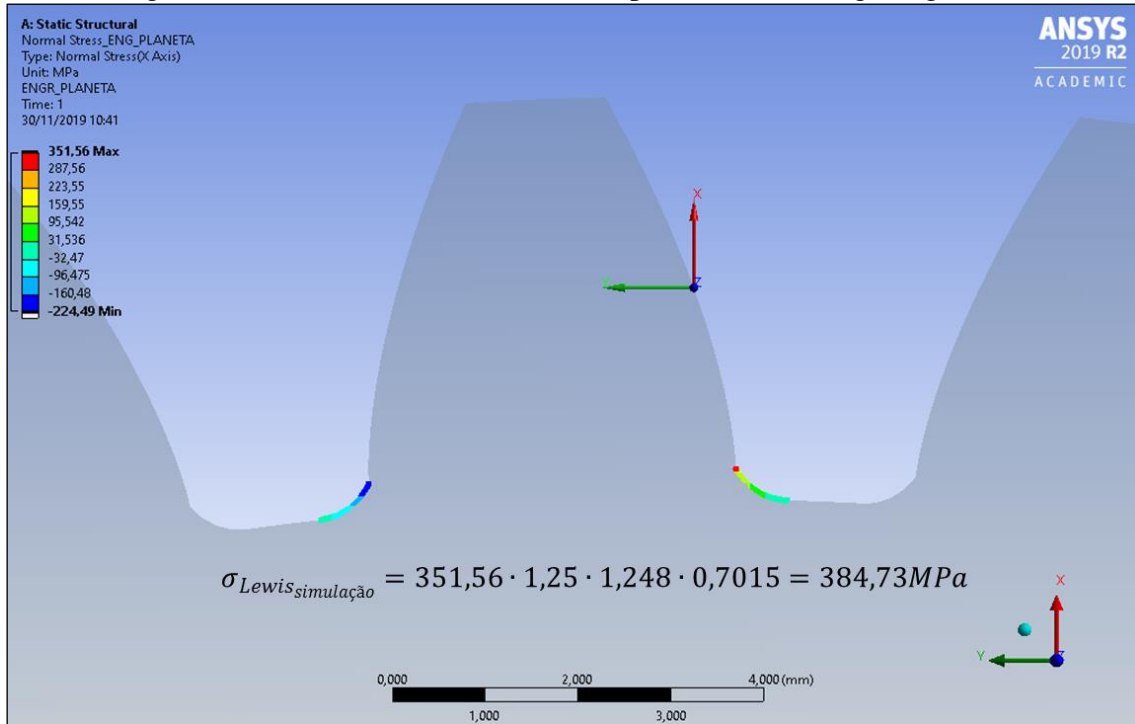
Figura 44: Máxima pressão na região de engrenamento 3, satélite Y e planeta E.



Fonte: Autor.

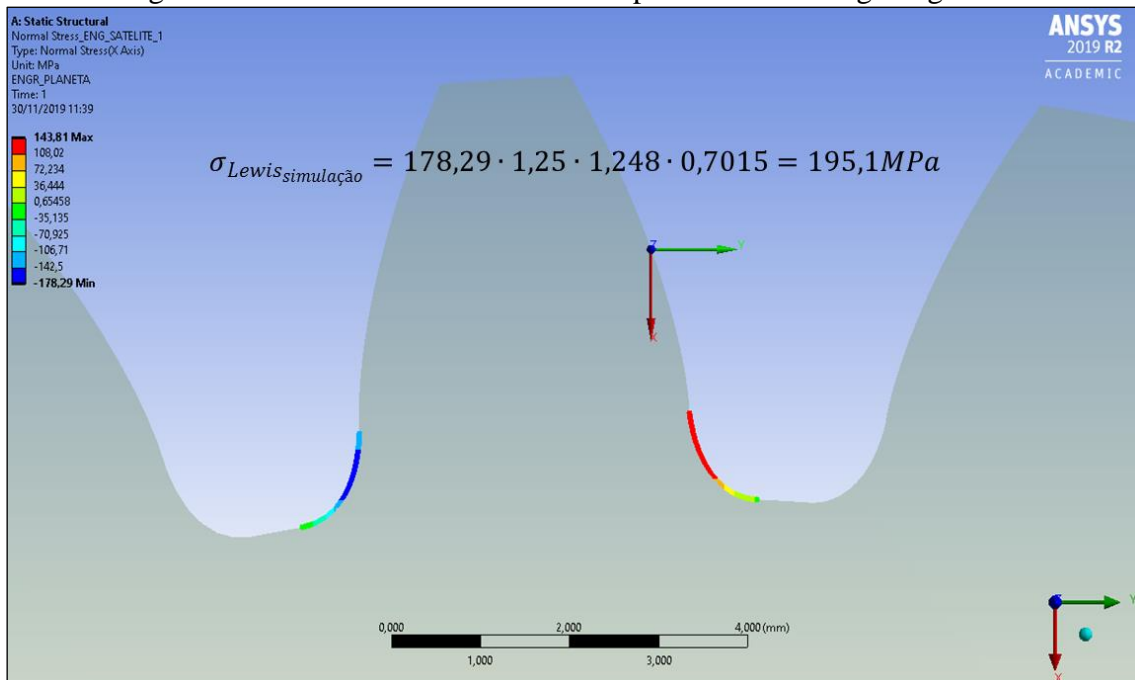
A obtenção da máxima tensão de flexão na região do pé do dente deu-se através da seleção das regiões críticas, utilizado a ferramenta de seleção de aresta para captar os raios no pé do dente próximos ao engrenamento e da utilização da função de solução por NORMAL STRESS:

Figura 45: Máxima tensão de flexão no pé do dente da engrenagem G.



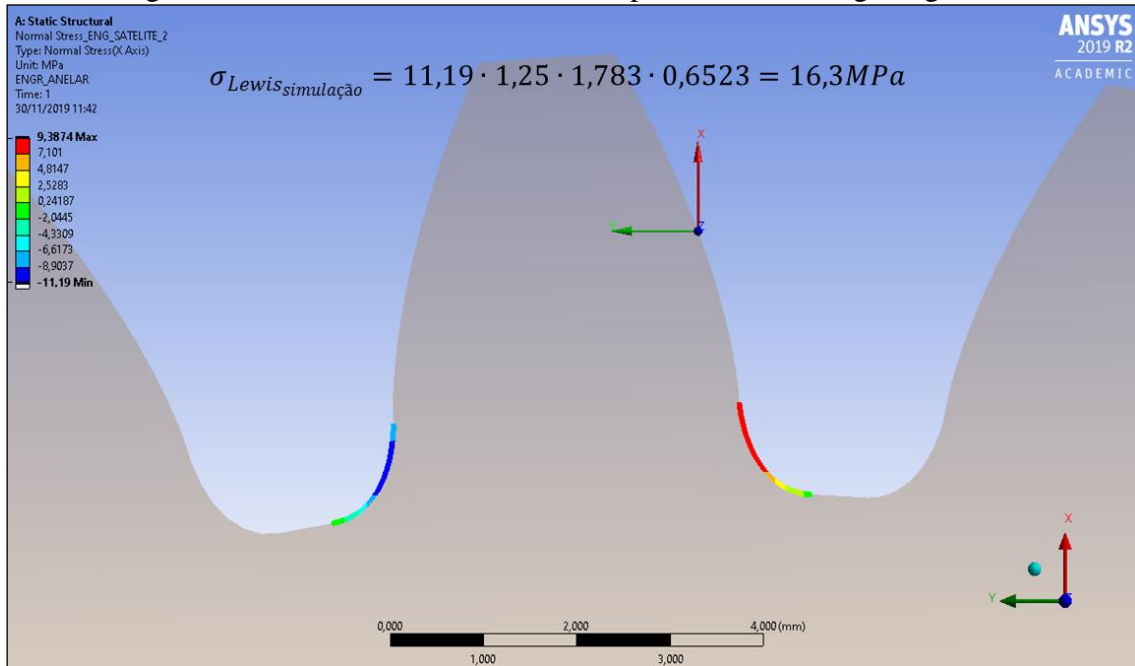
Fonte: Autor.

Figura 46: Máxima tensão de flexão no pé do dente da engrenagem F.



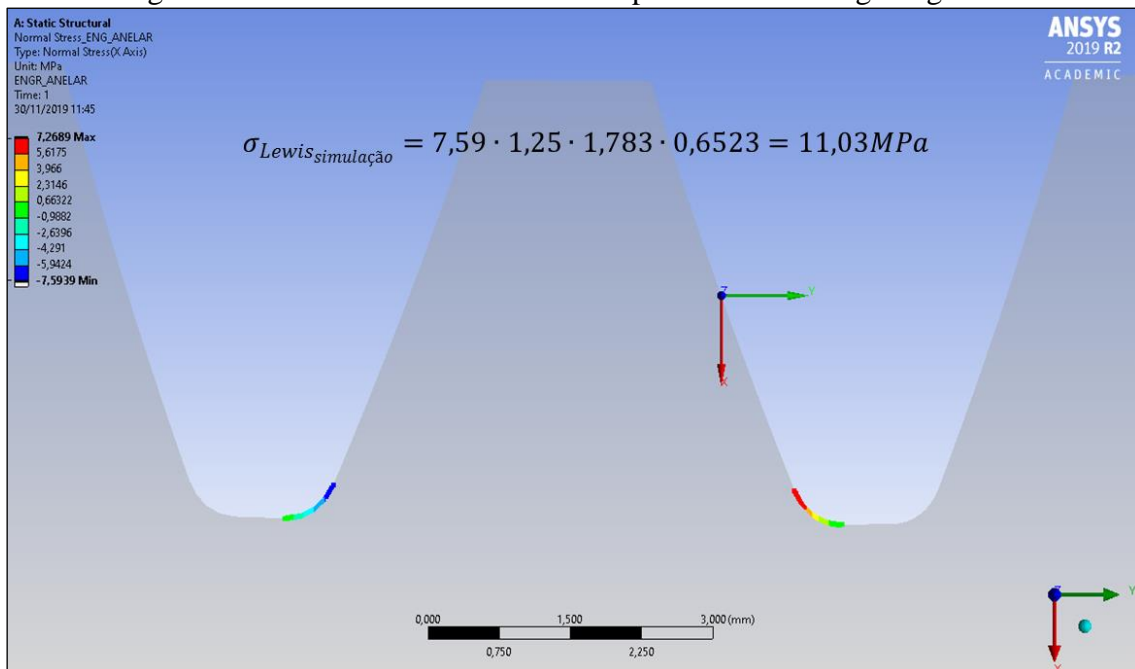
Fonte: Autor.

Figura 47: Máxima tensão de flexão no pé do dente da engrenagem Y.



Fonte: Autor.

Figura 48: Máxima tensão de flexão no pé do dente da engrenagem E.



Fonte: Autor.

Tabela de resultados obtidos a partir da simulação de um modelo de elementos finitos:

Tabela 29: Resultados práticos obtidos via simulação.

ENGRENAGEM	Tensão de contato (Hertz)	Tensão de flexão (Lewis)
Planeta G	1261,8 MPa	384,73 MPa
Satélite F		195,1 MPa
Satélite Y	256,05 MPa	16,3 MPa
Planeta E		11,03 MPa

Fonte: Autor.

Análise comparativa entre os resultados obtido via simulação e cálculos teóricos para a tensão de contato e tensão de flexão no pé do dente:

Tabela 30: Resultados teóricos, calculados anteriormente.

ENGRENAGEM	Hertz - Simulação	Hertz - Teórico	Erro (%)
Planeta G	1261,8 MPa	1505,17 MPa	16,17 %
Satélite F			
Satélite Y	256,05 MPa	613,01 MPa	58,23 %
Planeta E			

Fonte: Autor.

Tabela 31: Comparação entre resultados teórico e práticos.

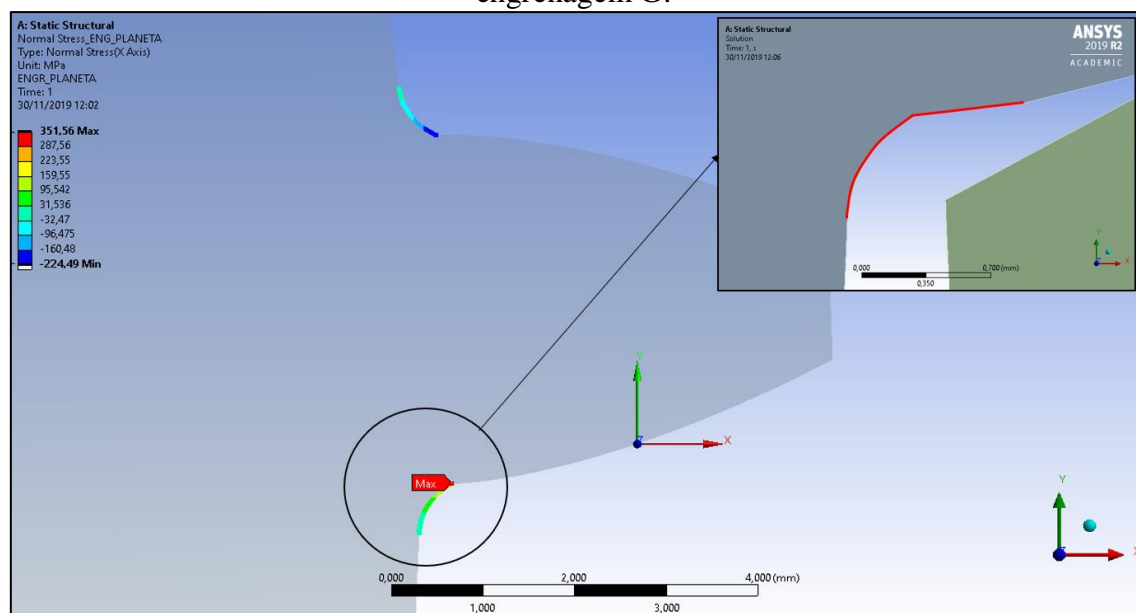
ENGRENAGEM	Lewis - Simulação	Lewis - Teórico	Erro (%)
Planeta G	384,73 MPa	304,75 MPa	26,24 %
Satélite F	195,1 MPa	420,34 MPa	53,59 %
Satélite Y	16,3 MPa	139,63 MPa	88,32 %
Planeta E	11,03 MPa	22,69 MPa	51,39 %

Fonte: Autor.

Os erros obtidos, de acordo com a tabela acima, foram superiores ao esperado, 5%, entretanto vale ressaltar que as restrições impostas ao projeto podem ter comprometido a obtenção dos resultados, cálculos teóricos, tais como a restrição com relação a escolha do material, que foi ponto de partida para o cálculo da largura (b) da engrenagem, que teve que obedecer a restrição $10 \leq b/m \leq 15$. Outros erros podem estar associados ao software empregado na construção dos desenhos utilizados na simulação, observou-se que na simulação há um ponto de concentração de tensão formado próximo a região do pé do dente da engrenagem G. A falha ocorre devido o raio do pé do dente não atender a relação $r < (d_b - d_f)/2$ e o software não enxerga a

descontinuidade existente nessa região, entre o raio do pé do dente e o contorno do dente, criando um ponto de tensão. Esta falha afetou diretamente os resultados, pois como discutido anteriormente era esperado nesta região uma maior tensão de compressão ao invés de tração.

Figura 49: Ponto de tensão criado pela descontinuidade do raio do pé do dente na engrenagem G.



Fonte: Autor

3.2.2 SIMULAÇÃO DOS EIXOS

Para o processamento e simulação do eixo que através de nossos cálculos é o mais crítico por conta da solicitação.

A simulação consiste no travamento do eixo e aplicação da devida força tangenciais e radiais no dente da engrenagem e forças principais e secundarias na polia variável. O travamento no sentido de rotação entre o eixo e a engrenagem é dado por ranhura por conta do torque aplicado, chavetas não resistiriam, que será responsável pela transmissão da carga da engrenagem para o eixo.

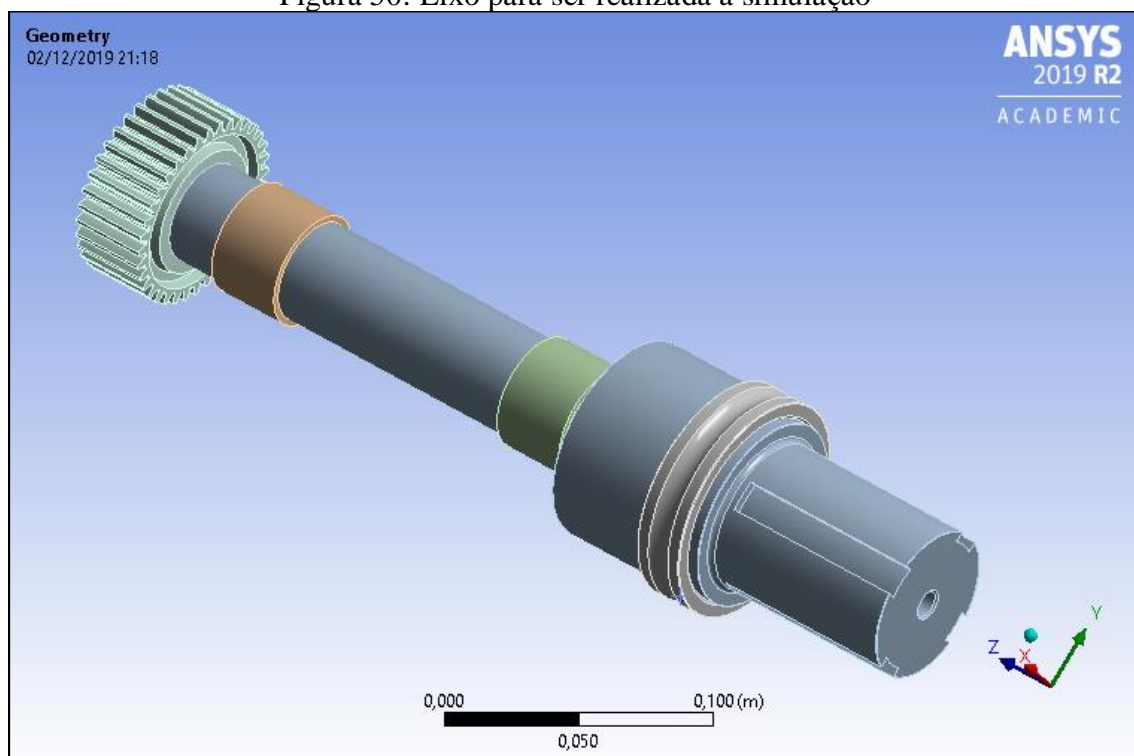
Foram consideradas uma serie de hipóteses simplificadoras descritas ao longo do corpo deste relatório, para que a simulação seja mais simples e aplicável ao software ANSYS.

Cria-se uma malha, e adota-se o melhor refinamento possível, considerando a precisão desejável dos resultados e um tempo aceitável de processamento de cálculos do programa. Os resultados por fim, serão comparados aos obtidos com cálculos teóricos. Destacaremos também nas análises de resultados, as imagens obtidas em simulação,

tendo em vista que o jogo de cores aplicados pelo programa ao longo das peças, nos norteia para entender quais são os pontos com maiores deformações e tensões, análise importante para entender e prevenir as possíveis falhas do sistema.

Utilizando o critério ASME que auxilia na identificação do eixo crítico da estrutura, escolhemos o eixo que apresenta menor coeficiente de segurança teórico e nessa condição, indicamos quais componentes estão ligadas a esse eixo.

Figura 50: Eixo para ser realizada a simulação



Fonte: Autor.

A nossa simulação utiliza as hipóteses de pequenos deslocamentos, material linear e temperatura uniforme. O peso próprio da estrutura é considerado desprezível.

Tabela 32: Dados dos materiais utilizados para a construção dos eixos.

	Designação SAE	σ_e (MPa)	σ_R (MPa)	G (GPa)	ν	ϵ_{MAX} (%)
AÇOS CARBONOS	1045 (TRF)	530	625	80	0.29	12
AÇOS LIGAS	4340 (TR)	900	1200	85		

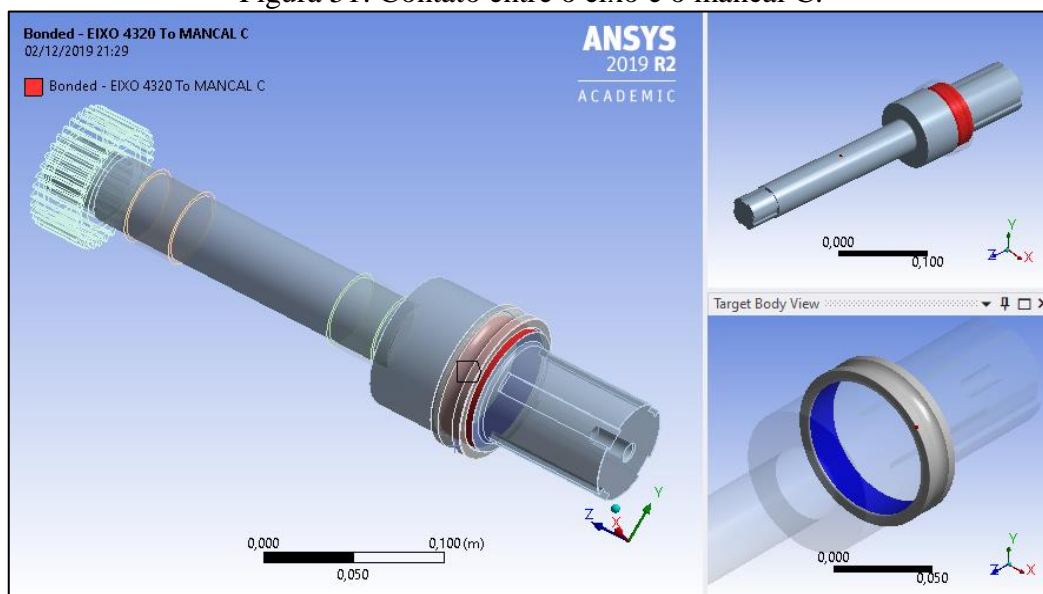
Fonte: Autor.

- módulo de elasticidade: $E = 205\text{GPa}$
- coeficiente de Poisson: $\nu=0,30$
- densidade: $\rho=7800\text{kg/m}^3$

Para realizar os contatos entre a face interna do mancal C e a face externa do eixo em que o mancal está apoiado, selecionamos CONNECTIONS → CONTACTS → *BONDED*.

Para isso o elemento base é o eixo que apoia todos os outros componentes, deixamos selecionado o eixo em CONTACT BODIES, e os outro item selecionado no comando TARGET BODIES, nesse comando as faces selecionadas estão ligadas, para formulação usamos da aba de ADVANCED em FORMULATION- *MPC*. Os outros comandos deixamos para o programa controlar com a opção PROGRAM CONTROLLED.

Figura 51: Contato entre o eixo e o mancal C.

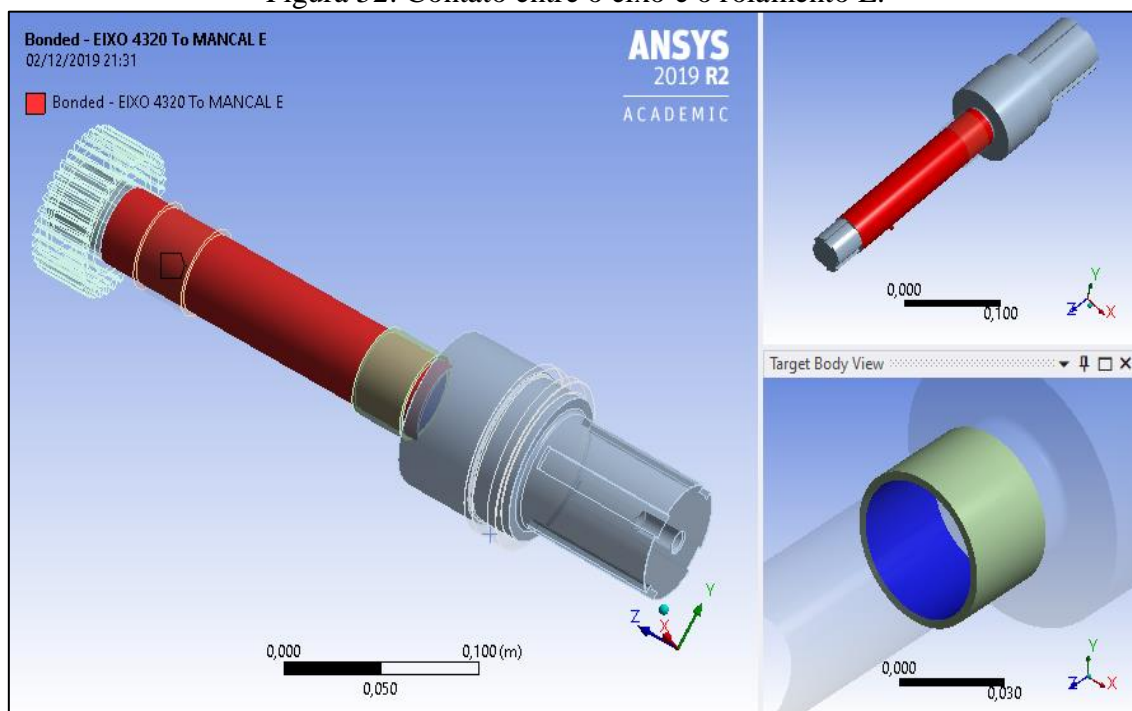


Fonte: Autor.

Para os rolamentos E e F, usamos o mesmo comando CONNECTIONS → CONTACTS → *BONDED*.

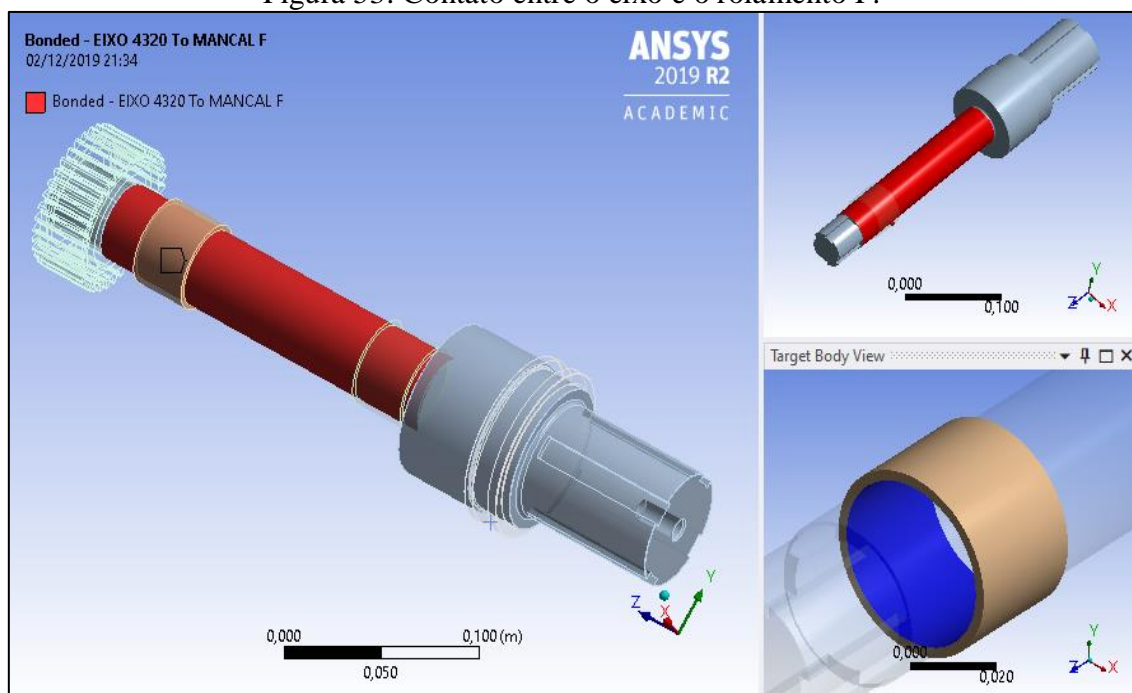
Deixamos selecionado o eixo em CONTACT BODIES, e os outro item selecionado no comando TARGET BODIES no caso o rolamento, nesse comando as faces selecionadas estão ligadas, para formulação usamos na aba de ADVANCED em FORMULATION - *MPC*. Os outros comandos deixamos para o programa controlar com a opção PROGRAM CONTROLLED.

Figura 52: Contato entre o eixo e o rolamento E.



Fonte: Autor.

Figura 53: Contato entre o eixo e o rolamento F.



Fonte: Autor

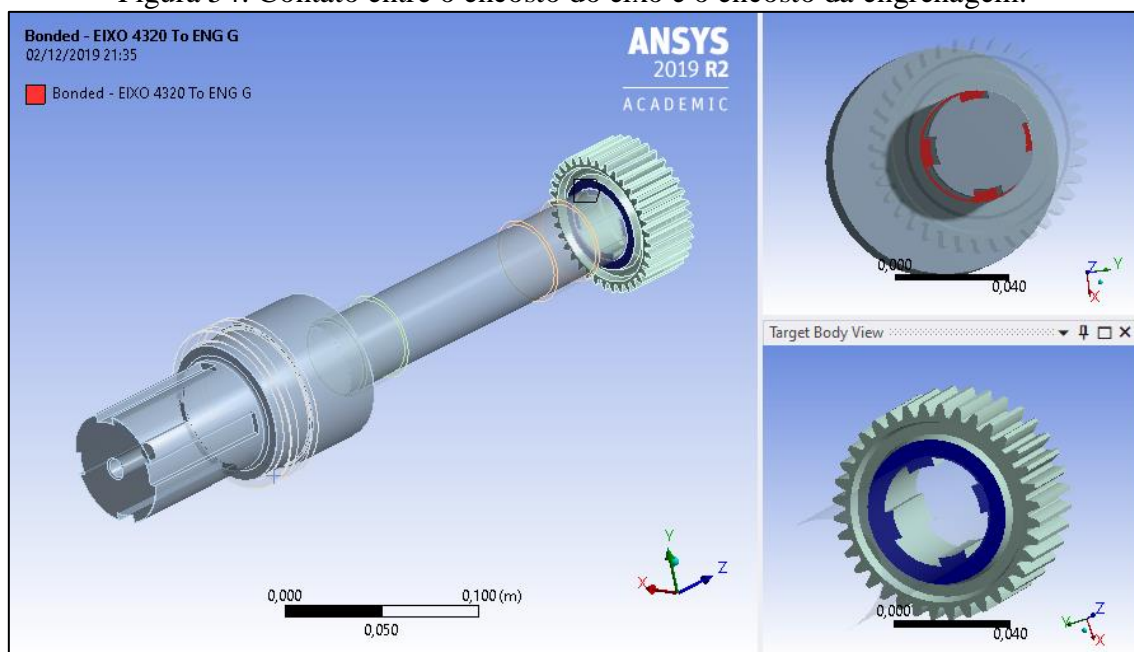
Para os rolamentos de agulha utilizamos uma bucha com uma largura e uma espessura similar os cilindros que estão em contato com o eixo. Para os outros itens não foi necessária a alteração na geometria, nos rolamentos foi necessário, pois na

construção do rolamento de agulha não tem a capa interna igual ao de um rolamento de esferas, isso dificultaria o processo pelo software em considerar os contatos e as malhas.

Na engrenagem G foi utilizado o mesmo comando para a condição de contorno ligando a face de encosto do eixo na face de encosto da engrenagem planeta.

CONNECTGIONS → CONTACTS → *BONDED*, foi utilizado para unir essas faces, deixamos selecionado o eixo em CONTACT BODIES, e a face da engrenagem planeta selecionado no comando TARGET BODIES, nesse comando as faces selecionadas estão ligadas, para formulação usamos na aba de ADVANCED em FORMULATION - *MPC*. Os outros comandos deixamos para o programa controlar com a opção PROGRAM CONTROLLED.

Figura 54: Contato entre o encosto do eixo e o encosto da engrenagem.



Fonte: Autor.

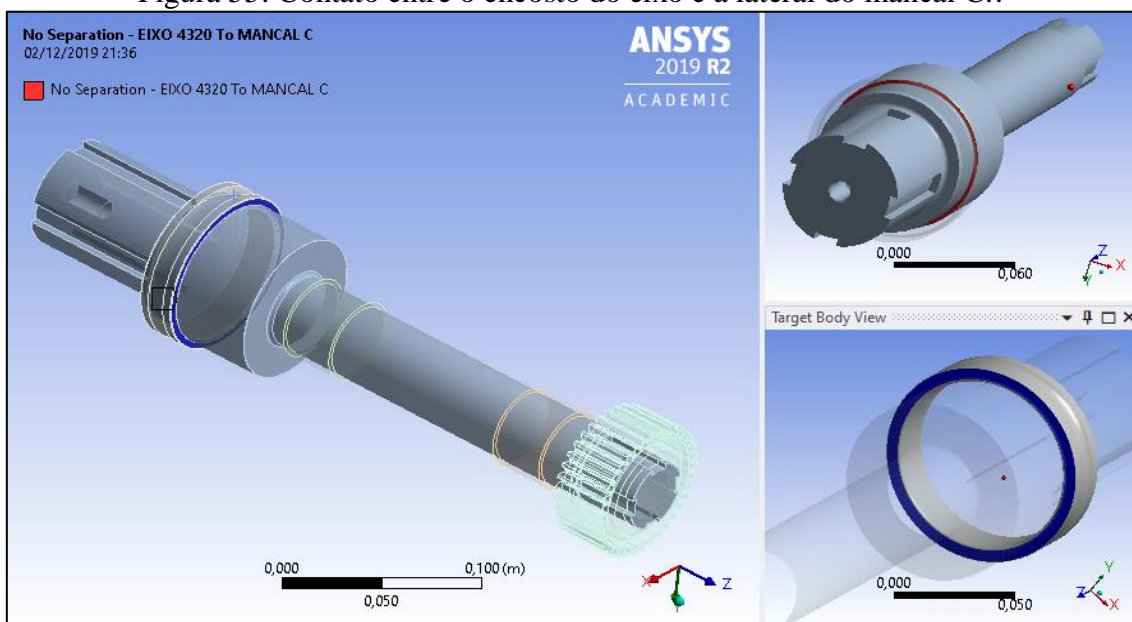
Sabendo que nossos componentes estão ligados, não é correto dizer que a simulação está mais próxima da realidade para que isso se aproxime, devemos utilizar um comando que não permita acontecer um desmembramento das faces, por isso utilizamos o comando CONNECTGIONS → CONTACTS → *NO SEPARATIONS*.

Deixamos selecionado o encosto do eixo em CONTACT BODIES, e a face do mancal C selecionado no comando TARGET BODIES, nesse comando as faces selecionadas estão no modo em que não vai acontecer a separação, para formulação

usamos na aba de ADVANCED em FORMULATION - *MPC*. Os outros comandos deixamos para o programa controlar com a opção PROGRAM CONTROLLED.

Aplicando cargas nessas sessões não ocorrerá um desvio em nossos resultados considerando que se aproxima da movimentação e do funcionamento real.

Figura 55: Contato entre o encosto do eixo e a lateral do mancal C..

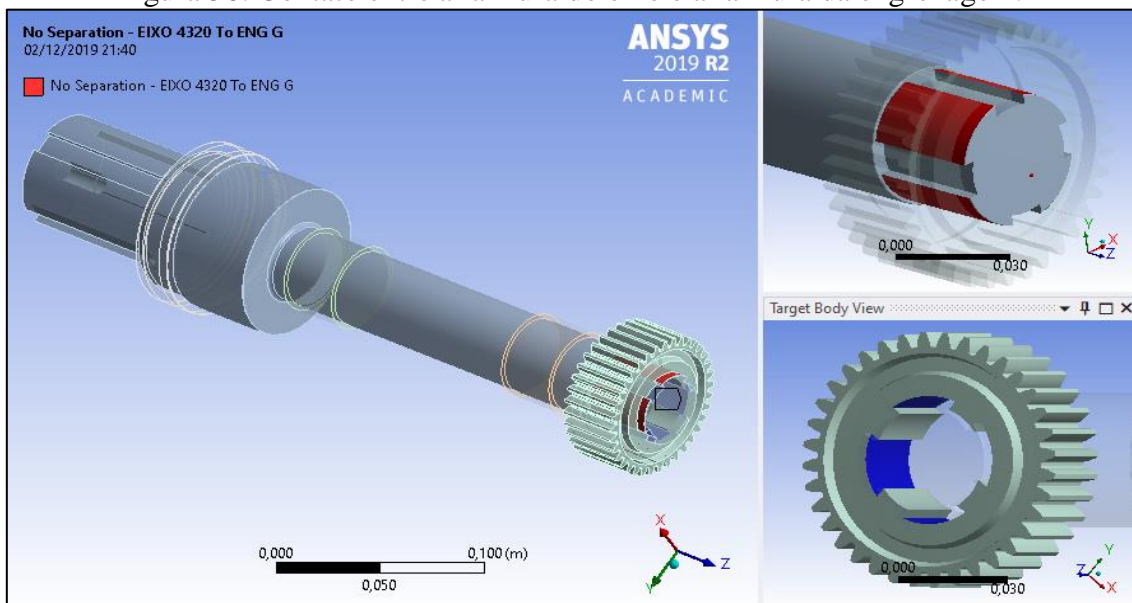


Fonte: Autor.

Na engrenagem também não é possível permitir que se separe da fixação nas ranhuras por isso vamos utilizar o comando **CONNECTGIONS → CONTACTS → NO SEPARATIONS**.

Deixamos selecionado a face no eixo na parte externa onde existe as ranhuras desenhadas, sendo **CONTACT BODIES**, e a face interna da engrenagem onde está desenhada as ranhuras de fixação colocamos no comando **TARGET BODIES**, para formulação usamos na aba de ADVANCED em FORMULATION - *MPC*. Os outros comandos deixamos para o programa controlar com a opção PROGRAM CONTROLLED não foi necessário alterar.

Figura 56: Contato entre a ranhura do eixo e a ranhura da engrenagem.

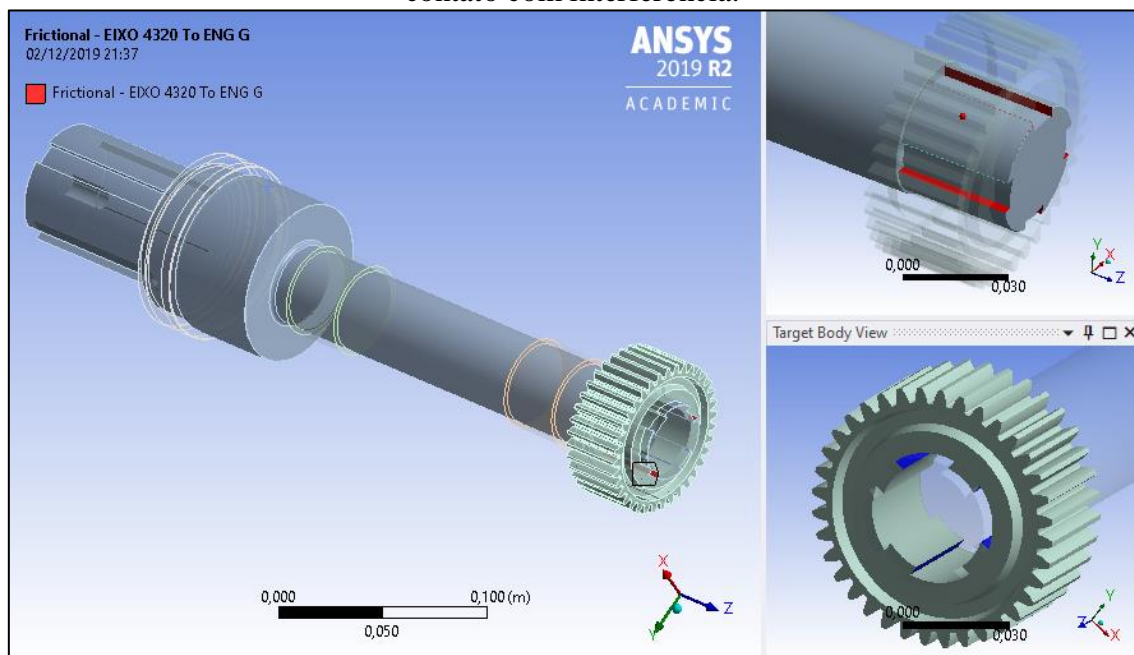


Fonte: Autor.

Sabendo que nossos rolamentos não estão montados com interferência, mas a engrenagem foi considerada com o $\mu = 0,2$ que é o FRICTION COEFFICIENT usando para essa situação o comando, **CONNECTGIONS → CONTACTS → FRICTIONAL**.

Deixamos selecionado a face no eixo onde está a parede do canal da ranhura sendo **CONTACT BODIES**, e a face interna da engrenagem onde está desenhada os canais da ranhura de fixação colocamos no comando **TARGET BODIES**, para formulação usamos na aba de **ADVANCED** em **FORMULATION – PROGRAM CONTROLLED**. Os outros comandos deixamos para o programa controlar com a opção **PROGRAM CONTROLLED** não foi necessário alterar.

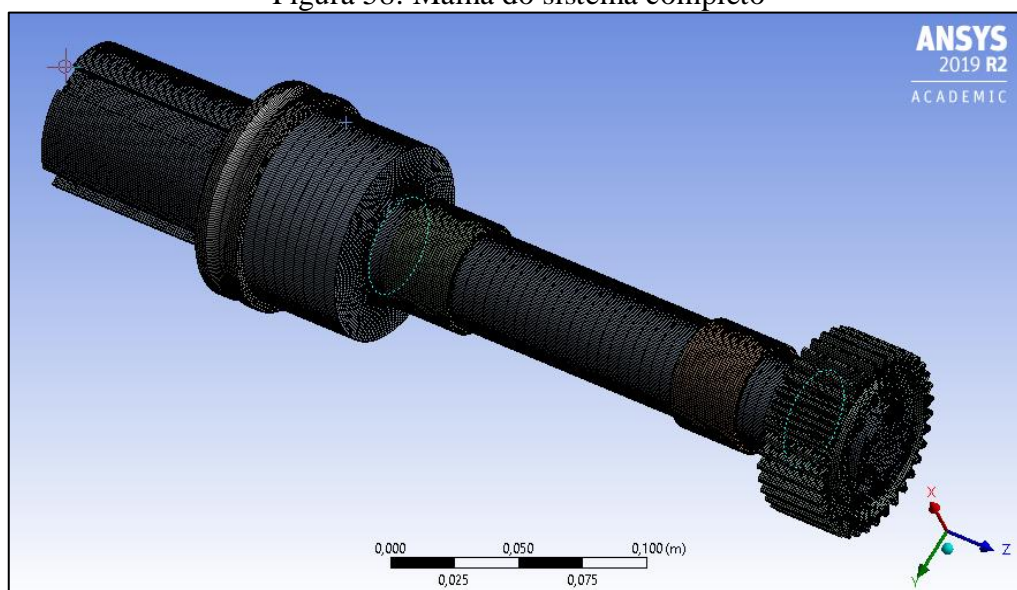
Figura 57: Contato entre a ranhura do eixo e a ranhura da engrenagem simulando um contato com interferência.



Fonte: Autor.

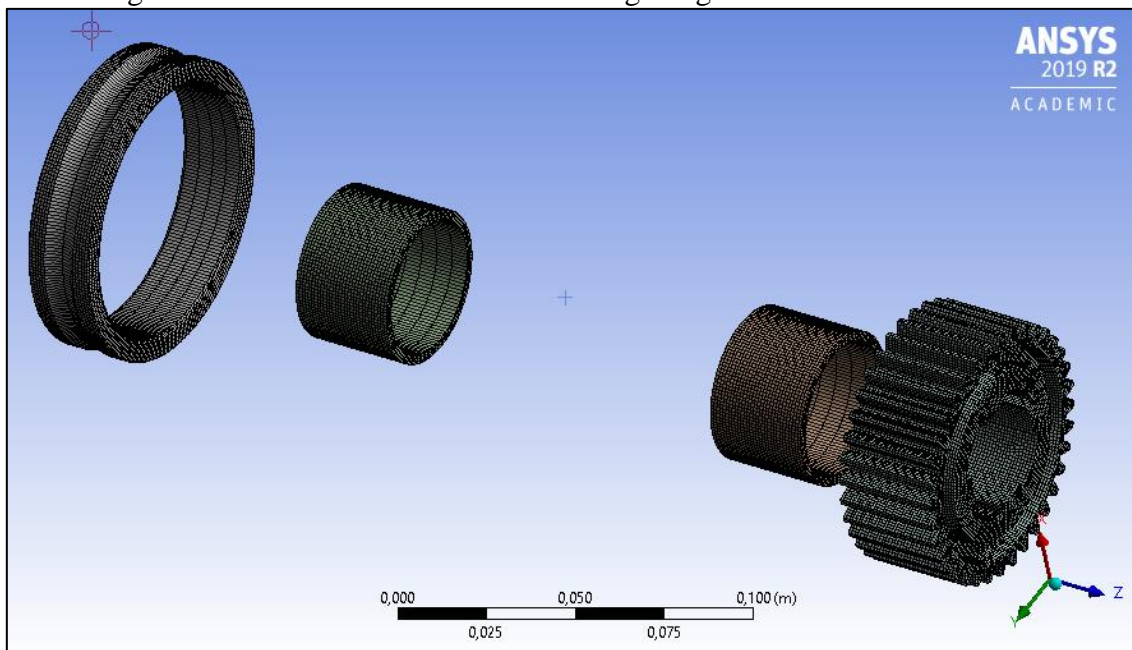
A malha utilizada na simulação para o modelo de elementos finitos foi HEX-DOMINANT com o tipo de interpolação quadrática. Já que foi feito diferentes tipos de contatos para os diferentes elementos, para se obter uma melhor precisão dos resultados no eixo, que é o objeto que está em foco na presente situação, a malha teve um refino maior nesses contatos e nas mudanças de diâmetro do eixo onde construímos os arredondamentos $r/D=0,05$. Para os demais elementos não foi necessário fazer uma malha muito refinada.

Figura 58: Malha do sistema completo



Fonte: Autor.

Figura 59: Malha dos rolamentos e da engrenagem lado interno e externo



Fonte: Autor.

Começamos refinando as faces de contato e as faces onde iríamos aplicar as cargas, utilizando o comando FACE MESHING. Com o comando BODY SIZING, selecionamos os elementos apoiados no eixo, refinando-os com o mínimo possível de tamanho de elemento, na nossa malha utilizamos 1mm. Para o comando EDGE SIZING, selecionamos todas as linhas de contorno no dente da engrenagem, unindo esses dois comandos temos um refino da malha considerável ao ponto de com o tamanho de elemento final não variando os nossos resultados de uma proporção de 10% de variação, logo entendemos que esse tamanho de elemento era o melhor porém o que solicitaria mais da nossa máquina e do nosso processador.

Em relação aos esforços no eixo, nós consideramos 3 componentes, as forças axiais (eixo Z), as forças radiais (eixo X) e as forças tangenciais (eixo Y). Para esses esforços consideramos os valores calculados para o par de engrenamento G-F.

Tabela 33: Esforços nas engrenagens.

Engrenamento G-F	Teórico	Teórico por satélite
Ft (N)	13300,7	4433,57
Fr (N)	4841,06	1613,69

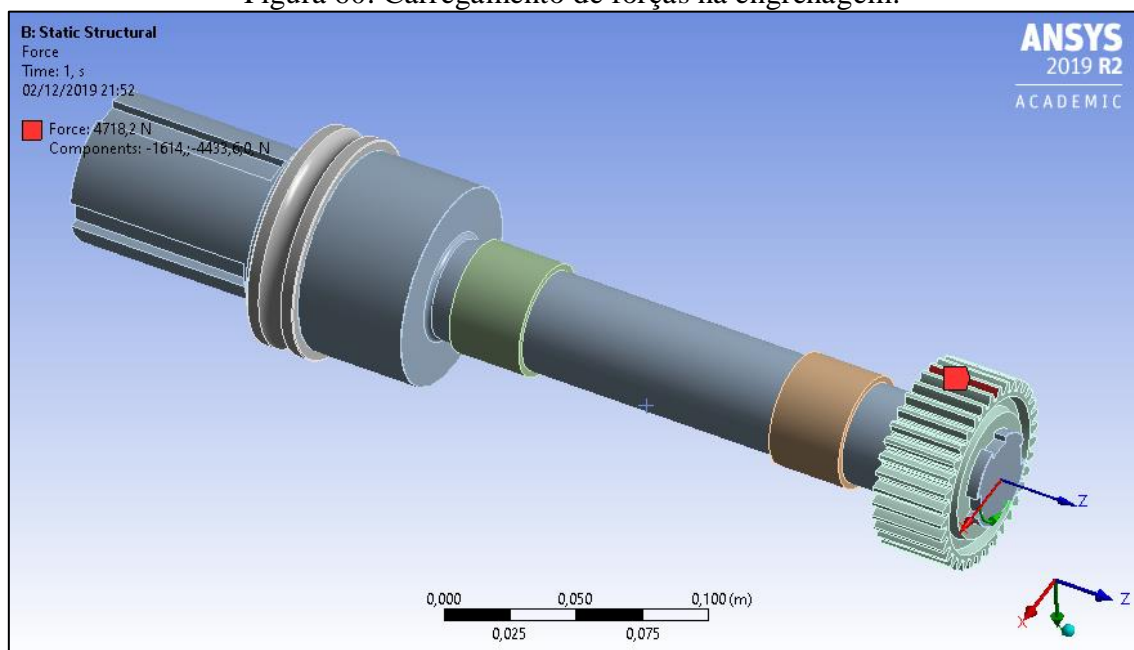
Fonte: Autor.

Na simulação utilizamos as forças tangenciais e radiais distribuídas pelas 3 engrenagens satélites, ou seja, a força calculada dividida por 3. Aplicamos essas duas forças na face do dente da engrenagem G montada no eixo crítico, pois assim simularia um contato com a outra engrenagem, diferentemente se aplicarmos um torque direto no eixo não identificaríamos a distribuição da força a partir desse ponto. Seguindo com as forças no contato da face do dente a deformação do eixo é mais próximo do real, logo se pensar que apenas aplicando um torque chegaríamos no mesmo resultado, talvez não chegaríamos tão perto da realidade, por que o torque seria um carregamento homogêneo no eixo já a força pontual mostra o fluxo de deformação que ocorreria no sistema mais próximo do que é real. Os sinais aplicados são apenas para direcionar a força, logo se tiver positivo o valor essa força está sendo aplicada conforme a orientação do sistema de coordenada, caso considerando o sinal negativo no valor da força ela vai estar ao contrário do sistema de coordenada.

No eixo Z de forças axiais foi definido como zero, pois como são engrenagens de dentes retos, que não possibilitam um movimento helicoidal entre os dentes, onde teoricamente só existi um ponto de contato.

Verifique na figura abaixo como foi realizada essa representação de carregamento.

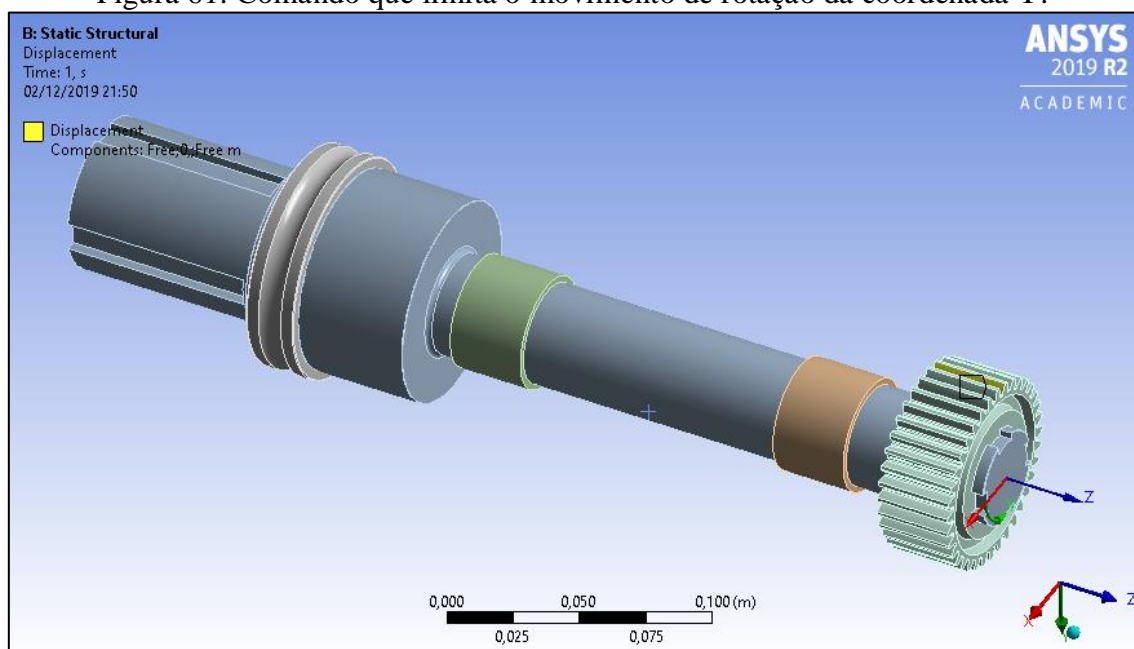
Figura 60: Carregamento de forças na engrenagem.



Fonte: Autor.

Sabendo que trata-se de um sistema dinâmico com movimentos conjugados e ligados entre os componentes precisamos determinar algumas restrições tanto nos apoios como nos elementos, no caso da engrenagem limitamos o movimento de rotação no eixo Y, com o comando DISPLACEMENT, ou seja, definimos os contatos e consideramos que a engrenagem montada na ranhura da ponta desse eixo está movimentando no mesmo centro de giro, após aplicar a força na simulação a possibilidade desse movimento não acontecer e os resultados não serem o esperado entendemos que a limitação desse movimento é necessária. Na figura abaixo representamos esse comando.

Figura 61. Comando que limita o movimento de rotação da coordenada Y.



Fonte: Autor.

Consideramos 3 componentes também na aplicação de forças no outro lado do eixo onde monta-se a polia CVT, as forças axiais (eixo Z), as forças radiais (eixo X) e as forças tangenciais (eixo Y), no mesmo sistema de coordenadas do elemento descrito anteriormente. Considerando as forças principais e secundarias atuando na polia de movimento variável, foi aplicado essa força na ranhura que é montado o disco da polia, entendemos que como existe um abraçamento da correia na polia onde a correia tem um lado mais tracionado e um lado menos tracionado encontramos as forças F_1 e F_2 , porem para a simulação montando o disco da polia e a correia, um ponto só de aplicação dessas forças para chegar o mais próximo do real não seria viável para tempo de simulação, pois aumentaria o número de elementos na malha e os contatos nessa montagem seriam

mais refinados e dificultaria a obtenção dos nossos resultados por conta do tempo de processamento, então para um modo de simplificação nesse setor do eixo retiramos a polia e usamos a própria ranhura sendo carregada com as forças calculadas.

Como estamos analisando as extremidades do eixo verificamos que as forças das polias estariam ao contrário do sentido das forças aplicadas na engrenagem, atentando para o sinal da magnitude da força.

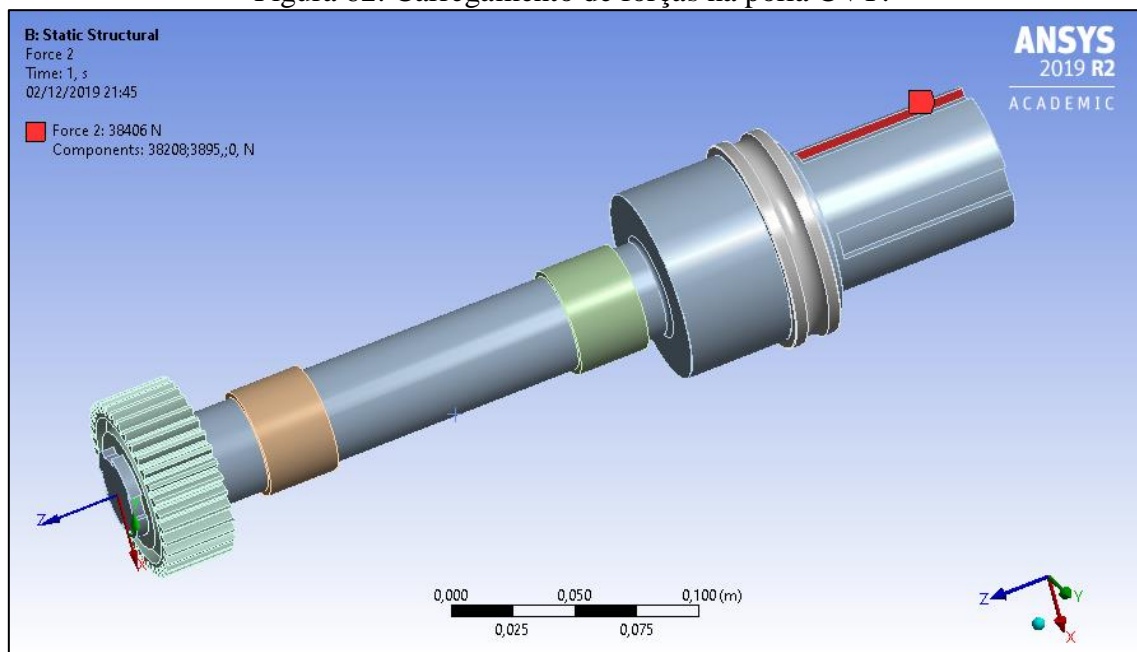
Tabela 34: Esforços na CVT.

Polia CVT	$\theta \left(\frac{rad}{s} \right)$	$\theta_c \left(\frac{rad}{s} \right)$	$F_1 (N)$	$F_2 (N)$	$FP_1 (mm)$	$FS_1 (mm)$
DADOS	2,56	7,16	26769,2 4	13088,5 3	38208,21	3895,03

Fonte: Autor.

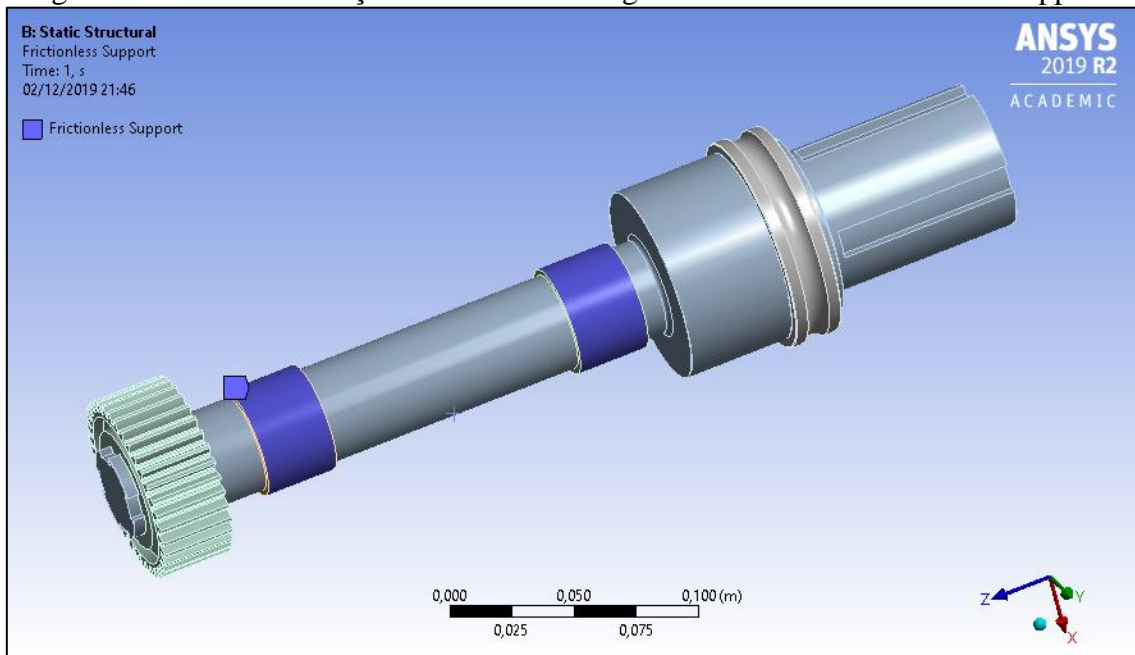
Na figura abaixo descreve como foi aplicado essa força que parte da polia CVT, sem o elemento de transmissão para uma simplificação controlada.

Figura 62. Carregamento de forças na polia CVT.



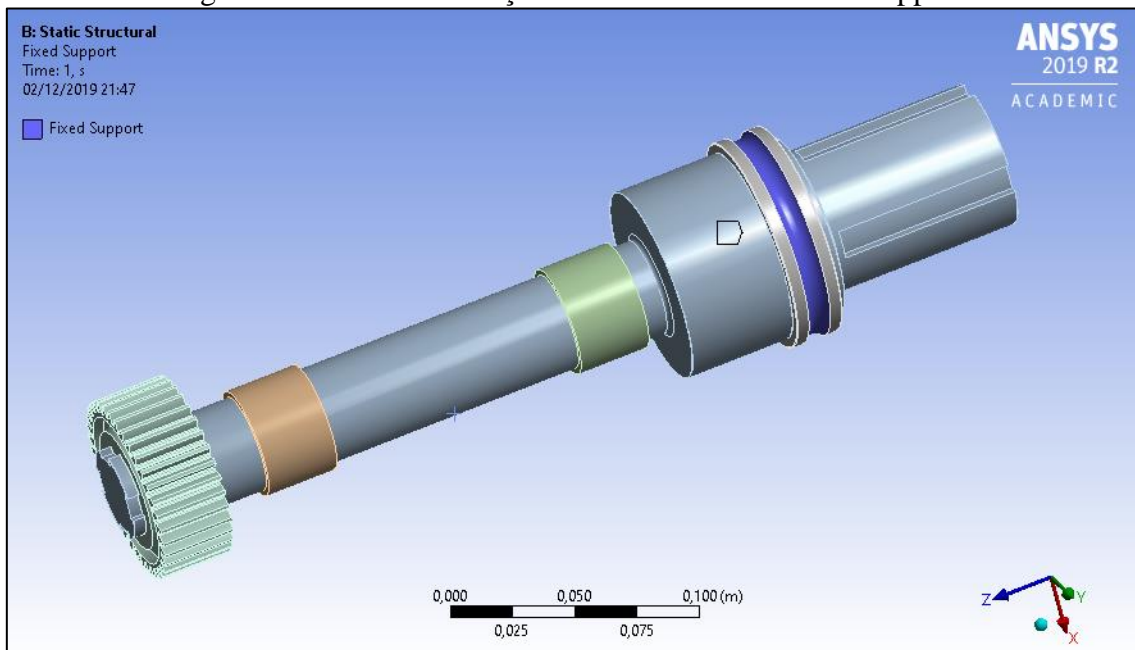
Fonte: Autor.

Figura 63. Modo de restrição dos rolamentos agulhas E e F com Frictionless support.



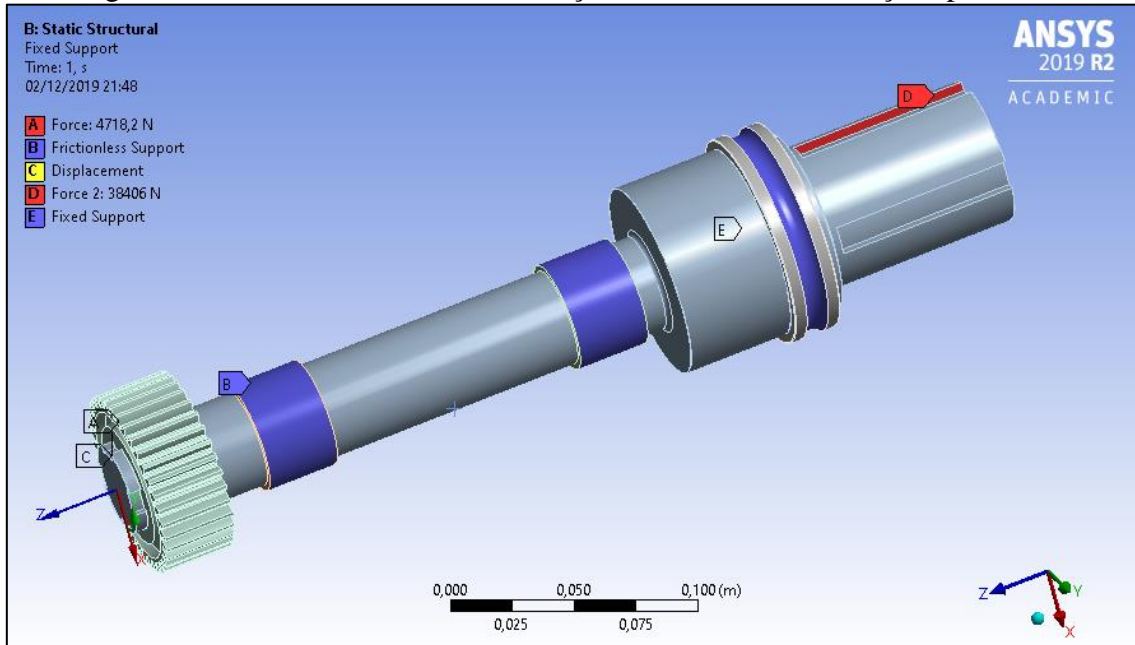
Fonte: Autor.

Figura 64: Modo de restrição do mancal C com Fixed support



Fonte: Autor.

Figura 65: Modelo com todas as condições de contorno e esforços aplicados.



Fonte: Autor.

Para elementos que sofrem solicitação por fadiga alternada na flexão e o escoamento devido ao momento de torque, o eixo pode falhar de duas formas diferentes. Dessa forma, o critério recomendado para o dimensionamento é segundo a ASME.

$$\left(\frac{K_{FF} \cdot \frac{32M_A}{\pi d^3}}{S n_{real}} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{TT} \frac{16T_M}{\pi d^3}}{\sigma_e} \right)^2 = \frac{1}{n_f^2}$$

Utilizamos para dimensionar as variações de diâmetro na teoria e simulamos com esses diâmetros calculados para validar nosso projeto do eixo. Para uma conclusão mais fina de determinação de vida útil ou previsão de falhas utilizaríamos critérios de fadiga. Com o software essa possibilidade de previsão de falha é mais direta e visualmente mais simples de se obter.

Para verificarmos qual a flecha máxima que o eixo entre os mancais pode apresentar consideramos os limites abaixo:

$$\delta_{m\acute{a}x} = \frac{L_{eixo\ mancais}}{1000} \text{ e } \delta_{min} = \frac{L_{eixo\ mancais}}{10000}$$

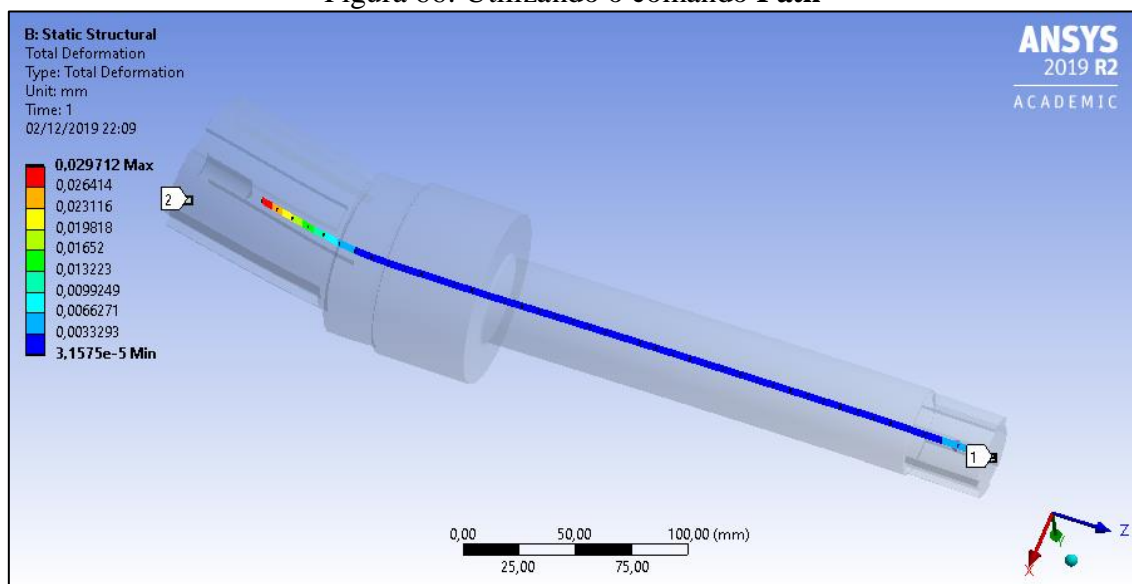
Com $L = 150,65\text{mm}$ do centro do mancal C até o centro do mancal D.

$\delta_{m\acute{a}x}$	0,15065 mm
δ_{min}	0,015065mm
δ_{simu}	0,02971 mm

Com o software ANSYS e utilizando a análise de STATIC STRUCTURAL para criarmos o modelo do eixo que vamos simular e respeitando as condições de contorno, criamos um *Path* ao longo da linha central do eixo e analisamos a flecha da coordenada, veja a figura abaixo com a deformação na linha neutra do eixo.

Flecha total: Max:0,02971 mm Min: $3,157 \cdot 10^{-5}$ mm

Figura 66: Utilizando o comando **Path**

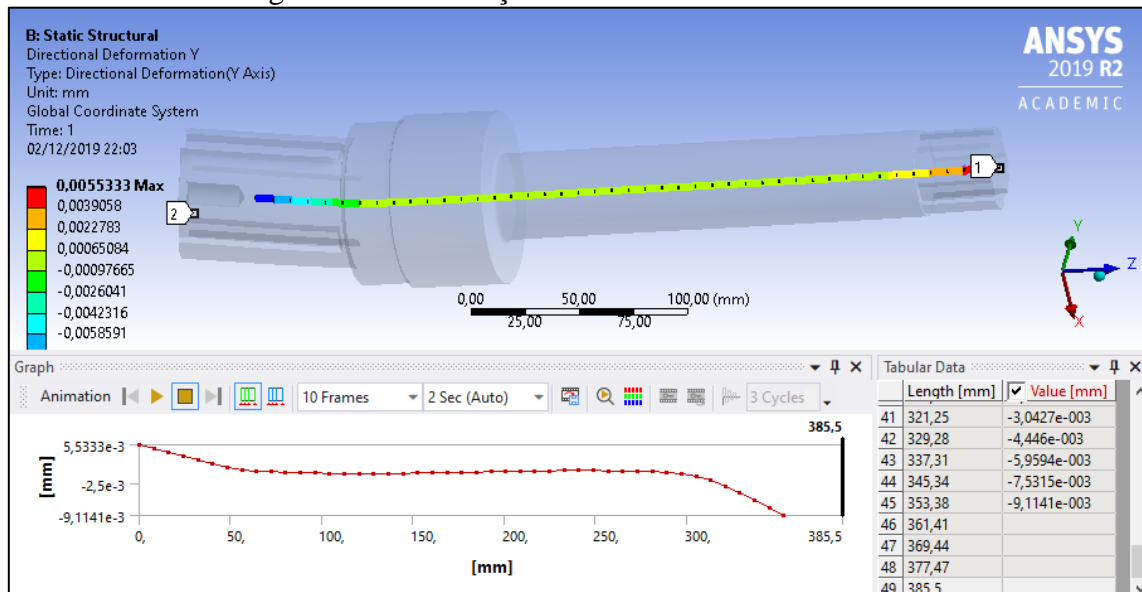


Fonte: Autor.

A deformação direcional no eixo de coordenadas do sistema em Y é :

Flecha em Y: Max:0,00553 mm Min:0,00911 mm

Figura 67: Deformação direcional na coordenada Y



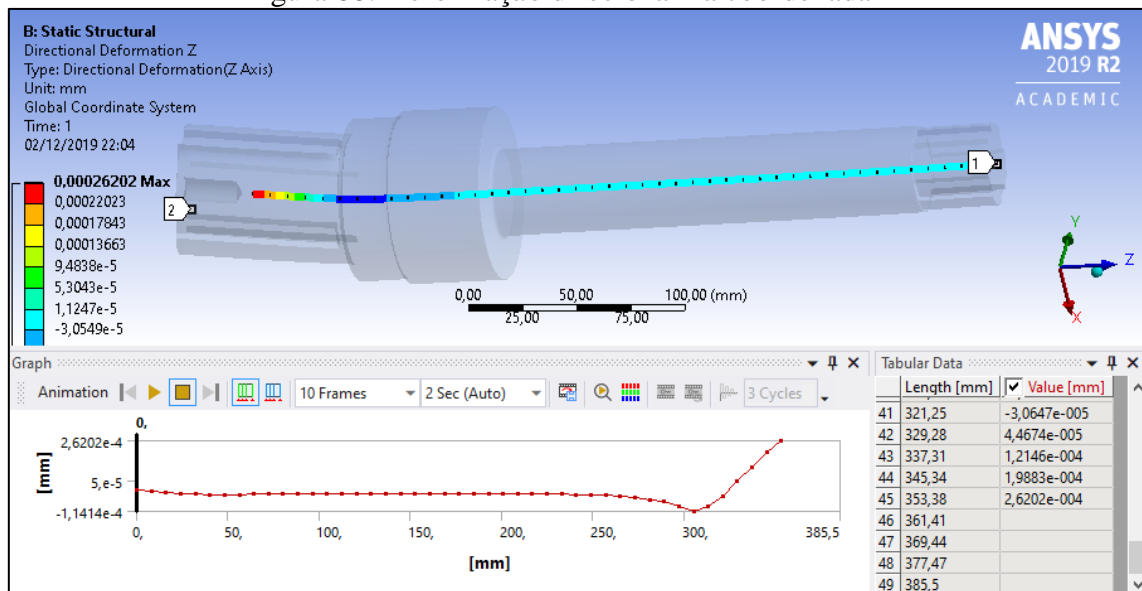
Fonte: Autor.

A deformação direcional no eixo de coordenadas do sistema em Z é :

Flecha em Z: Max:0,00026 mm

Min:0,00011 mm

Figura 68: Deformação direcional na coordenada Z



Fonte: Autor.

Utilizando o critério de dimensionamento dinâmico de eixos de transmissão da ASME chegamos a equação abaixo:

Tabela 35: Propriedades do material.

DADOS	MAT:SAE 4340
Sn	491,13 MPa
σ_e	900 MPa
σ_y	29,472*3 MPa
τ_{xy}	3,803*3 MPa

Fonte: Autor.

$$\left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{real}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{xy}}{\sigma_e}\right)^2 = \frac{1}{n_f^2} \rightarrow \left(\frac{29,472*3}{491,13}\right)^2 + \left(\frac{3,803*3}{0,577.900}\right)^2 = \frac{1}{n_f^2} \quad n_f = 5,51$$

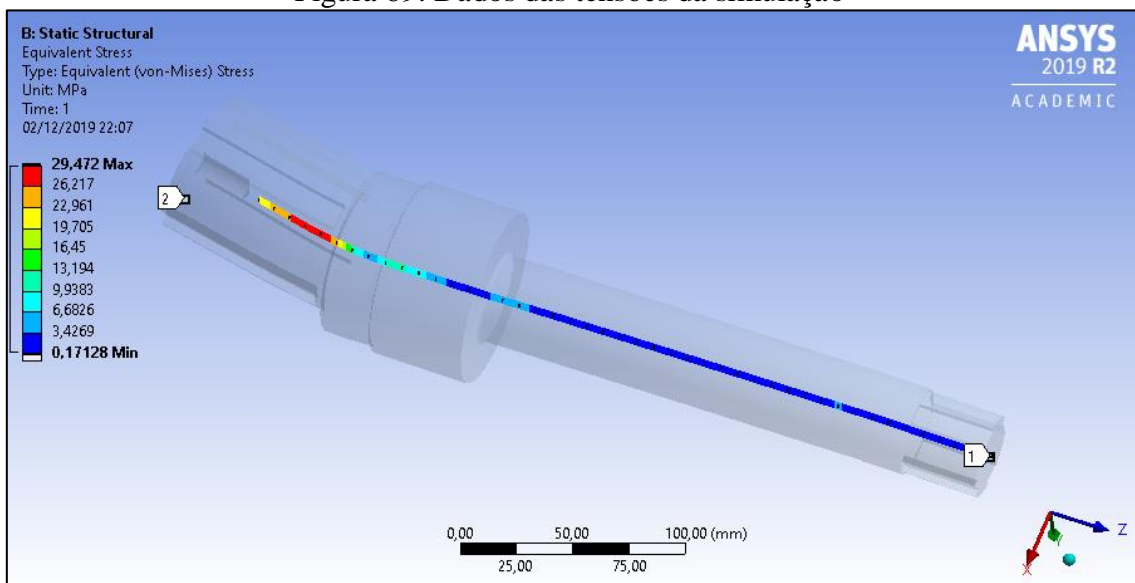
Tabela 36: Propriedades do material.

DADOS	MAT:SAE 1045
Sn	255,80 MPa
Σ_e	530 MPa
Σ_y	29,472*3 MPa
τ_{xy}	3,803*3 Mpa

Fonte: Autor.

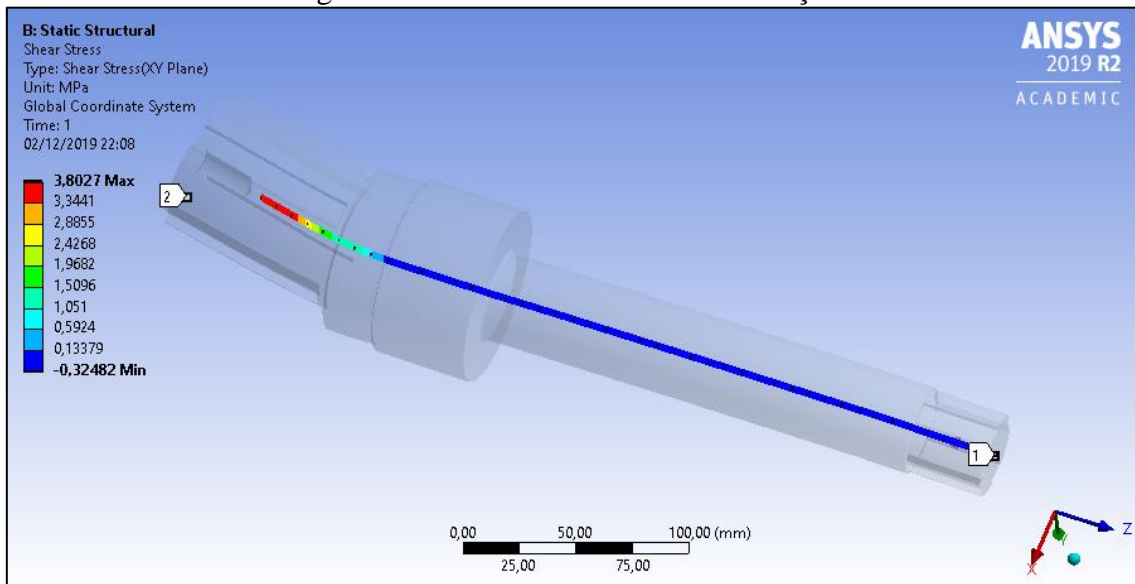
$$\left(\frac{29,472*3}{255,80}\right)^2 + \left(\frac{3,803*3}{0,577.530}\right)^2 = \frac{1}{n_f^2} \quad n_f = 2,87$$

Figura 69: Dados das tensões da simulação



Fonte: Autor.

Figura 70: Dados das tensões da simulação.



Fonte: Autor.

Verificação da rotação dos mancais

Essa verificação nos auxilia a avaliar o ângulo máximo de rotação dos mancais.

Segundo SKF:

$\theta = \text{Curvatura da linha neutra}$

$\theta_{max} = \text{Valor limite da curvatura}$

$$\theta = \frac{dy}{dx} \leq \theta_{max}$$

tipo	θ_{max}
rígido de esferas	0,1°
contato angular	0,1°
rolos cônicos	0,1°
rolos cilíndricos	0,06°
escora (esferas)	0,06°
escora (rolos)	0,04°

O rolamento de esferas do mancal C SKF *6015.

Flecha: $3,157 * 10^{-5} \text{ mm}$

Distância do primeiro rolamento: 57 mm

$$\theta_C = \arctg\left(\frac{3,157 * 10^{-5}}{57}\right) = 3,18 * 10^{-5} \text{ °}$$

O rolamento de agulha E e F SKF NK40/20TN.

Flecha: $3,157 * 10^{-5} \text{ mm}$

Distância do segundo rolamento: 79,15 mm

$$\theta E = \arctg\left(\frac{3,157 * 10^{-5}}{79,15 + 57}\right) = 1,32 * 10^{-5} \circ$$

Distância do segundo terceiro rolamento: 143 mm

$$\theta E = \arctg\left(\frac{3,157 * 10^{-5}}{79,15 + 57 + 143}\right) = 6,47 * 10^{-6} \circ$$

Verificação da estabilidade (ressonância)

$$f_n \geq 1,5 f_{OP}$$

f_n = frequência natural do modo fundamental

f_{OP} = frequência de operação

$$fn = 1,5. fop$$

$$fn = \frac{1,5.3776,8}{60} = 94,42 \text{ rad/s}$$

Figura 71: resultados da simulação.



Fonte: Autor.

A simulação de um modo geral apresentou um bom resultado devido a sua malha refinada o máximo possível. Alguns erros podem ter ocorrido por conta de um conjunto de hipóteses simplificadoras e condições de contorno. As análises estruturais do eixo com exceção do n_f muito alto pois vamos utilizar o material SAE 4340 para a construção desse eixo, por uma decisão do grupo analisando os diâmetros do eixo crítico sendo projetado com o material SAE 1045, onde os diâmetros seriam desproporcionais perante a boas práticas de fabricação, sabendo disso pela simulação entendemos que está super dimensionado.

Com isso temos a ideia da proximidade dos resultados e conseguimos validar esse sistema e prever alguns desvios tanto na simulação quanto nos cálculos teóricos, a

prática do uso de simulações evita muitos custos com protótipos e testes de análise laboratorial. Sabendo que a comprovação do pleno funcionamento deve ser obtida por essas três áreas do conhecimento em mecânica (Projeto teórico, ensaios diversos, simulações).

Visualizando uma projeção na indústria comum e na indústria 4.0, podemos dizer que a tendência do uso de simulação vai ser muito maior com um crescimento exponencial do que está estabelecido hoje. Com esse aumento na procura de soluções virtuais gráficas vai abrir campos em que o engenheiro mecânico devera dominar não só o conhecimento de simulações e análises, podendo até surgir plataformas open sources de criação de sistemas de simulação onde além da gama de programas e aplicativos com enorme recurso esse sistema não se prenderia ao convencional ou limitado sistema de cálculos e hardwares comerciais nessa época.

4 CONCLUSÕES

Durante o desenvolvimento do mecanismo de transmissão CVT encontramos inúmeros obstáculos devido às restrições impostas para a construção do projeto: faixa de variação de transmissão, sistema de transmissão em paralelo, com dois tipos de polias (uma variável e uma fixa), e mínima recirculação de potência possível. Inicialmente o impasse foi na escolha de um layout que atendesse as condições iniciais do projeto, porém a cada novo modelo testado (cálculos teóricos) o sistema apresentava exorbitantes valores de recirculação. Após a determinação do layout e já tendo dimensionado parte dos elementos de transmissão (engrenagens e polias fixas) o contratempo passou ser o dimensionamento das polias variáveis (CVT), que por conta da alta rotação e potência existente nos eixos impossibilitou o uso direto dos catálogos da Gates, por esse motivo optou-se pelo dimensionamento de uma correia especial, a partir do catálogo da Gates, aumentando a largura para atender a necessidade da CVT. Entretanto verificamos que a correia dimensionada não transmite a potência necessária para atendermos a faixa de variação de transmissão. Com isso o dimensionamento do eixo foi afetado, pois a geometria do eixo esta diretamente relacionada aos esforços críticos transmitidos pelos elementos de transmissão. Contudo este trabalho possibilitou um grande acréscimo de conhecimento na área de projetos, de dimensionamento e escolha de componentes.

Um estudo mais aprofundado sobre o dimensionamento das CVT pode acarretar em diferentes soluções que as propostas neste trabalho, trazendo desta forma, melhorias e novidades para o projeto. Por exemplo, a utilização de correias específicas para polias variáveis poderiam ter eliminado as dificuldades na construção do eixo. Por fim, é possível também um aprimoramento da configuração proposta do sistema, permitindo a redução da recirculação.

REFERÊNCIAS

ALBUQUERQUE, Alfredo Alves Caracterização da Resposta Dinâmica de uma CVT por Polias Expansivas. São Paulo, 2003. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Projetos Mecânicos, Universidade Estadual de Campinas, São Paulo, 2003.

CVT, DA HOLANDA PARA O MUNDO <
<https://www.autoentusiastas.com.br/2014/08/cvt-da-holanda-para-o-mundo/> >. Acesso em: 25 ago. 2019.

MAZZO, Norberto. **Engrenagens Cilíndricas: Da concepção a fabricação**, 2ª ed. Blucher, 2013.

NORTON, Robert L. **Projeto De Máquinas: Uma Abordagem Integrada**. 4ª ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

SHIGLEY, J. E; MISHKE, C. R.; **Projeto de Engenharia Mecânica**, 7ª ed. Bookman, 2005.

VALVERDE, Fabio Bresciani. Estudos da Transmissão Automática tipo CVT aplicado em um veículo com motor de baixa cilindrada equipado com turbo compressor. Santo André, 2017. Dissertação (Bacharelado em Engenharia Mecânica, Fatec, Santo André, 2017.