

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

GIOVANNI VITOR MILLI

VINÍCIUS DO AMARAL MESQUITA

**PROJETO DE CAIXA DE TRANSMISSÃO POR ENGRENAGENS DO TIPO
EPICICLOIDAL PARA VEÍCULO BAJA SAE**

Vitória

2016

GIOVANNI VITOR MILLI

VINÍCIUS DO AMARAL MESQUITA

**PROJETO DE CAIXA DE TRANSMISSÃO POR ENGRENAGENS DO TIPO
EPICICLOIDAL PARA VEÍCULO BAJA SAE**

Projeto de graduação apresentado à
Coordenadoria do Curso de Engenharia Mecânica
da Universidade Federal do Espírito Santo, como
requisito para a obtenção do título de Graduação
em Engenharia Mecânica.

Orientador: Professor Me. Oswaldo Paiva

Vitória

2016

RESUMO

Este trabalho se propõe a elaborar um projeto completo de uma caixa de transmissão por engrenagens de dentes retos para veículo Baja SAE. A motivação do projeto é aumentar o desempenho do protótipo em competições através da redução de massa do sistema de transmissão, em comparação ao utilizado atualmente pela Equipe Vitória Baja. Para realizar um projeto compacto e leve, foi idealizada a utilização de um trem epicicloidal em conjunto com um trem composto de engrenagens. Esta utilização proporciona um aprimoramento em termos de massa e empacotamento do sistema. O projeto prevê características dinâmicas e estruturais dos elementos presentes na caixa, analisando criteriosamente as tensões e os esforços envolvidos em todo o sistema. São apresentados dados sobre o dimensionamento dos elementos da transmissão, bem como desenhos dos mesmos. Ao final, conclui-se que o sistema desenvolvido apresentou melhorias significativas no que tange a massa do sistema e eficiência na transmissão de potência mecânica.

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AGMA – American Gear Manufacturers Association

b – Largura de face

CVT – Continuously Variable Transmission

D_b – Diâmetro de base

D_c – Diâmetro de cabeça

D_p – Diâmetro de pé

D_r – Diâmetro de referência

d_{w1} – Diâmetro primitivo do pinhão

DIN – Deutsches Institut für Normung (Instituto Alemão de Normalização)

E1 – Engrenagem 1 (Solar)

E2 – Engrenagem 2 (Planetária)

E3 – Engrenagem 3 (Anelar)

E4 – Engrenagem 4

E5 – Engrenagem 5

E6 – Engrenagem 6

E7 – Engrenagem 7

F – Largura de face

h_t – Altura do dente

HP – Horse Power

i – Razão de Transmissão ou Relação de Velocidades

K_B – Fator de espessura de borda

K_f – Fator de correção de tensão

K_H – Fator de distribuição de carga

K_O – Fator de sobrecarga

K_S – Fator de tamanho

K_v – Fator dinâmico

m_G – Razão de engrenamento

m_N – Fator de razão de partilha de carga

m_t – Módulo

N – Velocidade da engrenagem

p – Passo circular

Q_v – Qualidade do dentado

rpm – Rotações por minuto

S_F – Fator AGMA de segurança para tensões de flexão

S_H – Fator AGMA de segurança para tensões de contato

SAE – Society of Automotive Engineers

t_R – Espessura de borda abaixo do dente

UFES – Universidade Federal do Espírito Santo

V – Velocidade

W_n – Forças normais

W_t – Forças tangenciais

Y_J – Fator geométrico para resistência à flexão

Y_N – Fator de ciclagem de tensão para tensão de flexão

Y_Z – Fator de confiabilidade

Y_θ – Fator de temperatura

Z – Número de dentes

Z_E – Coeficiente elástico

Z_I – Fator geométrico para resistência à formação de cavidades

Z_N – Fator de vida da ciclagem de tensão de contato

Z_R – Fator de condição superficial

Z_W – Fator de razão de dureza para a resistência à formação de cavidades

σ_c – Tensão de contato

σ_f – Tensão de flexão

ϕ – Ângulo de pressão

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Desenho esquemático dos elementos na engrenagem de dente reto	18
Figura 2 - Esquemas de trens de engrenagens	20
Figura 3 - Trem de engrenagem composto	21
Figura 4 - Redutor de velocidades com trem de engrenagens composto	22
Figura 5 - Trem de engrenagem epicicloidial	23
Figura 6 - Motor Briggs&Stratton série 20	26
Figura 7 - Curva de potência do motor	27
Figura 8 - Curva de torque do motor	27
Figura 9 - Polias motora e movida da CVT	28
Figura 10 - Diagrama de alocação dos trens de engrenagens.....	31
Figura 11 - Fatores geométricos J de engrenagens cilíndricas de dentes retos	38
Figura 12- Distribuição das distâncias S e S1 para avaliação de Cpm	42
Figura 13 - Desenho das engrenagens	46
Figura 14 – Malha da engrenagem 5 sem o alívio de massa	48
Figura 15 - Condições de contorno da engrenagem 5 sem alívio de massa.....	48
Figura 16 - Malha da engrenagem 5 com o alívio de massa.....	49
Figura 17 - Condições de contorno da engrenagem 5 com alívio de massa.....	49
Figura 18 - Deformação total da engrenagem 5 sem alívio de massa	50
Figura 19 - Tensão Equivalente de Von Misses na engrenagem 5 sem alívio de massa.....	51
Figura 20 - Deformação total da engrenagem 5 com alívio de massa	51
Figura 21 - Tensão Equivalente de Von Misses na engrenagem 5 com alívio de massa.....	52
Figura 22 – Malha da engrenagem 7 sem o alívio de massa	53
Figura 23 - Condições de contorno da engrenagem 7 sem alívio de massa.....	54
Figura 24 – Malha da engrenagem 7 com o alívio de massa	54
Figura 25 - Condições de contorno da engrenagem 7 com alívio de massa.....	55
Figura 26 - Deformação total da engrenagem 7 sem alívio de massa	55
Figura 27 - Tensão Equivalente de Von Misses na engrenagem 7 sem alívio de massa.....	56
Figura 28 - Deformação total da engrenagem 7 com alívio de massa	56

Figura 29 - Tensão Equivalente de Von Misses na engrenagem 7 com alívio de massa.....	57
Figura 30- Vista isométrica do eixo 1	60
Figura 31 - Vista isométrica do eixo 2	60
Figura 32 - Vista isométrica do eixo 3	61
Figura 33 - Vista Isométrica do eixo 4	61
Figura 34 - Vista Isométrica explodida da Carcaça	63
Figura 35 - Rolamentos e retentores montados na Carcaça.....	64
Figura 36 - Caixa montada aberta.....	65
Figura 37 - Vista superior da caixa montada	65
Figura 38 - Caixa fechada	66
Figura 39 - Diagrama de corpo livre do eixo 1 no plano x-z	71
Figura 40 - Diagrama de esforço cortante do eixo 1 no plano x-z.....	71
Figura 41 - Diagrama de momento fletor do eixo 1 no plano x-z.....	72
Figura 42 - Diagrama de corpo livre do eixo 1 no plano y-z	72
Figura 43 - Diagrama de esforço cortante do eixo 1 no plano y-z.....	73
Figura 44 - Diagrama de momento fletor do eixo 1 no plano y-z.....	73
Figura 45 - Diagrama de corpo livre do eixo 2 no plano x-z	74
Figura 46 - Diagrama de esforço cortante do eixo 2 no plano x-z.....	74
Figura 47 - Diagrama de momento fletor do eixo 2 no plano y-z.....	75
Figura 48 - Diagrama de corpo livre do eixo 2 no plano y-z	75
Figura 49 - Diagrama de esforço cortante do eixo 2 no plano y-z.....	76
Figura 50 - Diagrama de momento fletor do eixo 2 no plano y-z.....	76
Figura 51 - Diagrama de corpo livre do eixo 3 no plano x-z	77
Figura 52 - Diagrama de esforço cortante do eixo 3 no plano x-z.....	77
Figura 53 - Diagrama de momento fletor do eixo 3 no plano x-z.....	78
Figura 54 - Diagrama de corpo livre do eixo 3 no plano y-z	78
Figura 55 - Diagrama de esforço cortante do eixo 3 no plano y-z.....	79
Figura 56 - Diagrama de momento fletor do eixo 3 no plano y-z.....	79
Figura 57 - Diagrama de corpo livre do eixo 4 no plano x-z	80
Figura 58 - Diagrama de esforço cortante do eixo 4 no plano x-z.....	80
Figura 59 - Diagrama de momento fletor do eixo 4 no plano x-z.....	81
Figura 60 - Diagrama de corpo livre do eixo 4 no plano y-z	81
Figura 61 - Diagrama de esforço cortante do eixo 4 no plano y-z.....	82

Figura 62 - Diagrama de momento fletor do eixo 4 no plano y-z.....	82
Figura 63 – Montagem preliminar da caixa de transmissão com o motor e o CVT. ...	83
Figura 64 - Solar, planetárias e anelar	83

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Número de dentes das engrenagens	30
Tabela 2 - Dimensões das engrenagens.....	32
Tabela 3 - Dimensões das engrenagens corrigidas	32
Tabela 4 - Grau de recobrimento de perfil dos engrenamentos	33
Tabela 5 - Velocidades e sentidos de giro das engrenagens	34
Tabela 6 - Forças radiais e tangenciais nas engrenagens	34
Tabela 7 - Coeficiente elástico ZE.....	39
Tabela 8 - Fatores dinâmicos	40
Tabela 9 - Fatores de sobrecarga	40
Tabela 10 - Valores de A, B e C no cálculo de C _{ma}	42
Tabela 11 - Fatores de distribuição de carga	42
Tabela 12 - Fatores de confiabilidade YZ.....	43
Tabela 13 - Tensões de flexão calculadas	44
Tabela 14 - Tensões de contato calculadas.....	44
Tabela 15 - Fatores de segurança do projeto para tensões de flexão	45
Tabela 16 - Fatores de segurança do projeto para tensões de contato	45
Tabela 17 - Largura de face das engrenagens.....	45
Tabela 18 - Resultados dos ensaios para a engrenagem 5	52
Tabela 19 - Resultados dos ensaios para a engrenagem 7	57
Tabela 20 - Análise dos eixos	59
Tabela 21 - Reações dos mancais de rolamento	62
Tabela 22 - Fatores de segurança dos rolamentos	62
Tabela 23 - Especificação dos retentores	64

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	BAJA SAE	13
1.2	EQUIPE VITÓRIA BAJA	14
2	OBJETIVO	15
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
3.1	ELEMENTOS DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA MECÂNICA	16
3.1.1	Elementos de transmissão flexíveis	16
3.1.1.1	Corrente de rolos	16
3.1.1.2	Correias	16
3.1.2	Elementos de transmissão rígidos	17
3.1.2.1	Engrenagens cilíndricas de dentes retos	18
3.1.2.2	Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais	19
3.1.2.3	Engrenagens cônicas	19
3.1.3	Trens de engrenagens	19
3.1.3.1	Trem de engrenagens simples	19
3.1.3.2	Trem de engrenagens composto	21
3.1.3.3	Trem de engrenagem epícicloidal	22
4	PARÂMETROS DE PROJETO	26
4.1	MOTORIZAÇÃO	26
4.2	CVT	27
4.3	CARACTERÍSTICAS DA TRANSMISSÃO	28
4.3.1	Relação de transmissão	28
4.3.2	Método de transmissão selecionado	29
4.3.3	Relações de transmissão dos trens de engrenagem	29
4.4	MÓDULO NORMAL	31

4.5	ÂNGULO DE PRESSÃO.....	31
4.6	DIMENSÕES DAS ENGRENAGENS E AJUSTES	31
4.7	GRAU DE RECOBRIMENTO DE PERFIL	33
4.8	ANÁLISE CINEMÁTICA	33
5	PROJETO DAS ENGRENAGENS.....	35
5.1	EQUAÇÕES FUNDAMENTAIS PARA TENSÕES DE FLEXÃO E DE CONTATO SEGUNDO AGMA	35
5.2	FATORES GEOMÉTRICOS (Z_I E Y_J).....	37
5.2.1	Fator geométrico da resistência à flexão (Y_J)	37
5.2.2	Fator geométrico da resistência superficial (Z_I)	38
5.3	COEFICIENTE ELÁSTICO (Z_E).....	39
5.4	FATOR DINÂMICO K_v	39
5.5	FATOR DE SOBRECARGA K_o	40
5.6	FATOR DE CONDIÇÃO DE SUPERFÍCIE (Z_R).....	40
5.7	FATOR DE TAMANHO K_S	41
5.8	FATOR DE DISTRIBUIÇÃO DE CARGA K_H	41
5.9	FATOR DE VIDA PARA CICLAGEM DE TENSÃO Z_N	43
5.10	FATOR DE CONFIABILIDADE Y_Z	43
5.11	FATOR DE TEMPERATURA Y_θ	43
5.12	FATOR DE ESPESSURA DE BORDA K_B	43
5.13	RESULTADOS DE TENSÕES DE FLEXÃO	44
5.14	RESULTADOS DE TENSÕES DE CONTATO	44
5.15	FATORES DE SEGURANÇA DO PROJETO	44
6	ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS NAS ENGRENAGENS ALIVIADAS.....	47
6.1	ANÁLISE DA ENGRENAGEM 5	47
6.2	ANÁLISE DA ENGRENAGEM 7	53

7	PROJETO DOS EIXOS	58
7.1	TIPO DO EIXO	58
7.2	MATERIAL DOS EIXOS.....	58
7.3	ESFORÇOS NOS EIXOS	58
7.4	VISUALIZAÇÃO DOS EIXOS E FATOR DE SEGURANÇA	59
8	MANCAIS DE ROLAMENTO	62
8.1	TIPO DE ROLAMENTO	62
8.2	FATOR DE SEGURANÇA DOS ROLAMENTOS.....	62
9	CARCAÇA	63
10	LUBRIFICAÇÃO	67
11	MANUTENÇÃO	68
11.1	MANUTENÇÃO PREVENTIVA	68
11.2	TROCA DE ÓLEO	68
12	RESULTADOS E CONCLUSÃO	69
	REFERENCIAS.....	70
	ANEXO	71

1 INTRODUÇÃO

1.1 BAJA SAE

No começo de 1900, surgiu a necessidade entre os fabricantes automotivos de se reunirem para solucionar problemas comuns de projeto que estes enfrentavam. Além disso, começou-se a trabalhar com a engenharia das normas que estavam emergindo. Assim, em 1905 surge a SAE (Society of Automotive Engineers), instituição sem fins lucrativos que reúne profissionais da área tecnológica a fim de disseminar técnicas e conhecimentos da área da mobilidade. Hoje, com mais de 100 anos de existência, é uma das principais fontes de normas e padrões no que se relaciona a indústria automotiva e aeroespacial em todo o mundo. Tem mais de 5 mil normas geradas e 85 mil sócios distribuídos por 93 países.

Filiada à SAE International, a SAE Brasil, uma associação com os mesmos fins, foi fundada em 1991 por executivos dos segmentos automotivo e aeroespacial conscientes da necessidade de abrirem as fronteiras do conhecimento para os profissionais da área da mobilidade. Com o objetivo de disseminar o conhecimento ainda na graduação, a SAE organiza categorias para competição entre as instituições de Ensino Superior. No Brasil estão presentes o Baja SAE, Formula SAE e o AeroDesign SAE.

O Projeto Baja SAE possui o objetivo de lançar aos estudantes de engenharia o desafio de se envolver em um caso real de desenvolvimento de um veículo off-road. Os alunos participantes, organizados em equipes, que representam a instituição de Ensino Superior a qual estão vinculados, são responsáveis pela concepção, projeto, fabricação e testes do protótipo.

Criado na Universidade da Carolina do Sul, Estados Unidos, com a primeira competição ocorrendo em 1976, o projeto chegou ao Brasil em 1994, com a primeira competição nacional sendo realizada no ano de 1995. A partir de 1997 a SAE Brasil também apoia a organização de competições regionais através de suas seções regionais.

1.2 EQUIPE VITÓRIA BAJA

A Equipe Vitória Baja foi fundada por alunos da Universidade Federal do Espírito Santo (UFES) em 1997, participando de sua primeira competição nacional em 1998. Localizada em Vitória, é a equipe pioneira no estado do Espírito Santo. Inicialmente fundada por alunos de Engenharia Mecânica, a equipe atualmente possui membros das engenharias de computação, elétrica e produção.

Desde sua fundação a equipe tem alcançado bons resultados nas competições nacionais e regionais, sempre prezando por levar novidades e inovações nos projetos executados.

2 OBJETIVO

Este trabalho tem como objetivo projetar uma caixa de transmissão de engrenagens de dentes retos, utilizando um trem epicicloidal, para substituir a caixa de redução por corrente de rolos e o diferencial utilizados pelo protótipo atual da Equipe Vitória Baja. Espera-se que a caixa projetada seja mais leve que todo o conjunto utilizado atualmente, além disso, seja de mais fácil manutenção, maior confiabilidade e maior eficiência, melhorando a dinâmica longitudinal do protótipo.

A caixa de transmissão recebe a potência proveniente do motor, depois de passar por uma redução no CVT, transferindo-a para as rodas através de semi eixos homocinéticos.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 ELEMENTOS DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA MECÂNICA

O principal intuito da tecnologia é auxiliar a humanidade na execução de suas atividades cotidianas. Na área mecânica, de acordo com o avanço da tecnologia, formas de transmissão de potência mecânica surgiram e evoluíram ao longo de toda a história da atividade humana. Aliado aos métodos de transmissão, há um aprimoramento nos materiais e métodos de fabricação utilizados.

Devido ao grande número de formas possíveis para a transmissão de potência, e cada sistema possuir suas características particulares, cabe ao projetista responsável decidir a melhor forma a ser aplicada em seu projeto, de acordo com a configuração do mesmo.

3.1.1 Elementos de transmissão flexíveis

Os elementos de transmissão flexíveis, correntes e correias, são normalmente utilizados em sistemas onde a distância de transmissão é relativamente grande. Esses elementos podem, em alguns casos, substituir elementos rígidos, barateando o custo do projeto.

De acordo com Shigley (2005), por serem elásticos e longos, estes elementos desempenham um importante papel na absorção de cargas de choque, amortecimento e isolamento de efeitos de vibração.

3.1.1.1 Corrente de rolos

Segundo Schimid (2014), correntes de rolos têm a vantagem de não haver deslizamento na transmissão de potência, além disso, não é necessária uma tensão inicial na mesma, resultando em menores esforços nos eixos.

Outras características das correntes de rolos, segundo Shigley (2005), é que as transmissões por corrente têm a razão constante, uma vez que não há deslizamento ou deformação envolvidos, vida útil longa e a habilidade de acionar eixos de uma única fonte de potência.

3.1.1.2 Correias

Correias são utilizadas para transmissão entre grandes distâncias de centros. São elementos que contam com a presença de fricção para a transmissão de potência.

3.1.1.2.1 Correias planas

Correias planas são aplicadas, principalmente, em situações onde se encontram polias com pequenos diâmetros, pequeno peso ou baixa inércia. Apresentam baixo nível de ruído em situações normais de trabalho. Para o funcionamento adequado, a correia deve estar tensionada a todo o momento.

Segundo Schmid (2014), correias planas não podem ser utilizadas em situações onde é necessária a extrema sincronia entre os elementos de transmissão, uma vez que a transmissão é dada através do atrito entre a correia e a polia, é inevitável algum escorregamento entre as superfícies.

3.1.1.2.2 Correias dentadas

Correias dentadas são muito similares às correias planas, com a adição de dentes igualmente espaçados ao longo do comprimento da correia. Assim, a correia tem um maior poder de tração entre as superfícies, não havendo escorregamento entre as mesmas.

A tensão necessária para acionamento, segundo Schmid (2014), é baixa, resultando em pouco carregamento nos mancais. Correias dentadas não esticam durante o trabalho e não precisam de lubrificação.

3.1.1.2.3 Correias em V

Correias em V são, assim como as correias planas, utilizadas em aplicações onde pode ser aceito algum deslizamento entre as superfícies. Uma das principais utilizações de correias em V é na transmissão de potência de motores de combustão interna.

3.1.2 Elementos de transmissão rígidos

Elementos de transmissão rígidos não permitem alterações em suas geometrias e os principais são as engrenagens.

De acordo com Schmid (2014), engrenagens são elementos de transmissão de potência muito utilizados atualmente, combinando alta eficiência, alto tempo de serviço com pouca necessidade de manutenção, custo de produção razoável e capacidade de torque relativamente alta em um tamanho compacto.

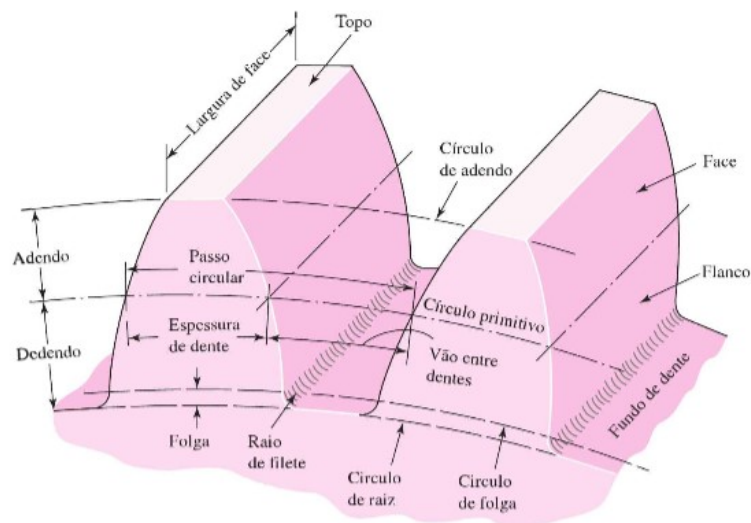
Devido à variedade de tipos de engrenagens, pode-se transmitir movimento entre eixos paralelos, não-paralelos e interceptantes.

3.1.2.1 Engrenagens cilíndricas de dentes retos

Engrenagens cilíndricas de dentes retos, de acordo com Shigley (2005), possuem dentes paralelos ao eixo de rotação e são utilizadas para transmitir potência entre eixos paralelos.

São as mais comuns, tendo a fabricação mais barata pela simplicidade. São elementos ruidosos no emprego normal, sendo muitas vezes substituídas por engrenagens de dentes helicoidais, quando se faz necessária a redução de ruídos.

Figura 1 - Desenho esquemático dos elementos na engrenagem de dente reto



Fonte: Elementos de Máquinas de Shigley, p.682.

Círculo Primitivo: círculo teórico sobre o qual todos os cálculos são baseados;

Passo Circular (p): distância, medida no círculo primitivo, de um ponto de um dente ao correspondente no em um dente adjacente, é a soma da espessura do dente com a largura de espaçamento;

Módulo (m): razão entre o diâmetro primitivo e o número de dentes;

Adendo (a): distância radial entre o topo do dente e o círculo primitivo;

Dedendo (b): distância radial entre o fundo de dente e o círculo primitivo;

Altura (h): soma do adendo e do dedendo.

3.1.2.2 Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais

De acordo com Shigley (2005), engrenagens helicoidais possuem os dentes inclinados em relação ao eixo de rotação. A inclinação dos dentes cria forças axiais e momentos flexores na transmissão de potência mecânica, ausentes nas engrenagens de dentes retos.

Podem ser utilizadas para transmissão de potência entre eixos paralelos e não-paralelos.

Segundo Norton (2004), os dentes são cortados em um ângulo de hélice Ψ e a forma do dente encontra-se no plano normal. O passo normal p_n e o ângulo de pressão normal ϕ_n são medidos no plano normal. O passo transversal p_t e o ângulo de pressão transversal ϕ_t são medidos no plano transversal.

3.1.2.3 Engrenagens cônicas

De acordo com Norton (2004), engrenagens cônicas são cortadas em cones acoplados, ao invés de cilindros acoplados de engrenagens retas ou helicoidais. Os eixos são não-paralelos e interceptam nos vértices dos cones. O ângulo entre seus eixos pode ser qualquer um, apesar do mais usual ser de 90° .

Os dentes podem ser cortados paralelamente ao eixo do cone ou inclinados em relação a este.

3.1.3 Trens de engrenagens

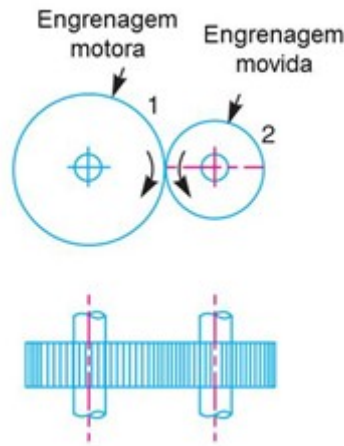
De acordo com Khurmi (2005) a combinação de duas ou mais engrenagens pode ser chamada de trem de engrenagens. Para Norton, um par de engrenagens é a forma mais simples de um trem de engrenagens, e usualmente este par está limitado a uma razão de 10:1. Segundo Khurmi (2005), pode-se definir os trens de engrenagens em quatro tipos, que são: Trem de Engrenagens Simples, Trem de Engrenagens Composto, Trem de Engrenagens Reverso, Trem de Engrenagens Epicicloidal.

3.1.3.1 Trem de engrenagens simples

Khurmi (2005) define que quando houver apenas uma engrenagem por eixo, como mostrado na Figura 2, será este um trem de engrenagens simples. Como a

engrenagem 1 é a que fornece movimento ao sistema, ela é chamada de engrenagem motora, e a engrenagem 2 é chamada de movida.

Figura 2 - Esquemas de trens de engrenagens



Fonte: *Theory of machines*, KHURMI, 2005

As engrenagens intermediárias, apenas influenciam no sentido de rotação entre o eixo de entrada e o eixo de saída. A variação de velocidade e razão de transmissão no trem simples só depende das engrenagens, motora e movida, assim como demonstrado abaixo.

Para (a) o cálculo da razão de velocidade, pode-se levar em consideração o número de dentes das engrenagens, ou então, a velocidade nos eixos de entrada e saída.

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

Onde:

V: Razão de Velocidade;

N_1 : Velocidade da engrenagem 1 em RPM;

N_2 : Velocidade da engrenagem 2 em RPM;

Z_1 : Número de dentes da engrenagem 1;

Z_2 : Número de dentes da engrenagem 2.

As relações de velocidades e de transmissão nesses trens são mostradas abaixo:

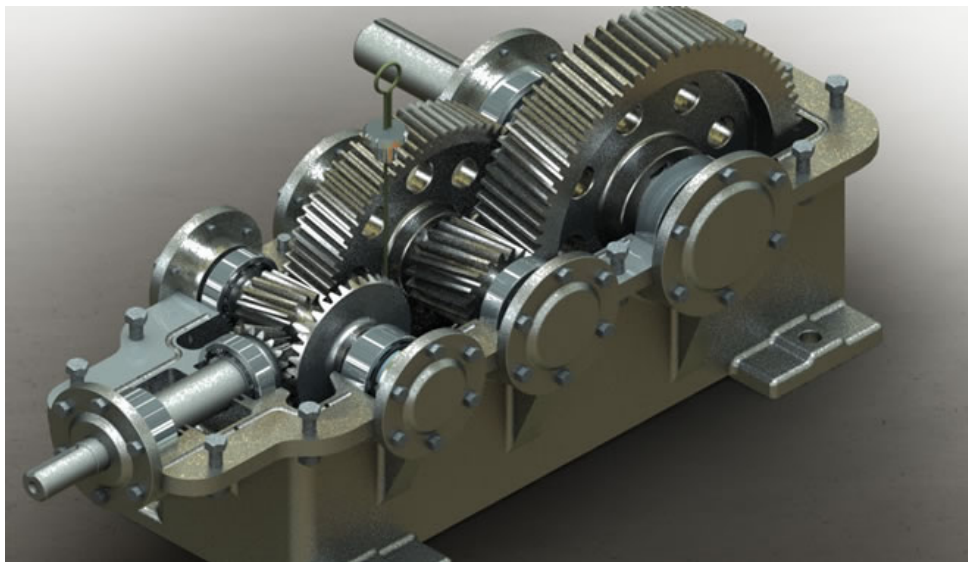
$$V = \frac{\text{Velocidade da primeira engrenagem motora}}{\text{Velocidade da última engrenagem movida}} \quad (3)$$

e, ainda,

$$i = \frac{\text{Velocidade da última engrenagem movida}}{\text{Velocidade da primeira engrenagem motora}} \quad (4)$$

A principal vantagem na utilização de um trem de engrenagens composto, segundo Khurmi (2005), é a possibilidade de ter uma redução de velocidade muito maior, se comparado ao trem de engrenagem simples, já que no simples, para uma redução muito grande, se faz necessária a utilização de uma engrenagem movida muito grande. No trem de engrenagem composto, a redução depende somente das combinações entre as engrenagens do trem. De acordo com Khurmi (2005), para reduções maiores que 7:1, já pode ser empregado o uso de um trem de engrenagem composto.

Figura 4 - Redutor de velocidades com trem de engrenagens composto



Fonte: Site, Industria Hoje

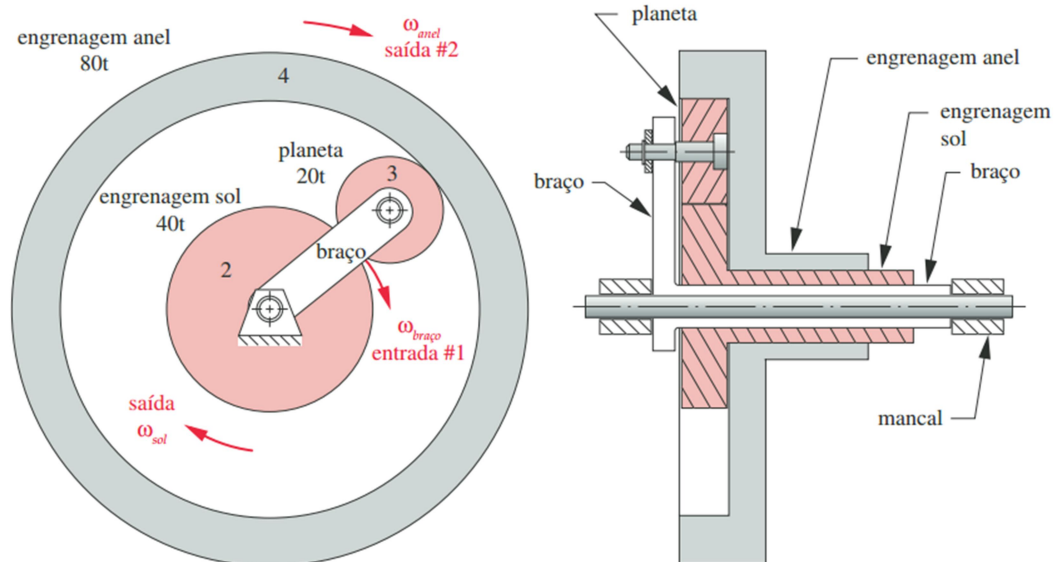
3.1.3.3 Trem de engrenagem epicicloidal

Conforme descreve Norton (2013), os dispositivos citados anteriormente são dispositivos de um grau de liberdade. Já o trem de engrenagem epicíclico ou planetário é um dispositivo de dois graus de liberdade. Para uma saída previsível, se

faz necessária duas entradas. Para Mazzo (2013), o trem epícicloidal é aplicado em sistemas onde se exige altas reduções.

Segundo Norton (2013), os trens epícíclicos, têm diversas vantagens sobre os trens convencionais, entre as quais está a obtenção de razões de trem maiores em pacotes menores, reversão garantida e saídas simultâneas, concêntricas, bidirecionais a partir de uma entrada única unidirecional. Um exemplo de configuração epícicloidal pode ser visualizado na Figura 5. Neste exemplo, o trem epícíclico possui uma engrenagem anel, engrenada com a engrenagem planeta. Esta, por sua vez, é utilizada como membro de saída de movimento.

Figura 5 - Trem de engrenagem epícicloidal



Fonte: Projeto de Máquinas, Norton, 2013

Nesse caso pode-se observar que como a engrenagem solar, a engrenagem anelar e o braço são todos dispostos como eixos concêntricos vazados, cada um deles pode ser acessado para utilizar sua velocidade angular e torque, tanto como entrada quanto como saída.

Mazzo (2013) explica que cada um dos componentes do trem, engrenagens solar, braço de suporte planetário e engrenagem anelar, pode ser entrada, saída ou o elemento estacionário. Sendo que, cada combinação determina uma relação de transmissão diferente. A seguir, têm-se as equações para cada uma das três equações citadas.

Sendo: Z_a – Número de dentes da engrenagem anelar

Z_s – Número de dentes da engrenagem solar

Primeira condição:

Entrada: Solar

Saída: Suporte Planetário

Fixo: Anelar

Relação de transmissão (u): $u = 1 + Z_a / Z_s$ (5)

Neste caso há redução de velocidade com a entrada e a saída no mesmo sentido.

Segunda condição:

Entrada: Suporte Planetário

Saída: Anelar

Fixo: Solar

Relação de transmissão (u): $u = 1 / (1 + Z_s / Z_a)$ (6)

Para a segunda condição, tem-se ampliação da velocidade, com a entrada e a saída no mesmo sentido.

Terceira condição:

Entrada: Solar

Saída: Anelar

Fixo: Suporte Planetário

Relação de transmissão (u): $u = - Z_a / Z_s$ (7)

Já para a terceira condição, há redução da velocidade porém, a entrada e a saída tem sentidos opostos.

Pode-se notar através das equações acima, assim como pela afirmação de Mazzo (2013), que o número de dentes, das engrenagens planetárias, não afeta a relação de transmissão, no trem epicicloidal.

4 PARÂMETROS DE PROJETO

4.1 MOTORIZAÇÃO

O motor utilizado no protótipo da Equipe Vitória Baja, representado na Figura 6, é fabricado pela empresa Briggs&Stratton. Trata-se de um motor de combustão interna, de 4 tempos, monocilíndrico com potência de 10 HP, refrigerado a ar e da série 20 do fabricante.

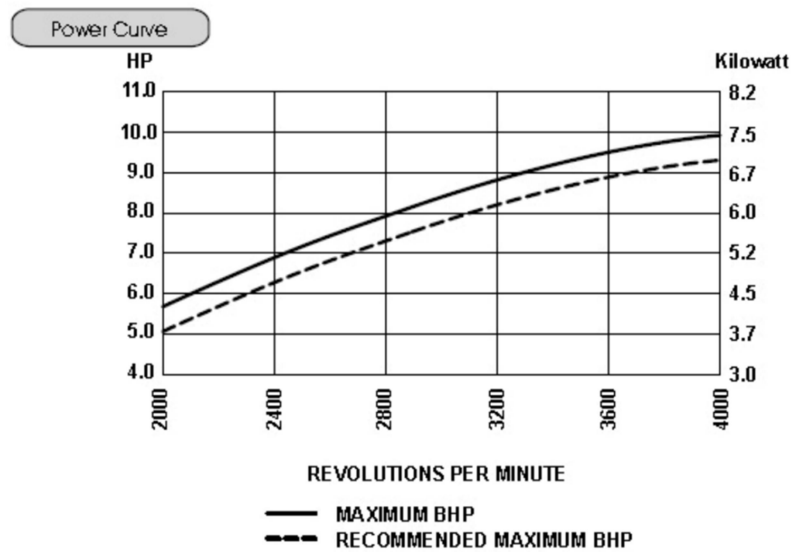
Figura 6 - Motor Briggs&Stratton série 20



Fonte: Imagem fornecida pelo fabricante

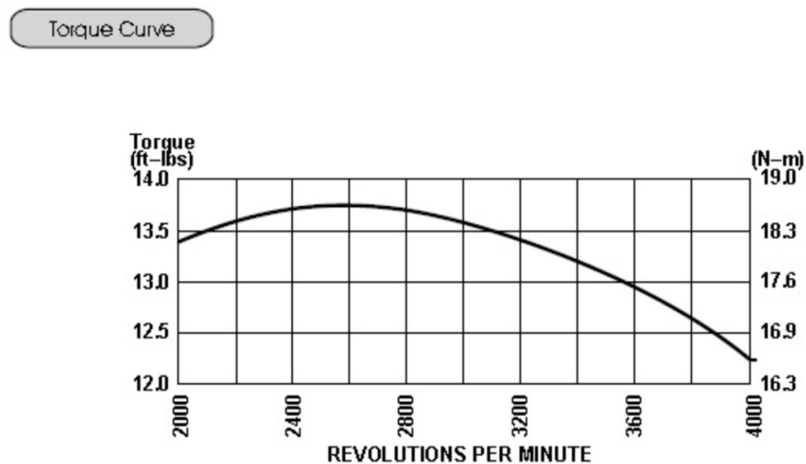
Conforme regulamento da competição, o motor é padrão para todas as equipes que participam do Baja SAE. Os motores não podem apresentar alterações em seus componentes originais para estarem de acordo com as normas da competição. As Figuras 7 e 8 representam as curvas de potência e torque.

Figura 7 - Curva de potência do motor



Fonte: Manual do fabricante

Figura 8 - Curva de torque do motor



Fonte: Manual do fabricante

Observando as curvas das Figuras 7 e 8, pode-se notar que o motor utilizado tem torque máximo de 18,5 Nm a 2600 rpm e potência máxima de 10 HP a 4000 rpm.

4.2 CVT

A CVT utilizada pela equipe é fabricada pela empresa canadense CVTECH-IBC, sendo do modelo MINI BAJA 2009. O sistema tem funcionamento através de pesos, molas e rampas. A equipe utiliza o mesmo modelo há mais de 5 anos pela sua robustez, simplicidade, fácil manutenção e grande variedade de pesos e molas

disponíveis para acertos dinâmicos. As polias motora e movida são representadas pela Figura 9.

Figura 9 - Polias motora e movida da CVT



Fonte: Arquivo pessoal de Giovanni Milli e Vinícius Mesquita

A polia é ligada ao motor do protótipo e a polia movida é atrelada à caixa de redução. As polias são conectadas através de uma correia trapezoidal. O fabricante diz que o conjunto pode variar a relação de transmissão na faixa de 3:1 até 0,43:1.

4.3 CARACTERÍSTICAS DA TRANSMISSÃO

4.3.1 Relação de transmissão

Para encontrar a melhor relação de velocidades, também chamada de razão de transmissão, foram utilizados resultados de análises de desempenho nos protótipos já existentes. Um ensaio muito importante na determinação da razão de transmissão foi o ensaio de *coastdown*. O ensaio foi realizado pela Equipe Vitória Baja, seguindo a norma NBR 10312, “*Veículos rodoviários automotores leves — Determinação da resistência ao deslocamento por desaceleração livre em pista de rolamento e simulação em dinamômetro*”.

O ensaio de *coastdown*, de acordo com a NBR 10312, consiste em lançar o veículo a uma velocidade 10% maior que a normal de operação, com o sistema de transmissão completamente desacoplado, através de reboque até a parada total do mesmo, medindo a distância percorrida. O teste serve para obter as forças resistivas

atuando no veículo. As forças são de origem inercial, atrito entre pneus e terreno e aerodinâmicas.

Para o caso deste protótipo, estima-se, com base nos históricos da equipe e nos resultados de competições anteriores, que uma velocidade máxima de 60 km/h e uma aceleração de 0 a 30m em 3,7s seria o ideal para esta transmissão. Com isso, a razão de transmissão total encontrada para o redutor definido foi por volta de 14:1, que dará uma velocidade máxima teórica de 64 km/h.

4.3.2 Método de transmissão selecionado

Para a seleção do método de transmissão, foram analisados todos os tipos de transmissão, buscando eficiência, confiabilidade, um bom empacotamento e massa reduzida.

Tendo como referência a transmissão atualmente utilizada, que combina uma caixa de redução por correntes de rolos e um diferencial por engrenagens cônicas, optou-se por projetar uma caixa de redução por engrenagens de dentes retos. Desta forma, devido à grande relação de transmissão total escolhida, optou-se pela utilização de um trem epicicloidal combinado a um trem composto, com intuito de obter-se uma maior redução com menor volume.

Para uma redução convencional, utilizando somente um trem composto, seria necessário um maior número de eixos de redução ou engrenagens com diâmetros muito grandes, esbarrando na premissa de projeto compacto.

4.3.3 Relações de transmissão dos trens de engrenagem

Para chegar a uma relação de transmissão final próxima de 14:1, definiu-se a maior relação para o trem epicicloidal. Já para o trem composto, equalizaram-se as razões necessárias para atingir o objetivo.

Pensando no tamanho dos componentes, principalmente do trem epicicloidal, e, buscando a equalização da relação de velocidades no trem composto, foram determinados os números de dentes das engrenagens e, conseqüentemente, as relações dos engrenamentos conforme a Tabela 1.

Tabela 1 - Número de dentes das engrenagens

	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7
Número de Dentes (Z)	18	16	50	18	35	22	43
Razão de Transmissão (i)	3,778:1			1,944:1		1,955:1	

Sendo,

E1 – Engrenagem 1 (Solar)

E2 – Engrenagem 2 (Planetária)

E3 – Engrenagem 3 (Anelar)

E4 – Engrenagem 4

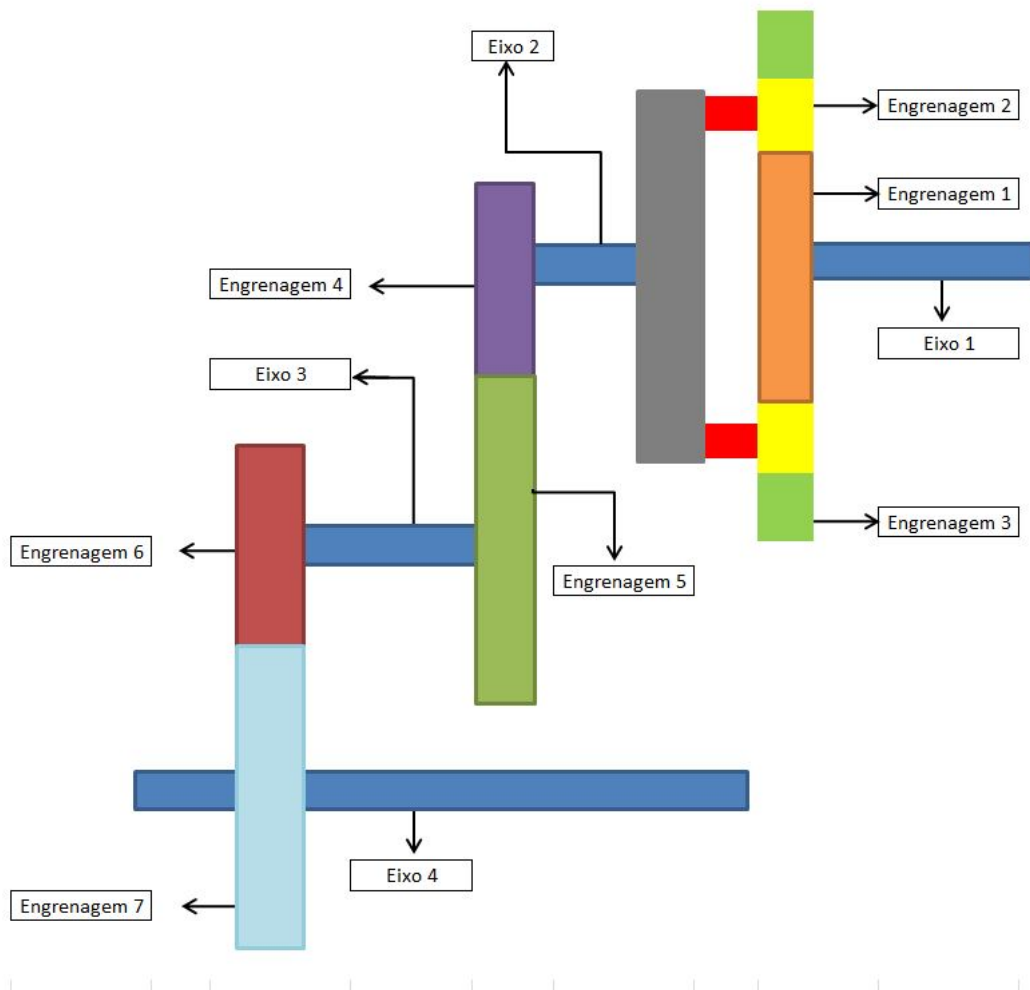
E5 – Engrenagem 5

E6 – Engrenagem 6

E7 – Engrenagem 7

A Figura 10 mostra um diagrama de como os trens ficarão dispostos dentro da caixa de transmissão.

Figura 10 - Diagrama de alocação dos trens de engrenagens



4.4 MÓDULO NORMAL

O módulo das engrenagens foi selecionado com base no ferramental disponível pela equipe, para fabricação no laboratório. Além disso, engrenagens de projetos anteriores possuíam o mesmo módulo, provando bom funcionamento. Desta forma, o módulo será de 2,5 mm.

4.5 ÂNGULO DE PRESSÃO

O ângulo de pressão normal da ferramenta de fabricação das engrenagens será de 20° , devido à ferramenta a ser utilizada.

4.6 DIMENSÕES DAS ENGRENAGENS E AJUSTES

De posse dos números de dentes e do módulo normal a ser utilizado, pode-se calcular as dimensões base das engrenagens, mostradas na Tabela 2.

Sendo

D_r : Diâmetro de referência

D_b : Diâmetro de base

D_p : Diâmetro de pé

D_c : Diâmetro de cabeça

4.7 GRAU DE RECOBRIMENTO DE PERFIL

De acordo com Mazzo (2013), o grau de recobrimento é a quantidade de dentes em contato durante o ciclo de engrenamento e deve sempre ser maior que 1. Uma vez que o grau de recobrimento ideal é 2 e o mínimo recomendado é de 1,4, foi feita a análise dos engrenamentos para validar os mesmos neste quesito. A Tabela 4 mostra os resultados da análise.

Tabela 4 - Grau de recobrimento de perfil dos engrenamentos

	E1/E2	E2/E3	E4/E5	E5/E6
Grau de Recobrimento	1,50	1,97	1,57	1,62

4.8 ANÁLISE CINEMÁTICA

A partir da rotação de 2600 rpm, rotação de maior torque do motor, e com a redução de 3:1 na CVT, tem-se que a velocidade de rotação do eixo de entrada da caixa de transmissão é de 866,6 rpm. As engrenagens planetárias giram em torno delas mesmas a uma velocidade de 975 rpm, e também rotacionam em volta da engrenagem solar a uma velocidade de 229,4 rpm. Para que a transmissão de torque seja possível, a engrenagem anelar encontra-se engastada. Na saída do trem epicicloidal, a engrenagem 4 está a 229,4 rpm. Já na engrenagem 5, tem-se a velocidade de 117,9 rpm, a engrenagem 6 encontra-se a mesma velocidade. Finalizando, a engrenagem 7 gira a 60,3 rpm, mesma velocidade do eixo de saída da caixa de transmissão.

A Tabela 5 mostra os valores de velocidade e sentido de giro de cada engrenagem, para melhor visualização.

Tabela 5 - Velocidades e sentidos de giro das engrenagens

	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7
Velocidade de Rotação [rpm]	866,7	975,0	0,0	229,4	118,0	118,0	60,4
Sentido de Rotação	Anti-Horário	Horário	-	Anti-Horário	Horário	Horário	Anti-Horário

As forças tangenciais e radiais (normais) aplicadas nas engrenagens também foram calculadas, a partir do torque máximo desenvolvido pelo motor. As forças são representadas na Tabela 6.

Tabela 6 - Forças radiais e tangenciais nas engrenagens

	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7
W_t [N]	623,33	623,33	623,33	9419,26	9419,26	14985,19	14985,19
W_n [N]	226,87	226,87	226,87	3428,33	3428,33	5454,16	5454,16

Sendo

W_t : Forças tangenciais

W_n : Forças normais

5 PROJETO DAS ENGRENAGENS

5.1 EQUAÇÕES FUNDAMENTAIS PARA TENSÕES DE FLEXÃO E DE CONTATO SEGUNDO AGMA

Deve-se projetar as engrenagens de forma que estas resistam às tensões atuantes devido às forças de transmissão de potência. Assim, serão analisadas as tensões de flexão e à formação de cavidades (tensão de contato), utilizando as equações fundamentais de tensão na metodologia AGMA, como mostra Shigley (2005).

A equação fundamental para tensão de flexão nas unidades SI:

$$\sigma_f = W^t K_O K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_J} \quad (8)$$

W^t : Carga tangencial transmitida [N]

K_O : Fator de sobrecarga

K_v : Fator dinâmico

K_s : Fator de tamanho

K_H : Fator de distribuição de carga

K_B : Fator de espessura de borda

Y_J : Fator geométrico para resistência à flexão

b : Largura de face

m_t : módulo

A equação fundamental para resistência à formação de cavidades ou tensão de contato nas unidades SI:

$$\sigma_c = Z_E (W^t K_O K_v K_s \frac{K_H}{d_{w1} b} \frac{Z_R}{Z_I})^{\frac{1}{2}} \quad (9)$$

W^t : Carga tangencial transmitida [N]

K_O : Fator de sobrecarga

K_v : Fator dinâmico

K_s : Fator de tamanho

Z_E : Coeficiente elástico [$\sqrt{\text{N}/\text{mm}^2}$]

d_{w1} : Diâmetro primitivo do pinhão [mm]

b : Largura de face

Z_R : Fator de condição superficial

Z_I : Fator geométrico para resistência à formação de cavidades

K_H : Fator de distribuição de carga

Após o cálculo das tensões de flexão e de contato através das equações fundamentais AGMA, os fatores de segurança para os elementos são calculados pelas equações abaixo.

Equação para a tensão admissível de flexão nas unidades SI:

$$\sigma_{all} = \frac{\sigma_{FP}}{S_F} \frac{Y_N}{Y_Z Y_\theta} \quad (10)$$

σ_{all} e σ_{FP} : Tensões admissíveis de flexão [N/mm^2]

Y_N : Fator de ciclagem de tensão para tensão de flexão

Y_θ : Fator de temperatura

Y_Z : Fator de confiabilidade

S_F : Fator AGMA de segurança para tensões de flexão

Equação para tensão admissível de contato nas unidades SI:

$$\sigma_{c,all} = \frac{\sigma_{HP}}{S_H} \frac{Z_N Z_W}{Y_Z Y_\theta} \quad (11)$$

$\sigma_{c,all}$ e σ_{HP} : Tensões admissíveis de contato [N/mm^2]

Z_N : Fator de vida da ciclagem de tensão de contato

Z_W : Fator de razão de dureza para a resistência à formação de cavidades

Y_θ : Fator de temperatura

Y_Z : Fator de confiabilidade

S_H : Fator AGMA de segurança para tensões de contato

5.2 FATORES GEOMÉTRICOS (Z_I E Y_J)

Os fatores geométricos, segundo Shigley (2005), introduzem o efeito da forma do dente na equação de tensão. A determinação dos fatores Z_I e Y_J depende da razão de contato de face (m_F), que é igual a ZERO para engrenagens cilíndricas de dentes retos.

5.2.1 Fator geométrico da resistência à flexão (Y_J)

O fator Y_J da AGMA, segundo Shigley (2005), utiliza de um valor modificado do fator de forma de Lewis, também denotado por Y , um fator de concentração de tensão de fadiga K_f e uma razão de partilha de carga de dente m_N .

A equação do fator geométrico da resistência à flexão:

$$Y_J = \frac{Y}{K_f m_N} \quad (12)$$

Y : Fator de forma

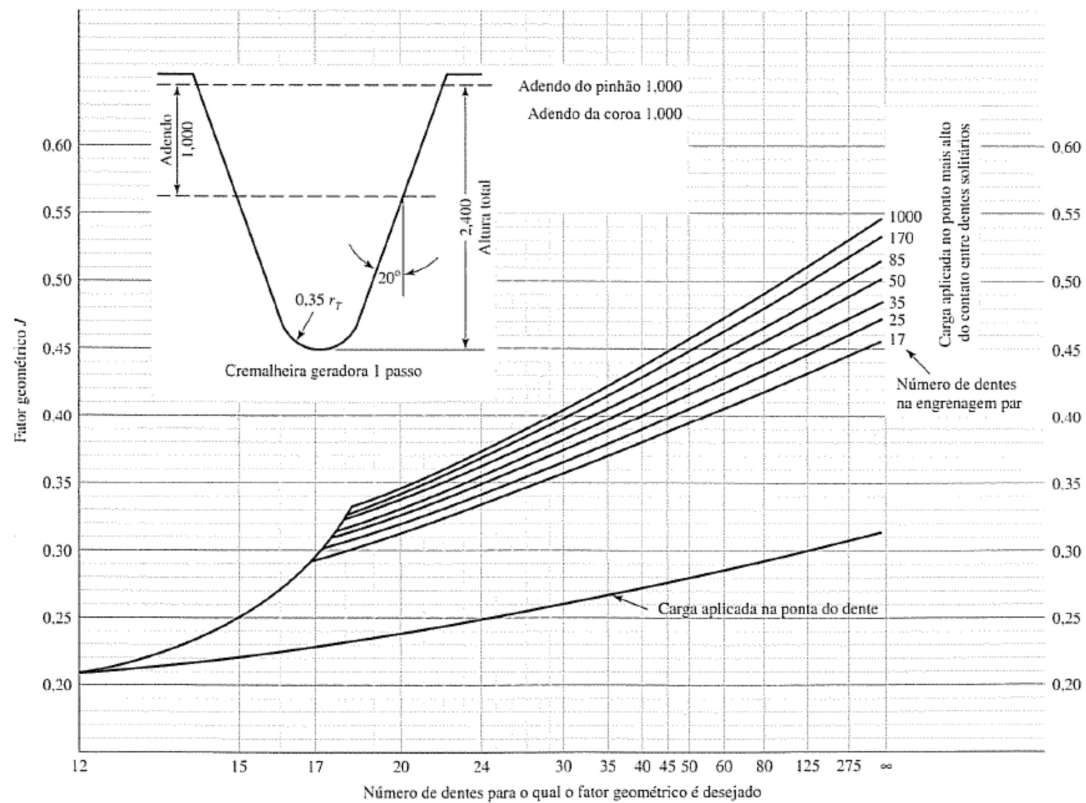
K_f : Fator de correção de tensão

m_N : Fator de razão de partilha de carga

Para engrenagens cilíndricas de dentes retos, o fator de razão de partilha de carga m_N é igual a 1.

O fator de forma Y é obtido através da análise do gráfico e curvas apresentadas na Figura 11.

Figura 11 - Fatores geométricos J de engrenagens cilíndricas de dentes retos



Fonte: Projeto de Engenharia Mecânica, SHIGLEY (2005).

5.2.2 Fator geométrico da resistência superficial (Z_I)

De acordo com Shigley (2005), o fator Z_I é denominado pela AGMA fator geométrico de resistência à formação de cavidades.

Pode-se calcular, então, o fator Z_I para engrenagens externas através da equação:

$$Z_I = \frac{\cos \phi \operatorname{sen} \phi}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} \quad (13)$$

ϕ : Ângulo de pressão

m_N : Fator de razão de partilha de carga

m_G : Razão de engrenamento

E, para engrenagens internas:

$$Z_I = \frac{\cos \phi \operatorname{sen} \phi}{2m_N} \frac{m_G}{m_G - 1} \quad (14)$$

ϕ : Ângulo de pressão

m_N : Fator de razão de partilha de carga

m_G : Razão de engrenamento

5.3 COEFICIENTE ELÁSTICO (Z_E)

Os valores para o coeficiente elástico foram obtidos através da Tabela 7.

Tabela 7 - Coeficiente elástico Z_E

Material do pinhão	Módulo de elasticidade do pinhão E_p psi (MPa) ^a	Material da coroa e módulo de elasticidade E_w , lbf/in ² (MPa) ^a					
		Aço 30×10^6 (2×10^5)	Ferro maleável 25×10^6 ($1,7 \times 10^5$)	Ferro nodular 24×10^6 ($1,7 \times 10^5$)	Ferro fundido 22×10^6 ($1,5 \times 10^5$)	Alumínio-bronze $17,5 \times 10^6$ ($1,2 \times 10^5$)	Estanho-bronze 16×10^6 ($1,1 \times 10^5$)
Aço	30×10^6 (2×10^5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Ferro maleável	25×10^6 ($1,7 \times 10^5$)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Ferro nodular	24×10^6 ($1,7 \times 10^5$)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Ferro fundido	22×10^6 ($1,5 \times 10^5$)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Alumínio-bronze	$17,5 \times 10^6$ ($1,2 \times 10^5$)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Estanho-bronze	16×10^6 ($1,1 \times 10^5$)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Fonte: Projeto de Engenharia Mecânica, SHIGLEY (2008).

5.4 FATOR DINÂMICO K_v

Segundo Shigley (2005), os fatores dinâmicos são utilizados para considerar as imperfeições de manufatura e engranzamento de dentes das engrenagens. Essas imperfeições podem causar o erro de transmissão, que é definido como o desvio da condição de velocidade angular uniforme do par engrenado.

Para controlar os efeitos que podem causar erro de transmissão, existem números de controle de qualidade AGMA. As classes de qualidade de engrenamento incluem a faixa de 3 a 7 para engrenagens comerciais e a faixa de 8 a 12 para mais precisão. A qualidade selecionada para os pares influenciam no cálculo do fator dinâmico K_v .

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B \quad (15)$$

Sabendo que:

$$A = 50 + 56(1-B) \quad (16)$$

$$B = 0,25(12 - Q_v)^{2/3} \quad (17)$$

V: Velocidade da engrenagem [m/s]

A qualidade selecionada para os pares engrenados do projeto foi $Q_v = 7$, assim, os valores obtidos para o fator dinâmico estão na Tabela 8.

Tabela 8 - Fatores dinâmicos

	E 1 (Solar)	E 2 (Planetária)	E 3 (Anelar)	E 4	E 5	E 6	E 7
K_v	1,22	1,22	1	1,11	1,11	1,09	1,09

5.5 FATOR DE SOBRECARGA K_o

O fator de sobrecarga, de acordo com Shigley (2005), tem a função de considerar todas as cargas aplicadas externamente que excedem à carga tangencial nominal W em uma aplicação particular.

A Tabela 9 mostra os valores usuais de aplicação do K_o segundo a AGMA.

Tabela 9 - Fatores de sobrecarga

Máquina acionada			
Fonte de potência	Uniforme	Choques moderados	Choques intensos
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Choque leve	1,25	1,50	2,00
Choque médio	1,50	1,75	2,25

Fonte: Projeto de Engenharia Mecânica, SHIGLEY (2008).

5.6 FATOR DE CONDIÇÃO DE SUPERFÍCIE (Z_R)

Este fator é utilizado no cálculo da resistência à formação de cavidades. Segundo Shigley (2005), depende de fatores como acabamento superficial, tensões residuais e efeitos plásticos (como encruamento).

Não foram estabelecidas condições padronizadas para superfícies de dentes de engrenagens, mas a AGMA recomenda valores de Z_R maiores que a unidade. Sendo assim, foi adotado um valor de $Z_R = 1,05$.

5.7 FATOR DE TAMANHO K_S

Para Shigley (2005), o fator de tamanho reflete a não-uniformidade das propriedades do material associadas ao tamanho. Este fator depende de variáveis como o do tamanho do dente, diâmetro da peça, largura de face e capacidade de endurecimento e tratamento térmico.

A AGMA sugere a utilização de um fator K_S igual a 1 e, sendo assim, o fator selecionado para os cálculos foi de $K_S = 1$.

5.8 FATOR DE DISTRIBUIÇÃO DE CARGA K_H

Segundo Shigley (2005), o fator de distribuição de carga modifica as equações de tensão para refletir a não-uniformidade da distribuição de carga ao longo da linha de contato. O ideal é o posicionamento a uma distância média da engrenagem entre os mancais, onde a inclinação é nula quando a carga é aplicada, mas isso nem sempre é possível.

A equação do fator de carga é:

$$K_H = 1 + C_{mc} (C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \quad (18)$$

Sendo

$$C_{mc} = 1 \text{ para dentes sem coroamento}$$

$$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0,025 \text{ para } F \leq 1 \text{ in}$$

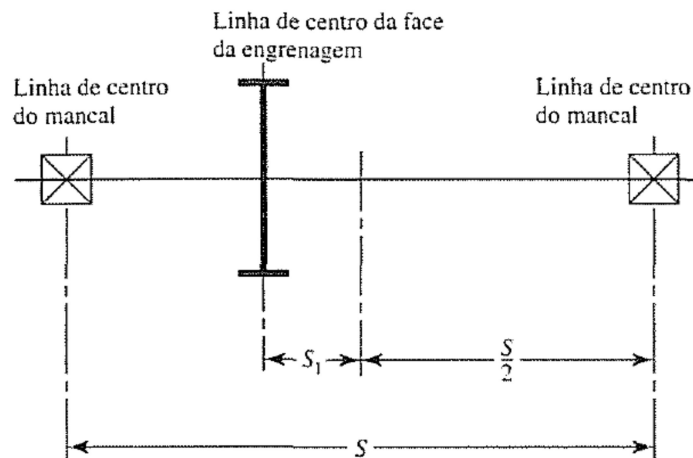
F: Largura de face [in]

d: Diâmetro primitivo do pinhão

$$C_{pm} = 1 \text{ para pinhão montado entre mancais com } S_1/S < 0,175 \text{ (Figura 12)}$$

$$C_{pm} = 1,1 \text{ para pinhão montado entre mancais com } S_1/S \geq 0,175 \text{ (Figura 12)}$$

Figura 12- Distribuição das distâncias S e S1 para avaliação de Cpm



Fonte: Projeto de Engenharia Mecânica, SHIGLEY (2008).

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 \quad (19)$$

Para F em polegadas.

Tabela 10 - Valores de A, B e C no cálculo de C_{ma}

Condição	A	B	C
Engrenamento aberto	0,247	0,0167	$-0,765(10^{-4})$
Unidades fechadas, comerciais	0,127	0,0158	$-0,093(10^{-4})$
Unidades fechadas, de precisão	0,0675	0,0128	$-0,926(10^{-4})$
Unidades de engrenagens fechadas, extraprecisas	0,00360	0,0102	$-0,822(10^{-4})$

Fonte: Projeto de Engenharia Mecânica, SHIGLEY (2008).

$$C_e = 1$$

Valores de C_e são diferentes de 1 quando há melhora da compatibilidade por lapidação ou ajuste na montagem, que não será o caso do projeto.

Após a realização dos cálculos de todos os termos da equação do fator de distribuição de carga, a Tabela 11 mostra os valores obtidos de K_H .

Tabela 11 - Fatores de distribuição de carga

	E 1 (Solar)	E 2 (Planetária)	E 3 (Anelar)	E 4	E 5	E 6	E 7
K_H	1,115	1,115	1,115	1,12	1,12	1,13	1,13

5.9 FATOR DE VIDA PARA CICLAGEM DE TENSÃO Z_N

Segundo Shigley (2005), o fator Z_N tem como propósito modificar as resistências AGMA para vidas que superam os 10^7 ciclos. Assim, para casos de até 10^7 ciclos, o fator Z_N é igual a 1.

5.10 FATOR DE CONFIABILIDADE Y_Z

O fator de confiabilidade, de acordo com Shigley (2005), leva em consideração o efeito das distribuições estatísticas de falhas por fadiga do material empregado. Assim, os valores para o fator de confiabilidade estão listados na Tabela 12.

Tabela 12 - Fatores de confiabilidade Y_Z

Confiabilidade	$K_R(Y_Z)$
0,9999	1,50
0,999	1,25
0,99	1,00
0,90	0,85
0,50	0,70

Fonte: Projeto de Engenharia Mecânica, SHIGLEY (2008).

5.11 FATOR DE TEMPERATURA Y_θ

De acordo com Shigley (2005), para temperaturas de operação de até 120°C , o fator de temperatura a ser utilizado é $Y_\theta = 1$.

5.12 FATOR DE ESPESSURA DE BORDA K_B

O fator de borda, segundo Shigley (2005), é utilizado quando a espessura da borda não é suficiente para proporcionar suporte completo à raiz do dente, nesse caso, a falha por fadiga flexional pode ocorrer ao longo da borda da engrenagem.

O fator de espessura de borda depende da razão auxiliar abaixo:

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad (20)$$

t_R : Espessura de borda abaixo do dente [in]

h_t : Altura do dente [in]

Definida a razão auxiliar, o fator de espessura de borda será:

$K_B = 1$ quando $m_B \geq 1,2$

5.13 RESULTADOS DE TENSÕES DE FLEXÃO

Com todos os fatores necessários para os cálculos definidos, pode-se resolver a equação fundamental AGMA de flexão. Os resultados obtidos com os cálculos são mostrados na Tabela 13.

$$\sigma_f = W^t K_O K_v K_S \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_J} \quad (21)$$

Tabela 13 - Tensões de flexão calculadas

	E 1 (Solar)	E 2 (Planetária)	E 3 (Anelar)	E 4	E 5	E 6	E 7
σ_f [MPa]	78,36	81,8	48,58	635,19	519,93	695,73	580,07

5.14 RESULTADOS DE TENSÕES DE CONTATO

Da mesma forma com o realizado com a tensão de flexão, pode-se resolver a equação fundamental AGMA para resistência à formação de cavidades. Os resultados obtidos com os cálculos são mostrados na Tabela 14.

$$\sigma_c = Z_E (W^t K_O K_v K_S \frac{K_H}{d_{w1} b} \frac{Z_R}{Z_I})^{\frac{1}{2}} \quad (22)$$

Tabela 14 - Tensões de contato calculadas

	E 1 - E 2	E 2 - E 3	E 4 - E 5	E 6 - E 7
σ_c [MPa]	759,5	247,68	1388,45	1895,29

5.15 FATORES DE SEGURANÇA DO PROJETO

Os fatores de segurança serão calculados considerando as tensões de flexão e de contato calculadas e as tensões admissíveis do material. O material selecionado para a fabricação das engrenagens foi o aço SAE 4340, que passa pelo processo de têmpera superficial aumento da dureza e revenimento para alívio de tensões residuais. As tensões admissíveis de flexão e compressão são, 1100 MPa e 1900 MPa, respectivamente.

$$\sigma_{all} = \frac{\sigma_{FP}}{S_F} \frac{Y_N}{Y_Z Y_\theta} \quad (23)$$

$$\sigma_{c,all} = \frac{\sigma_{HP}}{S_H} \frac{Z_N Z_W}{Y_Z Y_\theta} \quad (24)$$

Resolvendo as equações para os fatores de segurança para tensões de flexão e de contato, obtiveram-se os resultados apresentados nas Tabelas 15 e 16.

Tabela 15 - Fatores de segurança do projeto para tensões de flexão

	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7
S_F	14,09	13,49	22,74	6,94	2,12	1,58	1,90

Tabela 16 - Fatores de segurança do projeto para tensões de contato

	E1/E2	E2/E3	E4/E5	E5/E6
S_H	2,50	7,67	1,37	1,00

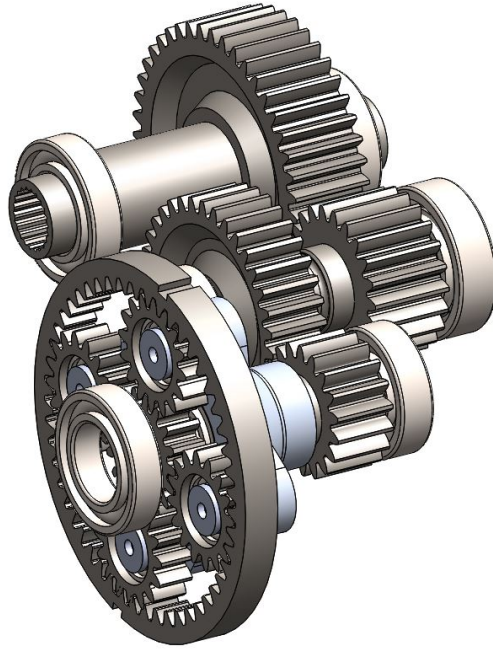
Pode-se observar que os fatores de segurança para tensões de contato ou resistência à formação de cavidades são menores. Isso é previsto por Shigley (2005) em projetos de engrenagens de aço. Além disso, por ser um carro de competição, a principal preocupação é o melhor desempenho para uma vida útil de aproximadamente 50 horas de uso entre testes e competições. Ainda assim, são recomendadas inspeções regulares em todas as superfícies dentadas.

Através do dimensionamento acima foi determinado as larguras de face das engrenagens, como pode ser visualizado na Tabela 17. Além disso, foi elaborado o desenho esquemático da disposição das engrenagens, como pode ser visto na Figura 13.

Tabela 17 - Larguras de face das engrenagens

	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7
F [mm]	14,00	14,00	14,00	24,00	24,00	32,00	32,00

Figura 13 - Desenho das engrenagens



6 ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS NAS ENGRENAGENS ALIVIADAS

À medida que a velocidade de rotação vai diminuindo nos pares de engrenagens, o torque aumenta na mesma proporção. Sendo assim, as engrenagens mais próximas do eixo de saída, tem uma largura de face maior do que as engrenagens próximas ao eixo de entrada da caixa de transmissão. Uma maior largura de face corresponde a uma maior massa da engrenagem, aumentando o peso e a inércia do próprio sistema de transmissão. Com o intuito de reduzir a massa do corpo da engrenagem, realizou-se um estudo, através do método de elementos finitos, para que esse alívio não comprometa a integridade estrutural da engrenagem.

O software escolhido para as simulações estruturais foi o *software* Ansys Workbench 15.0, através do módulo de análise de estática estrutural. Em cada caso, foi analisada a convergência da malha, onde se inicia o ensaio através de uma malha não sofisticada e logo após um refinamento é realizado, até que este não interfira mais no resultado. Os elementos utilizados na malha foram do tipo tetraédricos. Realizou-se o ensaio das engrenagens 5 e 7, por possuírem maior diâmetro e largura de dente.

Para estas engrenagens o estudo foi realizado de maneira comparativa, onde, primeiramente foi realizado o ensaio para a engrenagem desenvolvida através da AGMA e em seguida ensaiada a engrenagem com os respectivos alívios de massa. O intuito desta comparação foi observar qual a influencia do alívio na distribuição de tensão no corpo da engrenagem.

6.1 ANÁLISE DA ENGRENAGEM 5

As Figuras 14 e 15 mostra a malha e a condições de contorno para a engrenagem 5 sem o alívio de massa. Já as Figuras 16 e 17 mostram a malha e a condição de contorno para a engrenagem com o alívio de massa. Como condição de contorno, foi adotado um engaste através de suas estrias, que acoplam no eixo, e em sua extremidade foi aplicada a equivalente ao maior torque em que a engrenagem está sujeita.

Figura 14 – Malha da engrenagem 5 sem o alívio de massa

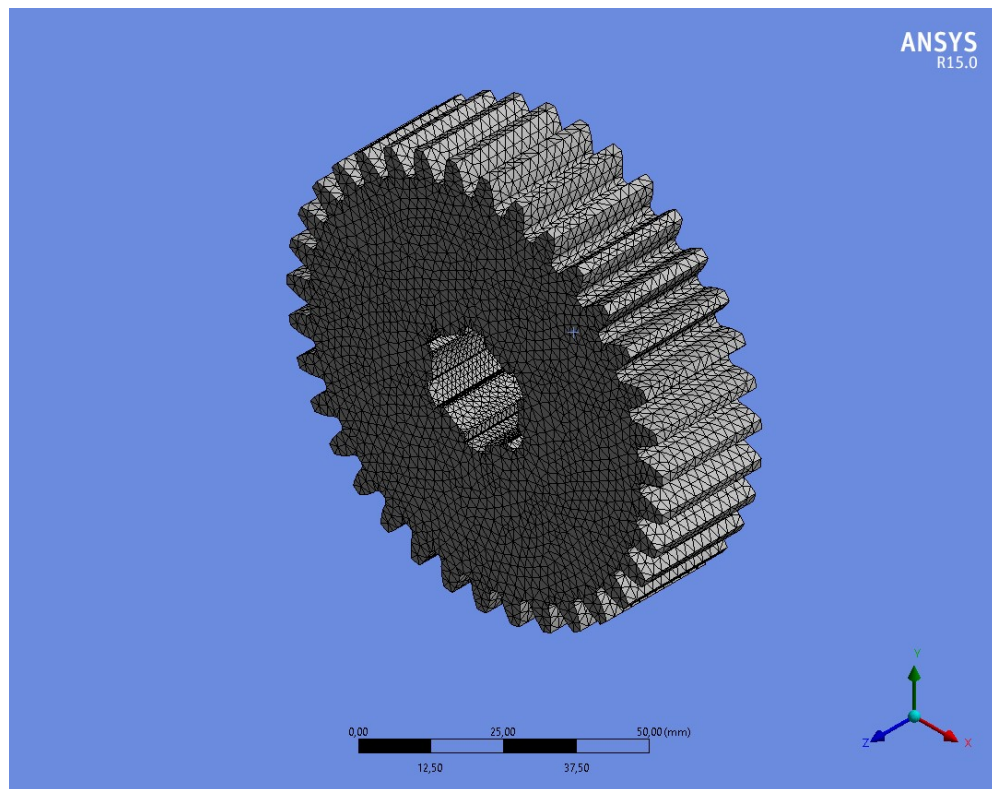


Figura 15 - Condições de contorno da engrenagem 5 sem alívio de massa

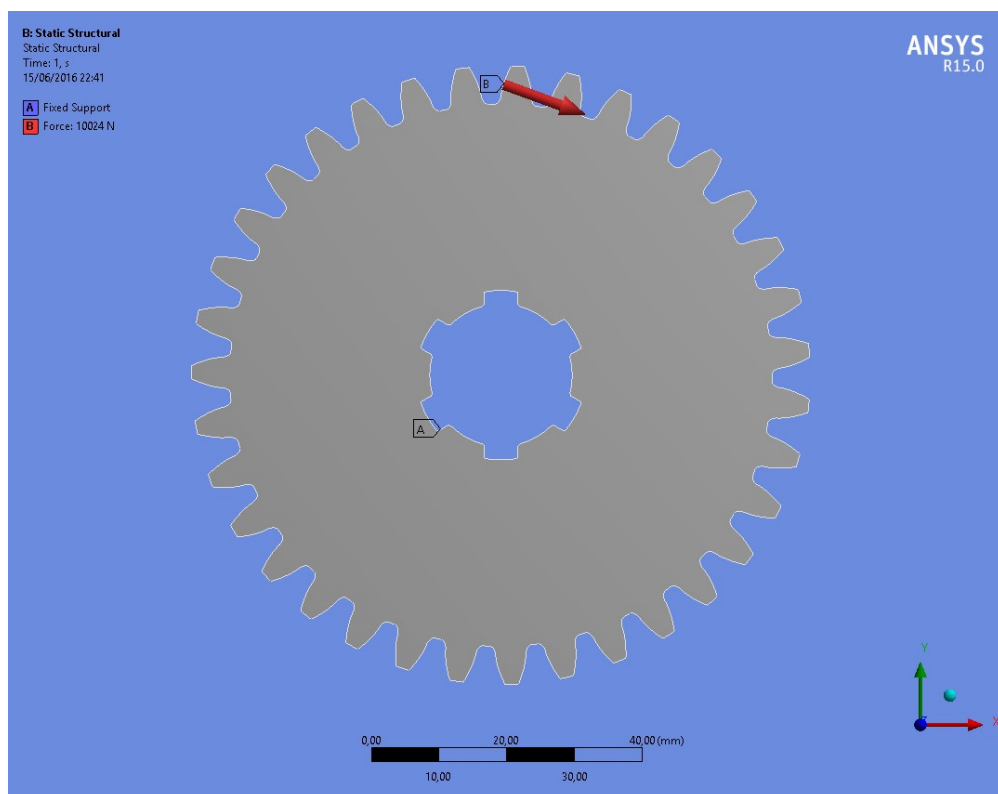


Figura 16 - Malha da engrenagem 5 com o alívio de massa

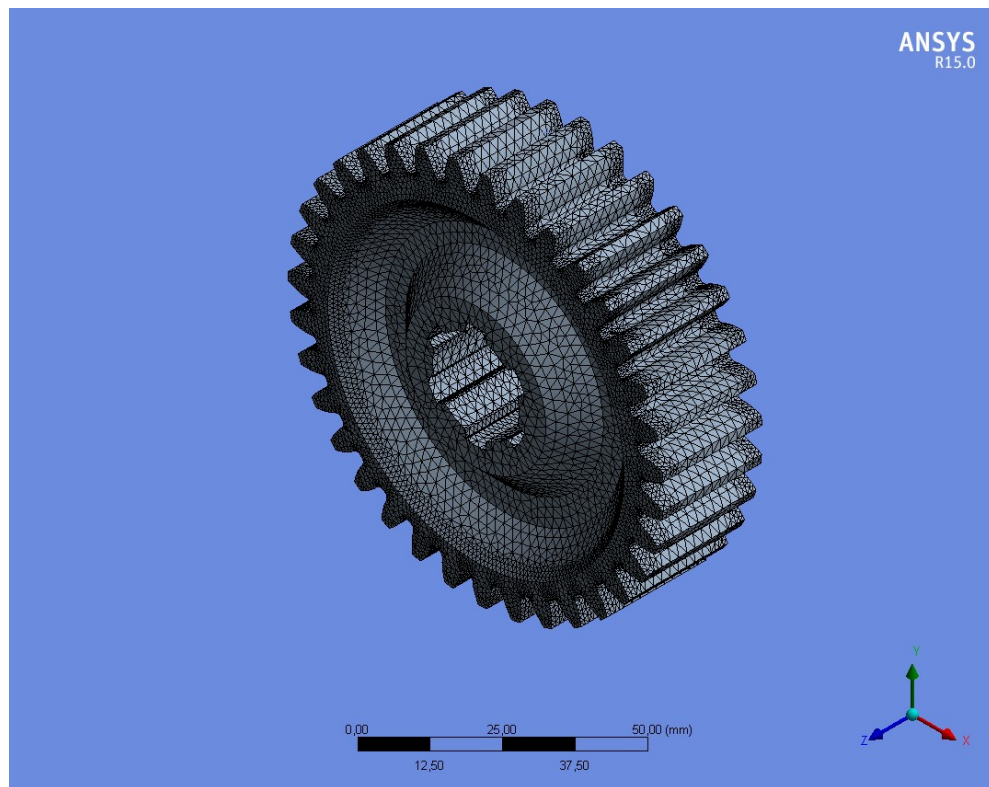
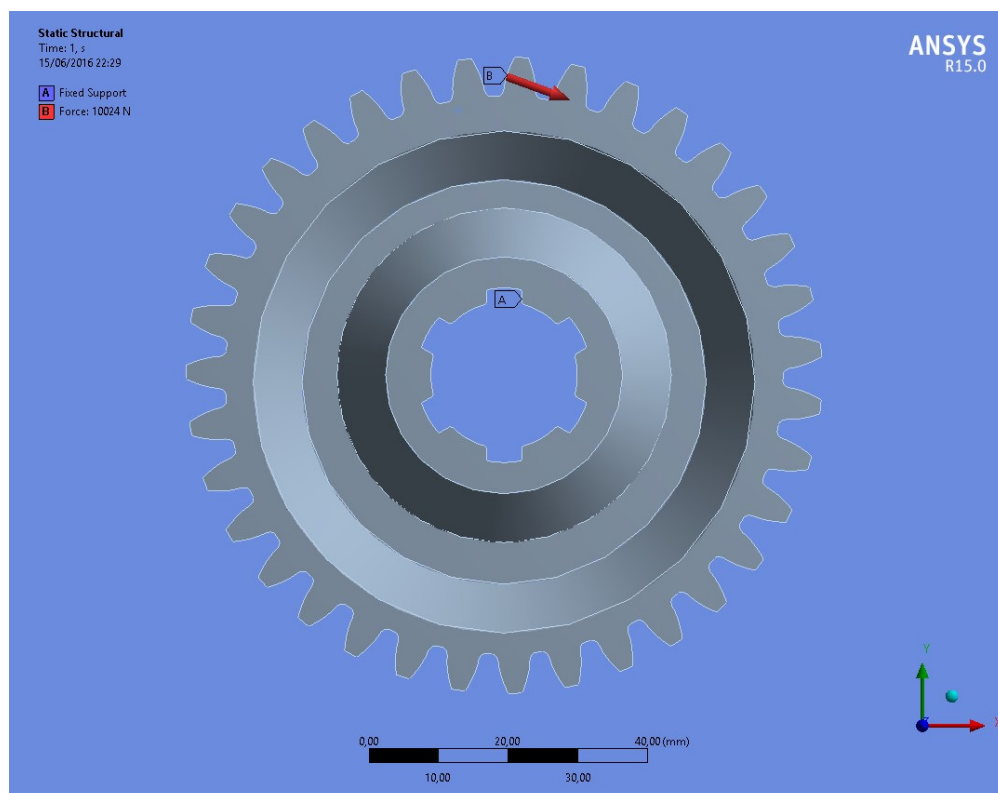


Figura 17 - Condições de contorno da engrenagem 5 com alívio de massa



Os resultados dos ensaios, para a engrenagem 5, são expostos nas Figuras 18 a 21, a seguir:

Figura 18 - Deformação total da engrenagem 5 sem alívio de massa

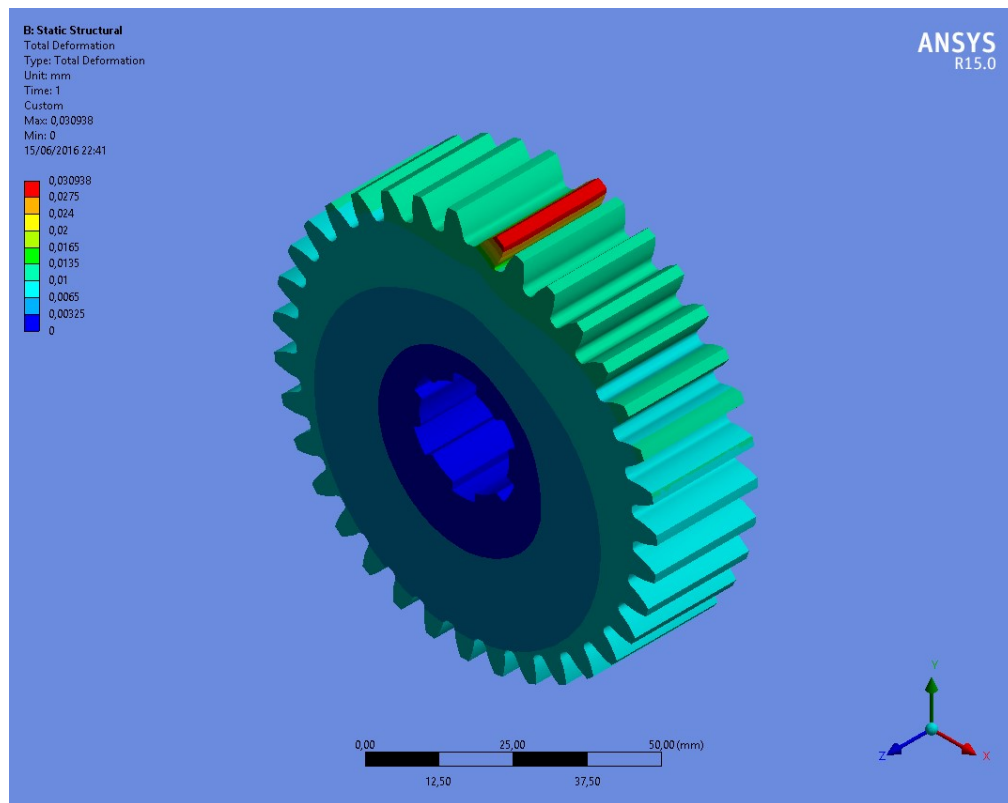


Figura 19 - Tensão Equivalente de Von Misses na engrenagem 5 sem alívio de massa

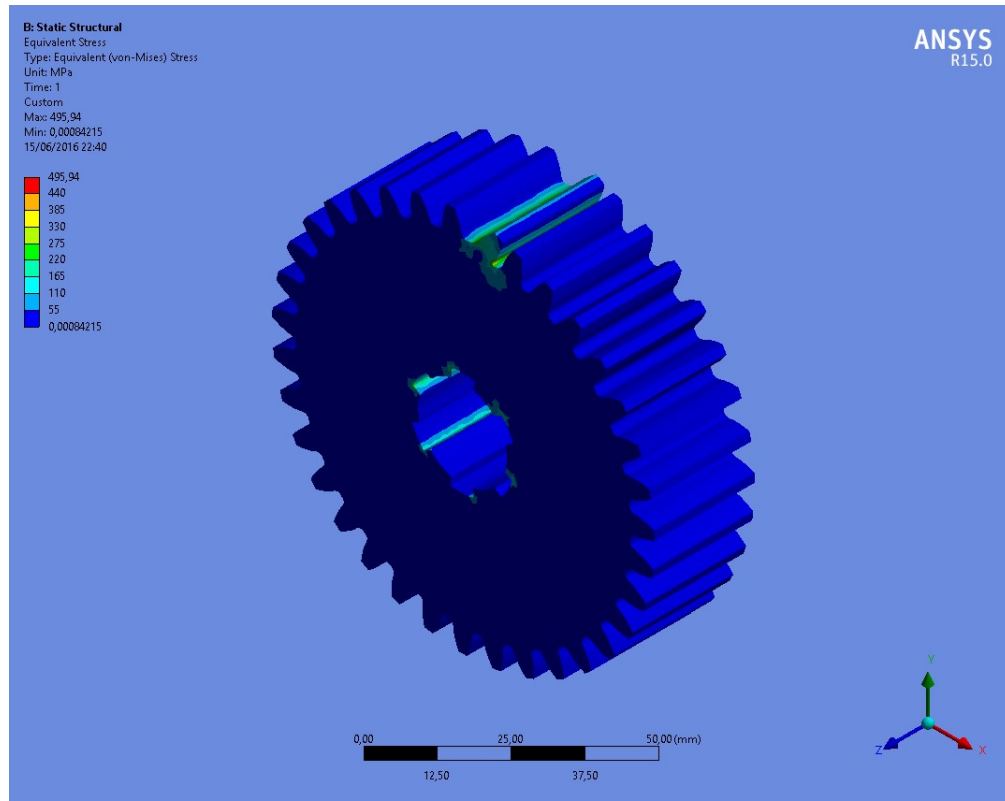


Figura 20 - Deformação total da engrenagem 5 com alívio de massa

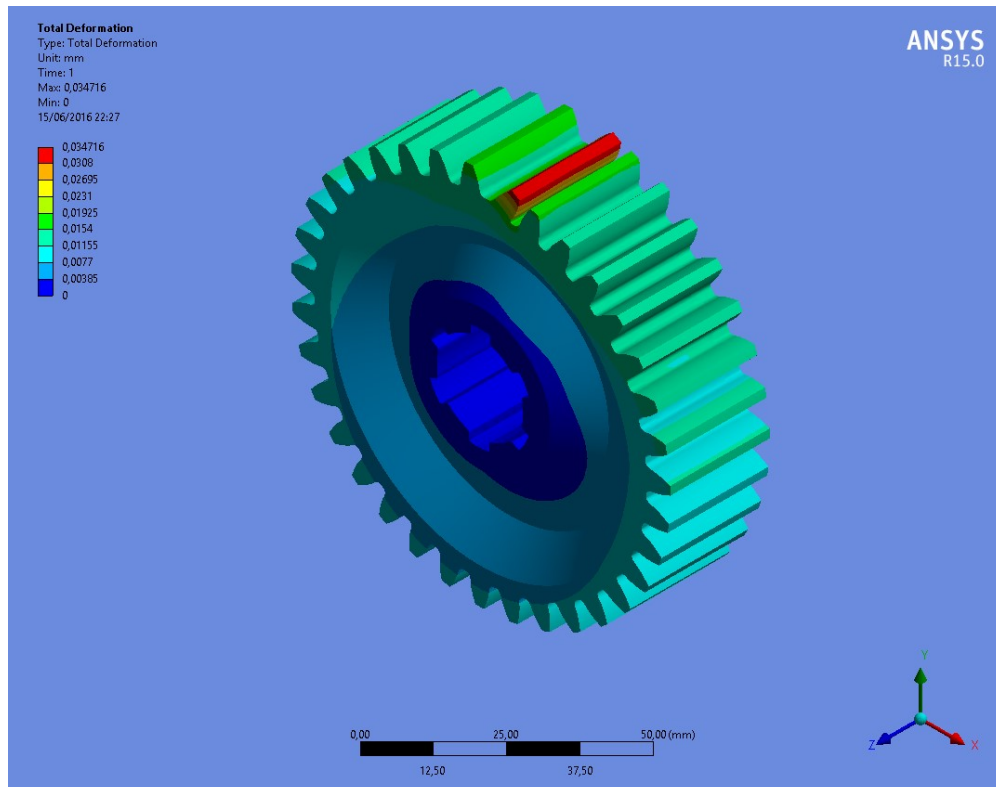


Figura 21 - Tensão Equivalente de Von Misses na engrenagem 5 com alívio de massa

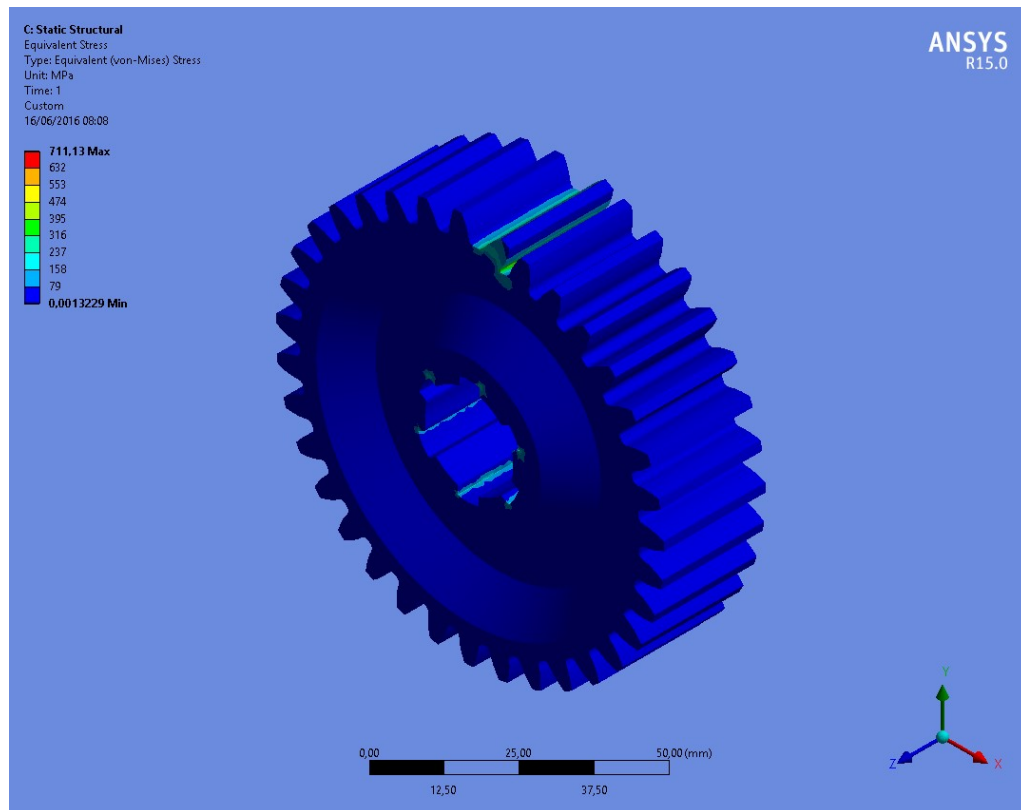


Tabela 18 - Resultados dos ensaios para a engrenagem 5

	Tensão Equivalente de Von Misses [MPa]	Deformação Máxima [mm]	Fator de Segurança	Massa [Kg]
Sem alívio de massa	495,94	0,031	2,32	1,02
Com alívio de massa	711,13	0,034	1,62	0,79

Analisando os resultados através da Tabela 18, pode-se notar que houve um aumento significativo na tensão de Von Misses para o caso da engrenagem aliviada. No entanto, este valor ainda se encontra bem abaixo do limite de escoamento do material, garantindo um fator de segurança de 1,62 para a engrenagem aliviada. Este fator se mostra satisfatório, além disso, a redução de 22,5% da massa da engrenagem cumprindo o objetivo proposto.

6.2 ANÁLISE DA ENGRENAGEM 7

Para a engrenagem 7, as Figuras 22 a 25, mostram as condições de contorno e as malhas utilizadas nos ensaios. Nesta engrenagem a preocupação com a massa da mesma é maior, visto que, é a maior engrenagem do conjunto e ainda tem a maior largura. Para as condições de contorno, foi utilizada a mesma técnica aplicada a engrenagem 5.

Figura 22 – Malha da engrenagem 7 sem o alívio de massa

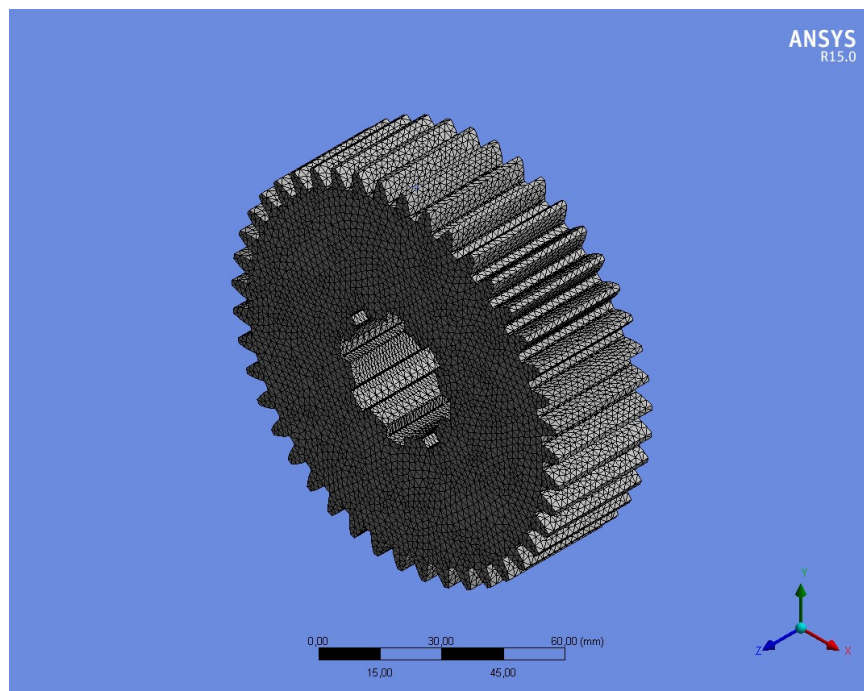


Figura 23 - Condições de contorno da engrenagem 7 sem alívio de massa

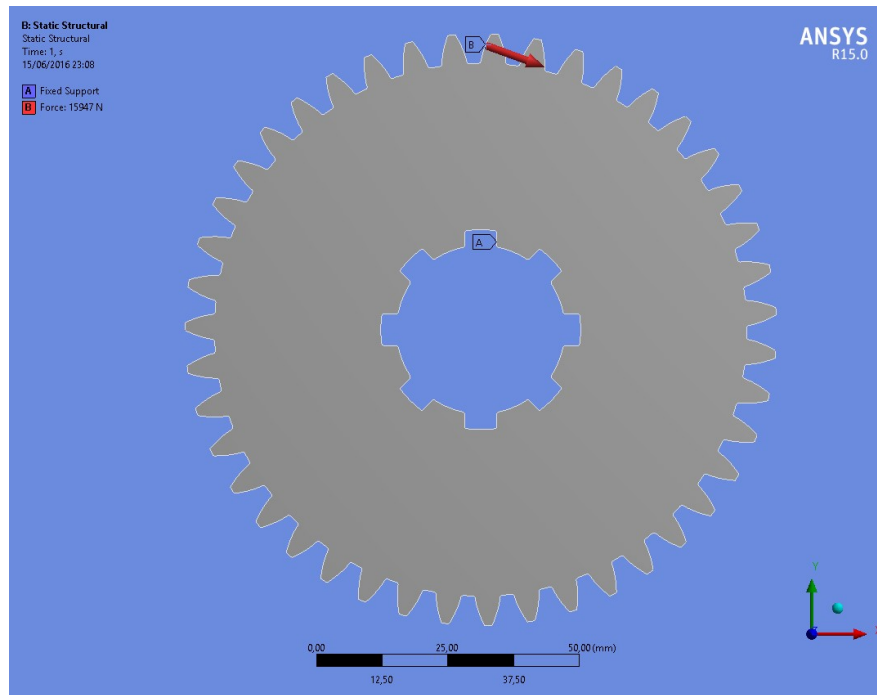


Figura 24 – Malha da engrenagem 7 com o alívio de massa

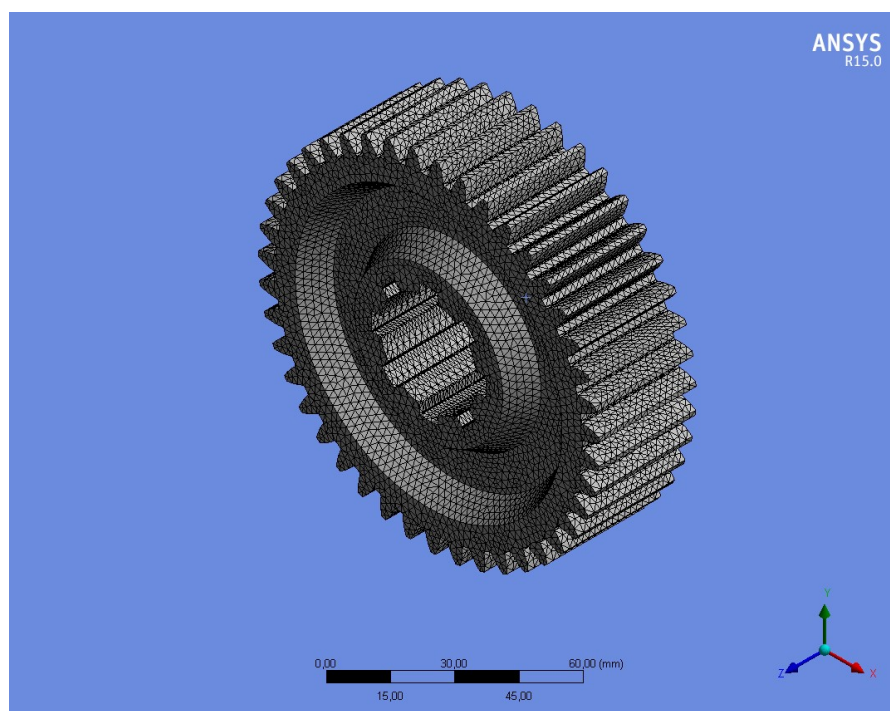
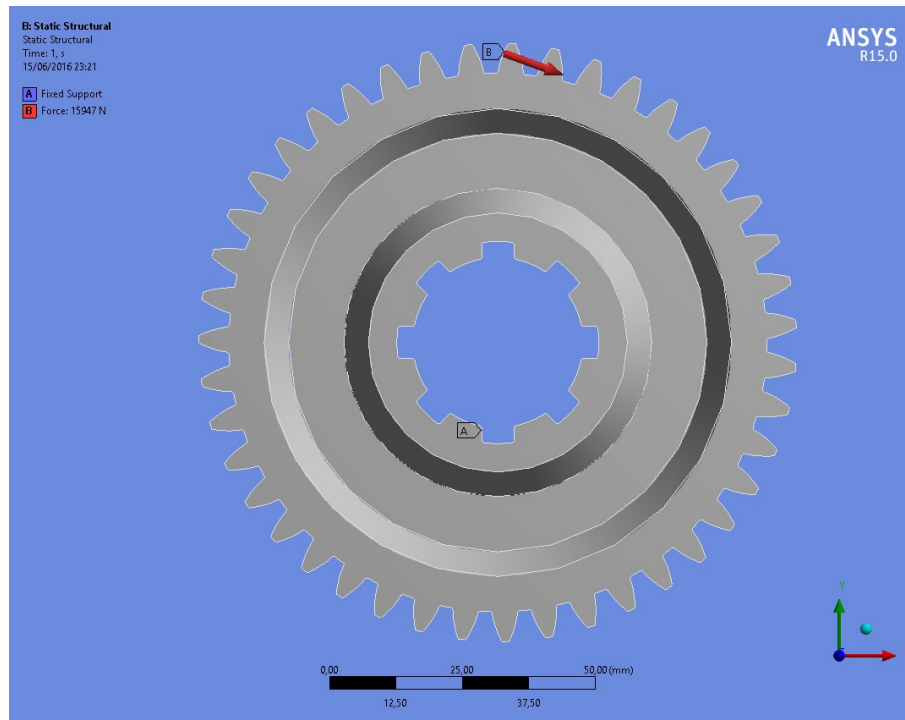


Figura 25 - Condições de contorno da engrenagem 7 com alívio de massa



Os resultados podem ser visualizados a seguir, nas Figuras 26 a 29.

Figura 26 - Deformação total da engrenagem 7 sem alívio de massa

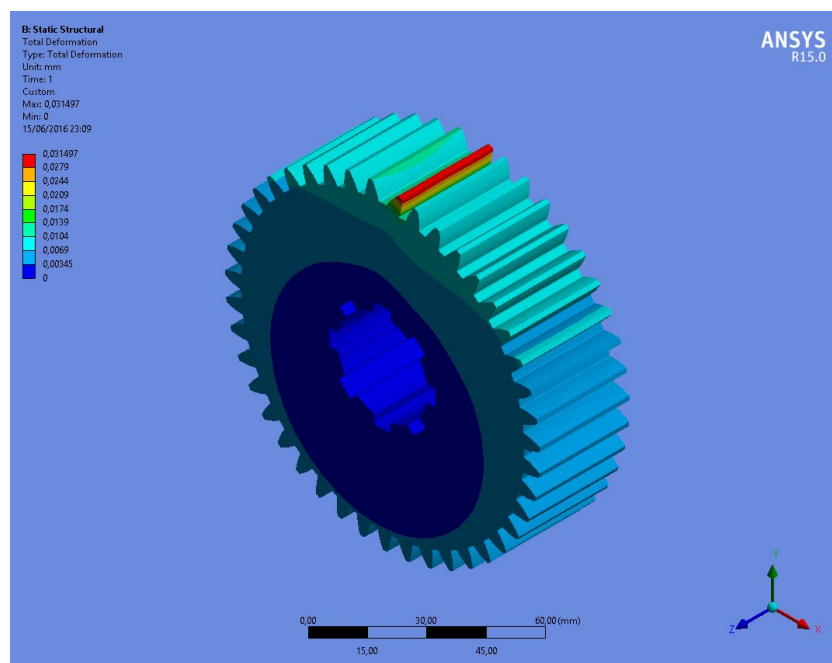


Figura 27 - Tensão Equivalente de Von Misses na engrenagem 7 sem alívio de massa

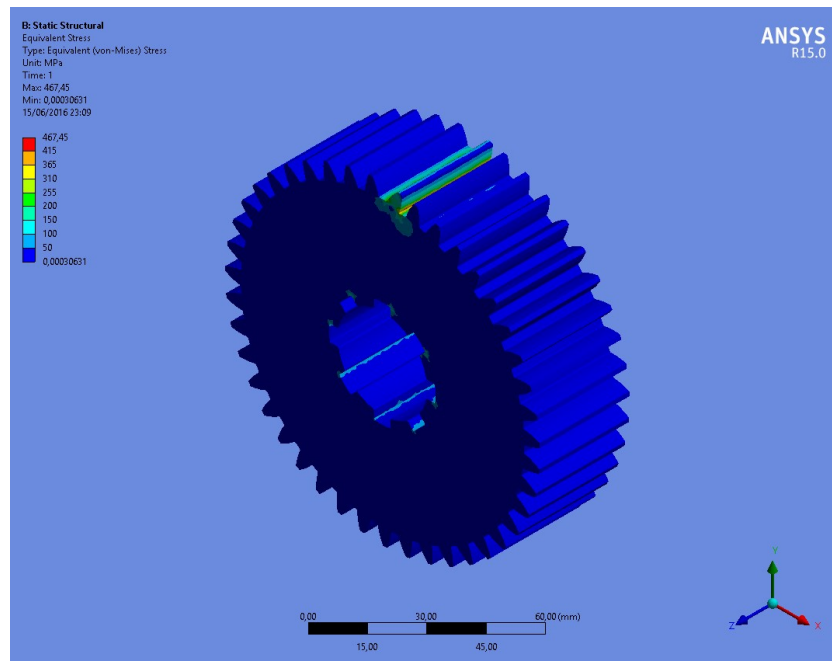


Figura 28 - Deformação total da engrenagem 7 com alívio de massa

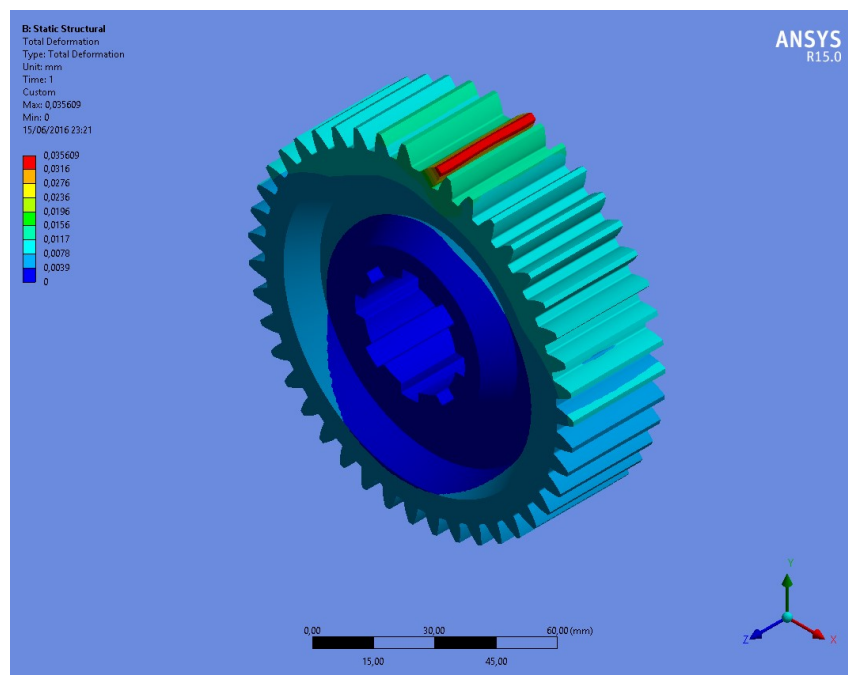


Figura 29 - Tensão Equivalente de Von Misses na engrenagem 7 com alivio de massa

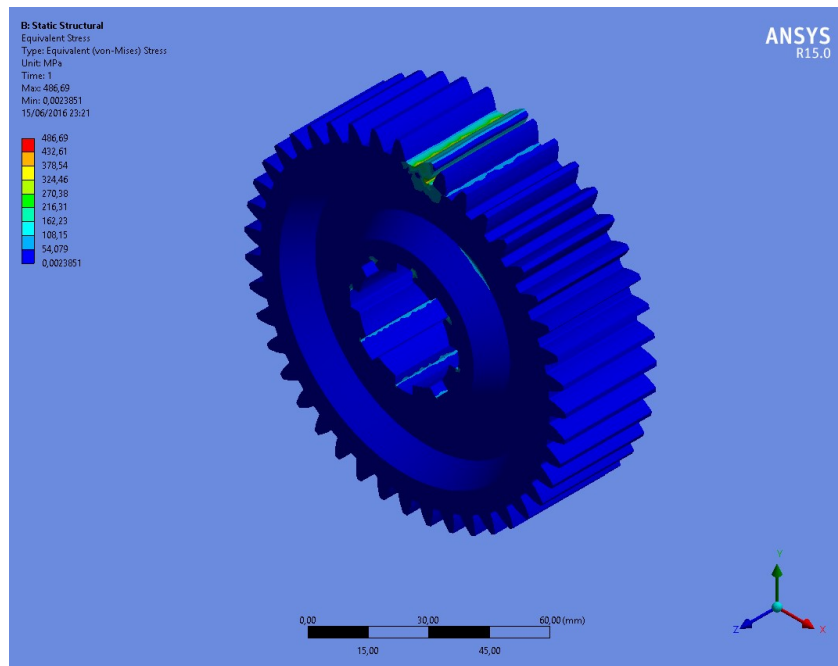


Tabela 19 - Resultados dos ensaios para a engrenagem 7

	Tensão Equivalente de Von Misses [MPa]	Deformação Máxima [mm]	Fator de Segurança	Massa [Kg]
Sem alivio de massa	467,45	0,031	2,46	1,99
Com alivio de massa	486,69	0,035	2,36	1,59

Para a engrenagem 7 a variação no fator de segurança foi mínima, 4,06%, em vista dos 20,1% em redução de massa. O fator limitante para uma maior retirada de massa, neste caso, são as características construtivas da engrenagem. Para não resultar em uma forma muito complexa de se usar, optou-se por um formato conservador no alivio da massa.

7 PROJETO DOS EIXOS

7.1 TIPO DO EIXO

Foram selecionados eixos estriados da norma DIN 5462 e 5463, por permitirem a montagem e desmontagem das engrenagens, o que não seria possível por ajustes prensados. Facilitando, assim, a troca dos componentes da caixa. Para efeito de segurança das engrenagens foi adotada uma chaveta como elemento fusível no eixo de entrada, conectando o CVT ao mesmo. Assim, se houver algum torque excessivo, o rompimento desta chaveta impede que haja qualquer problema com as engrenagens.

7.2 MATERIAL DOS EIXOS

O material selecionado para a construção dos eixos, assim como para as engrenagens, foi o aço SAE 4340. Por possuir boa resistência mecânica e ser um material de fácil acesso para a equipe. Além disso, este aço tem uma resposta extremamente eficaz no que tange ao aumento da capacidade mecânica quando sujeito a tratamentos térmicos e superficiais.

7.3 ESFORÇOS NOS EIXOS

Os esforços atuantes nos eixos são calculados através da equação resolvida para os raios do eixo, segundo Hibbeler (2010). A equação combina tensões de flexão e de torção no eixo, resultando o raio mínimo do mesmo para resistir às mesmas, considerando a tensão admissível do material.

$$c = \left(\frac{2}{\pi \sigma_{adm}} \sqrt{M^2 + T^2} \right)^{1/3} \quad (25)$$

c: Raio do eixo

σ_{adm} : Tensão admissível do material

M: Momento fletor máximo atuante no eixo

T: Torção máxima no eixo

Os momentos fletores máximos em todos os eixos foram calculados através de diagramas de esforço cortante e momento fletor, mostrados no anexo A, juntamente com os respectivos diagramas de corpo livre. A Tabela 20 mostra os momentos

fletores máximos, torques e resultados de raios mínimos necessários para resistência dos eixos.

Tabela 20 - Análise dos eixos

	Eixo 1	Eixo 2	Eixo 3	Eixo 4
Momento Fletor Máximo [N.m]	340,66	155,21	467,15	473,91
Torque Máximo [N.m]	56,10	211,93	412,00	805,45
Raio mínimo admissível [mm]	5,85	5,34	7,12	8,15
Raio Adotado [mm]	10,5	11,5	21e-10i	30e-23i
Fator de Segurança	3,23	4,64	2,18	1,40

Cada eixo está submetido a apenas um sentido de torque, assim, o máximo torque em cada eixo é aquele ao qual ele está sujeito.

A Tabela 20 mostra também os raios internos dos eixos estriados selecionados, uma vez que eles serão a seção resistente dos mesmos, as análises são feitas em relação aos mesmos. No caso dos eixos 3 e 4, temos um raio externo e um interno, pois foi feito uma redução de massa dos mesmos.

7.4 VISUALIZAÇÃO DOS EIXOS E FATOR DE SEGURANÇA

O fator de segurança para todos os eixos foi calculado dividindo a área da seção transversal resistiva dos eixos adotados pela área do raio mínimo calculado. Os valores dos coeficientes de segurança são mostrados na Tabela 20.

Para a visualização do resultado do dimensionamento, as Figuras 30 e 31 representam as vistas isométricas dos eixos 1 e 2, respectivamente.

Figura 30- Vista isométrica do eixo 1

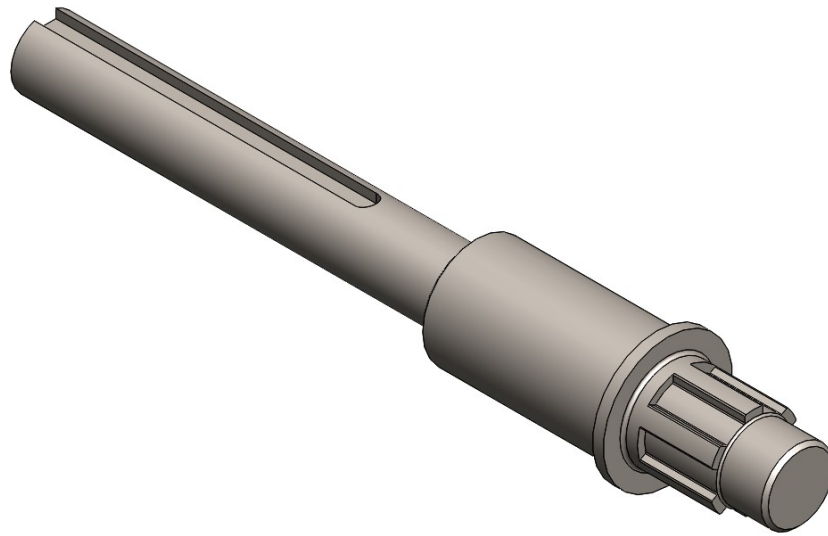
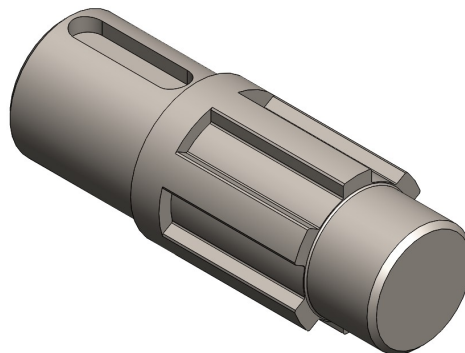


Figura 31 - Vista isométrica do eixo 2



Para fins de redução de massa e transmissão de torque, os eixos 3 e 4, respectivamente, são vazados, conforme Figuras 32 e 33. Neste caso, a área da seção transversal é calculada pela diferença da área do raio externo pela área do raio interno do furo.

Figura 32 - Vista isométrica do eixo 3

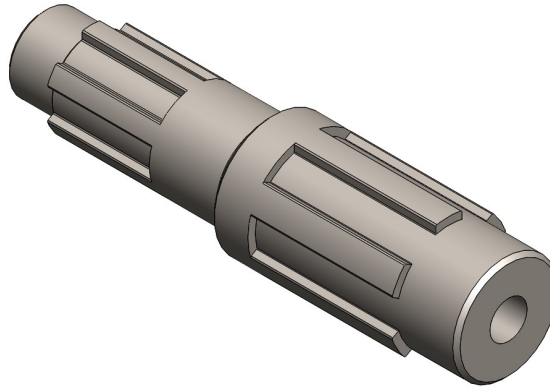
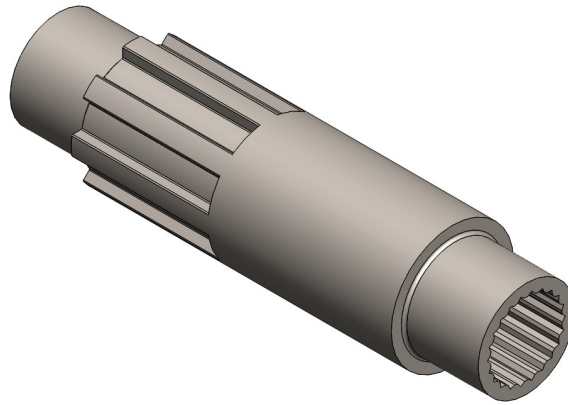


Figura 33 - Vista Isométrica do eixo 4



8 MANCAIS DE ROLAMENTO

8.1 TIPO DE ROLAMENTO

Os rolamentos utilizados são do fabricante NTN-SNR, de acordo com a Tabela 21. Todos os rolamentos foram selecionados para resistir aos esforços necessários calculados para o desenvolvimento dos diagramas de esforço cortante e momento fletor. Como não há esforço axial o tipo de rolamento mais adequado a ser utilizado é de esfera de contato radial, sem a necessidade de serem blindados. A Tabela 21 mostra as reações desenvolvidas nos rolamentos.

Tabela 21 - Reações dos mancais de rolamento

Mancal	Força Radial [N]	Força Tangencial [N]	Força Resultante [N]
M1	10897,56	356,19	10903,38
M2	7424,43	267,14	7429,23
M3	226,87	623,33	663,33
M4	1769,46	4861,55	5173,56
M5	1105,79	11429,84	11483,21
M6	3131,62	12974,61	13347,19
M7	1964,68	5397,92	5744,35
M8	3489,48	9587,27	10202,56

8.2 FATOR DE SEGURANÇA DOS ROLAMENTOS

O fator de segurança aplicado nos mancais é calculado dividindo a carga máxima admitida pelo rolamento pela carga máxima aplicada ao mesmo. Os fatores de segurança são mostrados na Tabela 22.

Tabela 22 - Fatores de segurança dos rolamentos

Mancal	Rolamento Selecionado	Carga Suportada [N]	Fator de Segurança
M1	6006	13200	1,21
M2	6004	9400	1,27
M3	6902	3650	5,50
M4	62/22	12900	2,49
M5	6006	13200	1,15
M6	62/28	17900	1,34
M7	6006	13200	2,30
M8	6006	13200	1,29

9 CARÇAÇA

A carcaça tem como função suportar os rolamentos, os esforços envolvidos e ainda apoiar os retentores para evitar que impurezas entrem em contato com as engrenagens. Visando a redução de massa e ainda uma boa resistência mecânica, o material selecionado para a confecção da carcaça foi o alumínio. O projeto da mesma foi idealizado para que seja fabricada por usinagem em uma fresadora CNC. Pensando na facilidade da montagem e na manutenção, a caixa foi dividida em duas partes, como pode ser visualizado nas Figuras 34 e 35, e sua geometria foi idealizada juntamente com a ancoragem do sistema de transmissão no chassi do veículo.

Figura 34 - Vista Isométrica explodida da Carcaça

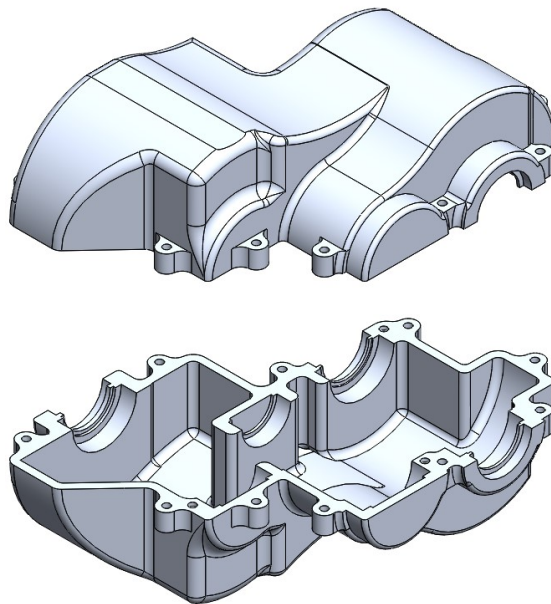
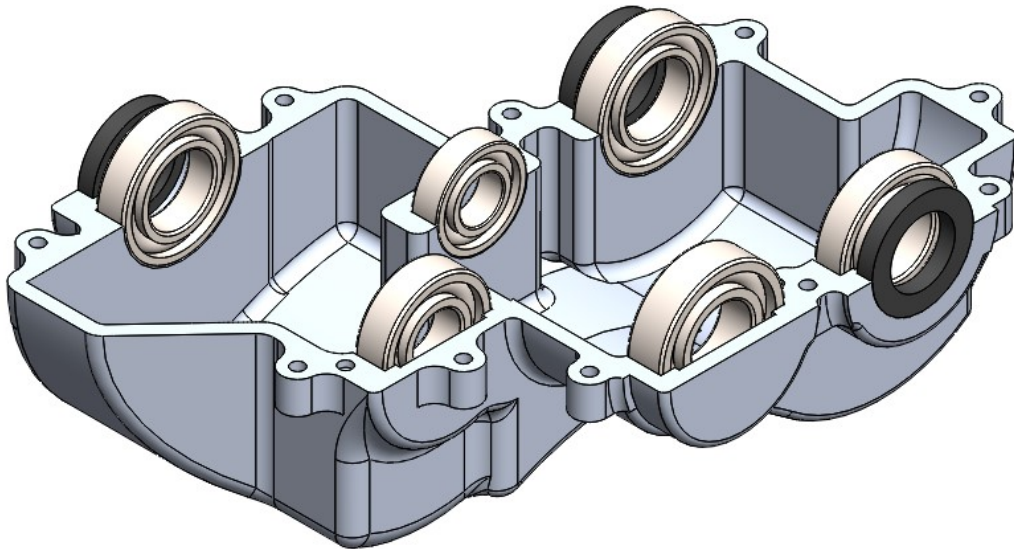


Figura 35 - Rolamentos e retentores montados na Carcaça



Para o posicionamento dos rolamentos, foram projetados berços para o assentamento dos mesmos, bem como berços para o assentamento de retentores, tanto no eixo de entrada quanto no eixo de saída da caixa de transmissão. Os retentores foram selecionados de acordo com o diâmetro do eixo em que estão posicionados. Sua principal função é reter, ou seja, impedir que óleo no interior da caixa saia e ainda, que impurezas presentes no ambiente, contaminem a caixa de transmissão. Os retentores selecionados são do tipo BR, ou seja, vedação principal de borracha com mola, recoberto externamente com borracha. Os três retentores utilizados são do mesmo tipo, com as características descritas na Tabela abaixo.

Tabela 23 - Especificação dos retentores

Dimensões	Quantidade	Material	Tipo	Código Sabó
30x47x6	3,000	NBR	BR	01695BR

Nas Figuras 36 a 38 tem-se a caixa completamente montada.

Figura 36 - Caixa montada aberta

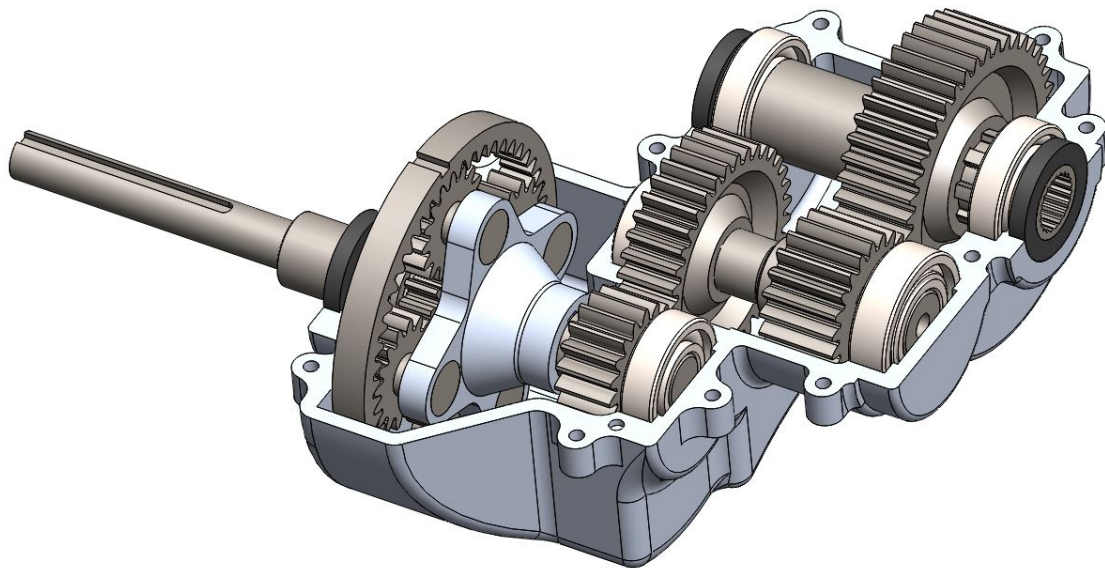


Figura 37 - Vista superior da caixa montada

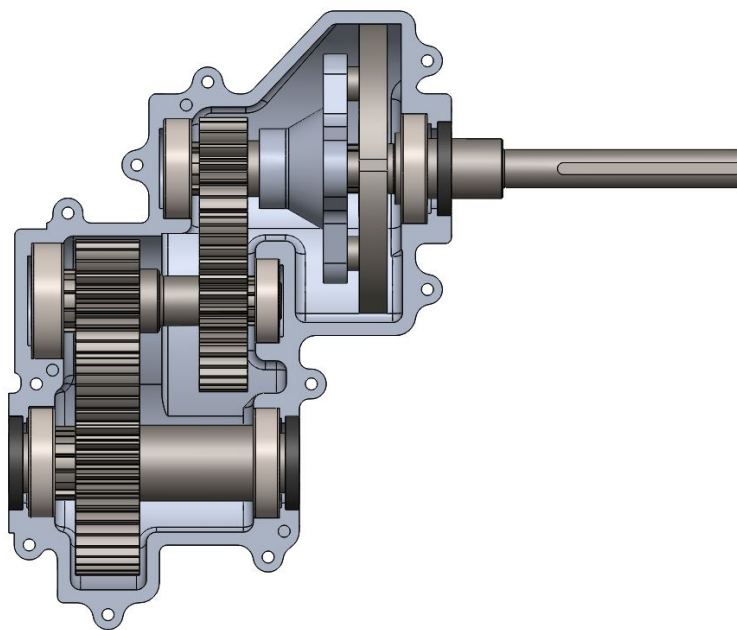
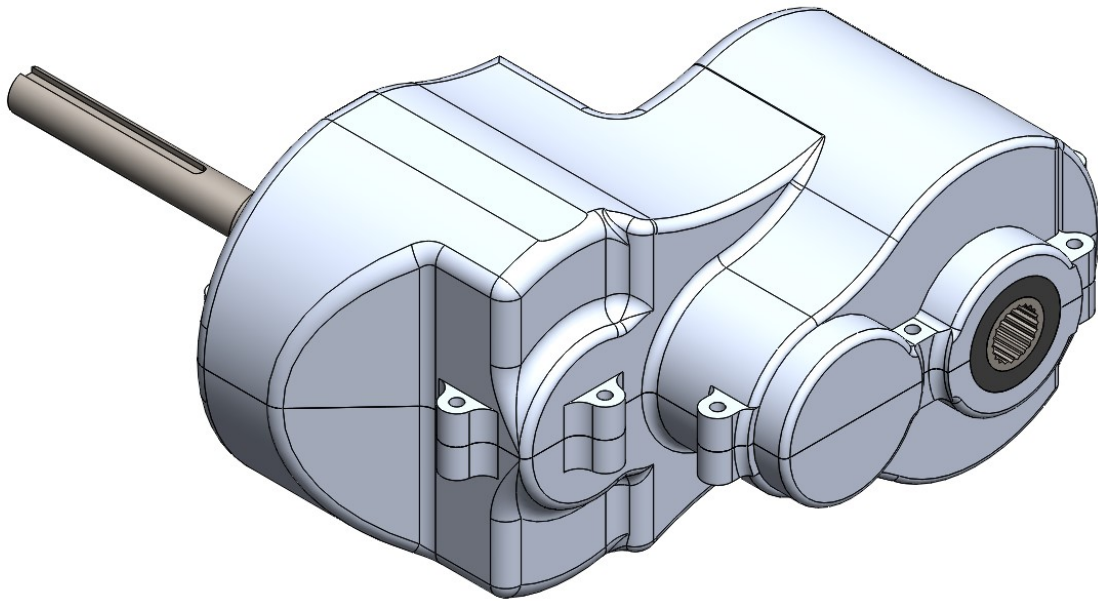


Figura 38 - Caixa fechada



10 LUBRIFICAÇÃO

A lubrificação em engrenagens é fundamental para a garantia do funcionamento adequado das mesmas, além de evitar o desgaste prematuro dos elementos engrenados. O lubrificante tem um importante papel no controle de temperatura, reduzindo o atrito e também auxiliando na troca de calor, resfriando as partes em contato.

A lubrificação da caixa de transmissão será feita por banho de óleo, através da imersão parcial das engrenagens no lubrificante, que estará armazenado dentro da carcaça. Assim, a lubrificação se dá pelo movimento de rotação das engrenagens. A rotação das engrenagens imersas em óleo ou parcialmente imersas promoverá a lubrificação completa delas mesmas, bem como a lubrificação das outras engrenagens.

O óleo selecionado para a utilizado é o óleo SAE 80W90, na quantidade de 500 ml atendendo as especificações de temperatura, viscosidade e adesividade do projeto.

11 MANUTENÇÃO

11.1 MANUTENÇÃO PREVENTIVA

A manutenção preventiva é primordial em todos os sistemas e máquinas de engenharia, evitando que falhas venham a ocorrer. A manutenção preventiva terá como base a inspeção de todos os componentes da caixa de transmissão, buscando quaisquer anomalias como trincas, evidências de desgaste, surgimento de porosidade nos dentes das engrenagens e presença de limalha no óleo.

Deve-se também verificar o volume de óleo armazenado na carcaça, evitando falhas de lubrificação que podem causar danos às engrenagens.

11.2 TROCA DE ÓLEO

A troca de óleo deverá ser realizada ao final de cada competição, evitando que o mesmo fique contaminado com impurezas oriundas da poeira causada pela circulação pelas pistas do enduro. Os óleos utilizados em testes podem ser reutilizados, quando não forem feitos em ambientes agressivos.

12 RESULTADOS E CONCLUSÃO

Este projeto de graduação apresenta o projeto completo de uma caixa de transmissão redutora por um trem de engrenagem epicicloidal e um trem composto para substituir o antigo sistema de redução e melhorar o desempenho do protótipo.

O projeto leva em conta vários aspectos de aplicação da caixa de transmissão, sendo bastante conservador e com análises criteriosas para garantir o perfeito funcionamento da mesma. Mesmo com toda a precaução, através de uma estimativa no software SolidWorks® obteve-se uma massa total da caixa de transmissão de 10,5 kg. O sistema de transmissão anterior era composto por um redutor de 6,3 kg e um diferencial de 9,2 kg, totalizando 15,5 kg.

O novo sistema apresenta uma redução percentual de massa de 32,25% em todo o sistema de transmissão. O que por si só já iria influenciar positivamente no desempenho do veículo em questão. Além disso, a caixa projetada tem uma eficiência estimada em 92,2%, o sistema antigo, possui uma eficiência de 87,4%; considerando uma eficiência de: 98% por par de engrenado, 95% para transmissões por corrente e 92% para dentes cônicos, segundo Budynas (2008).

Este aumento de 4,8% na eficiência da transmissão é bastante significativo, visto que a fonte de potência do protótipo Baja é a mesma para todas as equipes. Sendo assim, uma melhor eficiência na transmissão, pode garantir melhores resultados nas provas dinâmicas da competição.

REFERENCIAS

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NRB 10312**: Veículos rodoviários automotores leves – Determinação da resistência ao deslocamento por desaceleração livre em pista de rolamento e simulação em dinamômetro. Rio de Janeiro, 2009.

DIN – Deutsches Institut für Normung. **Norma 5462:1955**. Dimensões para ranhurados. Alemanha, 1955.

GERDAU. **Catálogo de aços carbono e liga**. Brasil, 2013.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos materiais**. 7 ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010.

KHURMI, R. S.; GUPTA, J. K. **Theory of machines**. India: S. Chand, 2005.

MAZZO, N. **Engrenagens Cilíndricas: da concepção à fabricação**. São Paulo: Edgard Blucher, 2013.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 2 ed. Porto Alegre: Bookman, 2004.

NTN-SNR. **Catálogo Geral**. Brasil, 2013

SABÓ. **Catálogo eletrônico**. Brasil, 2014.

SCHMID, S. R.; HAMROCK, B. J.; JACOBSON, B. O. **Fundamentals of Machine Elements: SI Version**. 3 ed. Estados Unidos: CRC Press, 2014.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de engenharia mecânica**. 7 ed. Porto Alegre: Bookman, 2005. 960 p.

TEIXEIRA, M. M.; RUAS, R. A. A. **Mecanismos de Transmissão de Potência e Lubrificantes**. Viçosa, MG, 2006.

APÊNDICE

DIAGRAMAS DE CORPO LIVRE, ESFORÇO CORTANTE E MOMENTO FLETOR.

Figura 39 - Diagrama de corpo livre do eixo 1 no plano x-z

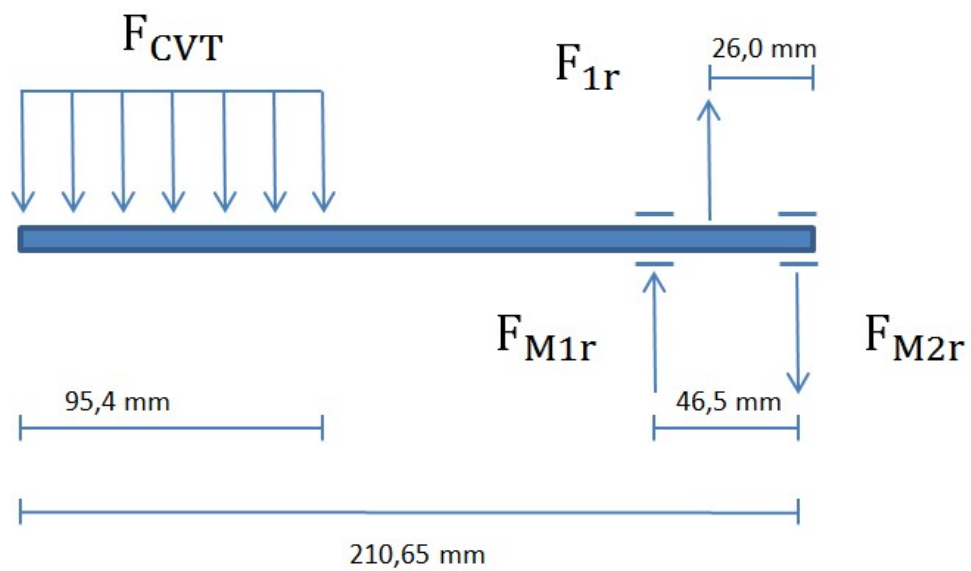


Figura 40 - Diagrama de esforço cortante do eixo 1 no plano x-z

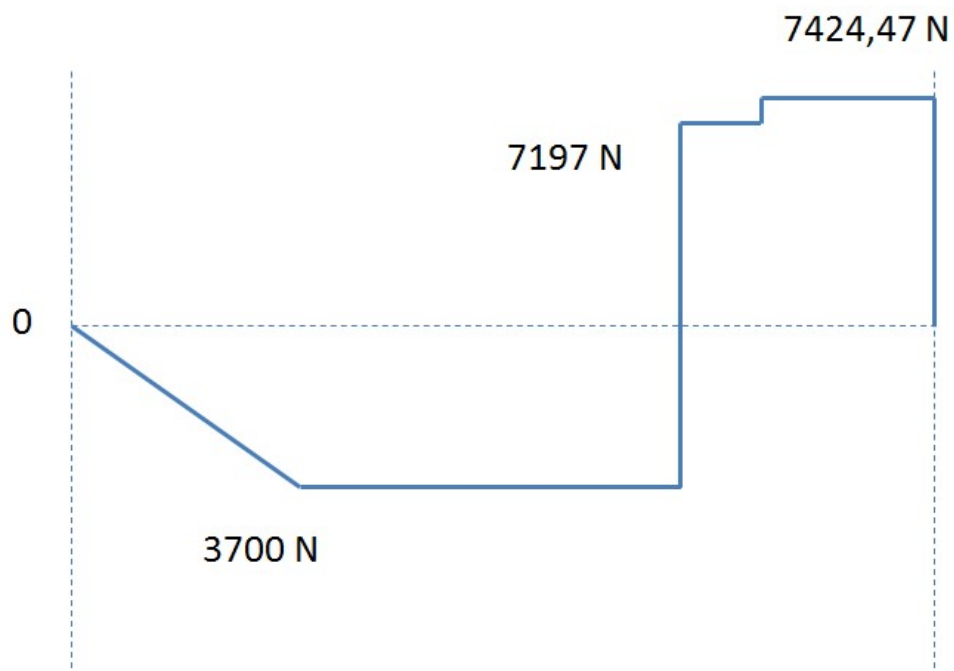


Figura 41 - Diagrama de momento fletor do eixo 1 no plano x-z

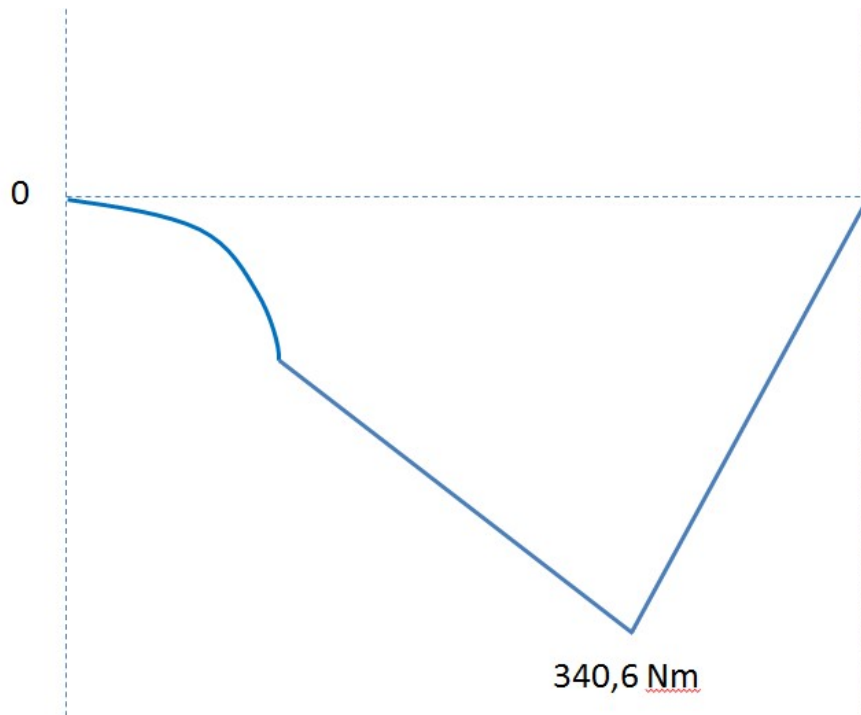


Figura 42 - Diagrama de corpo livre do eixo 1 no plano y-z

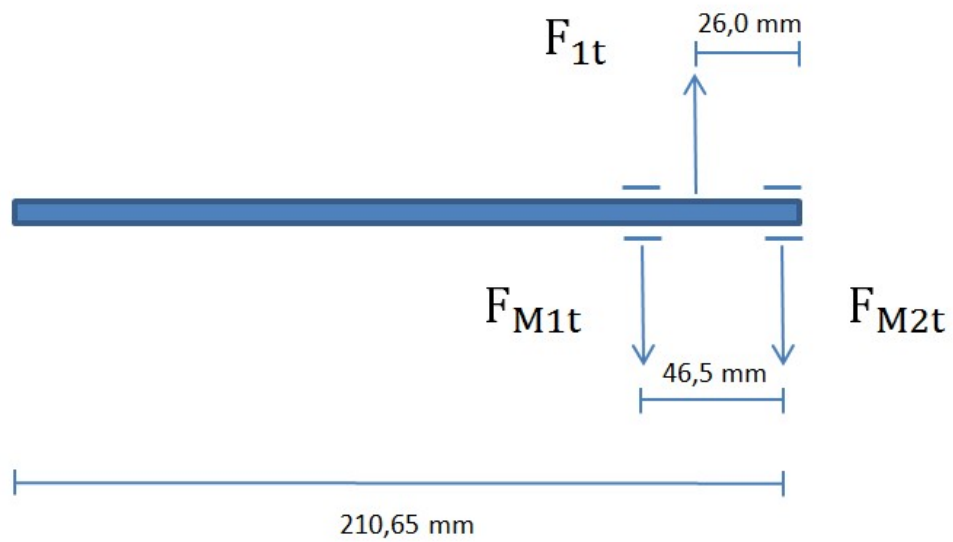


Figura 43 - Diagrama de esforço cortante do eixo 1 no plano y-z

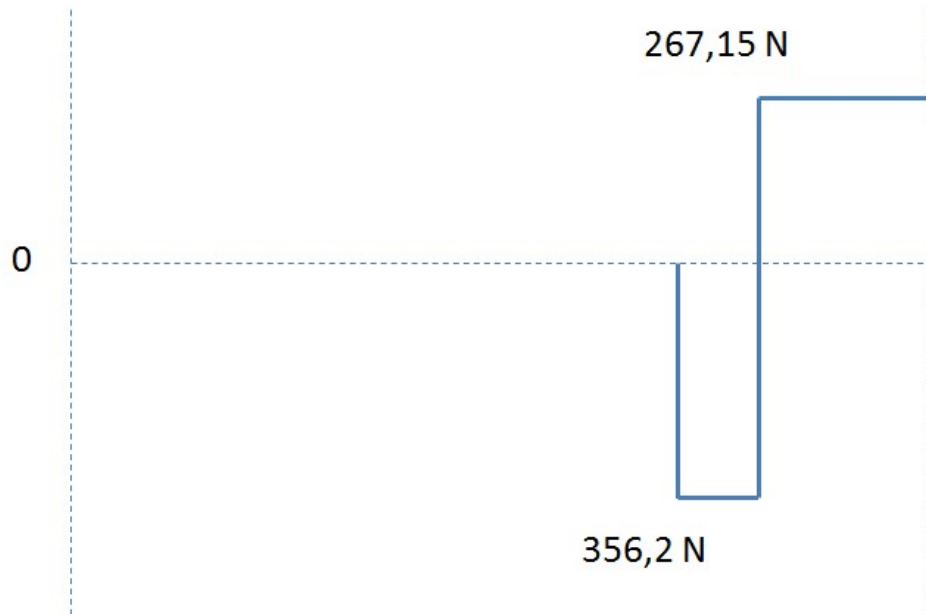


Figura 44 - Diagrama de momento fletor do eixo 1 no plano y-z

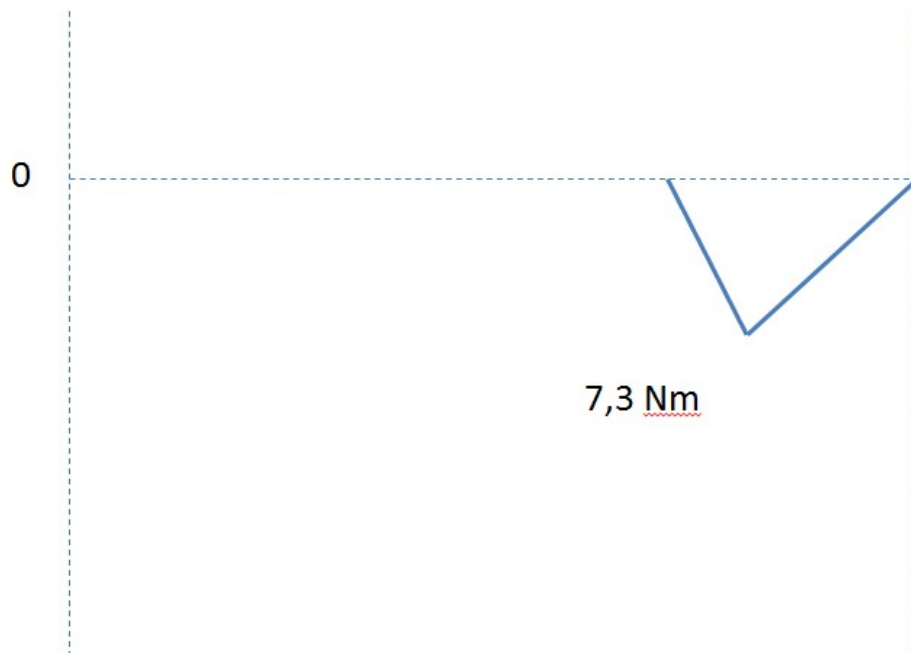


Figura 45 - Diagrama de corpo livre do eixo 2 no plano x-z

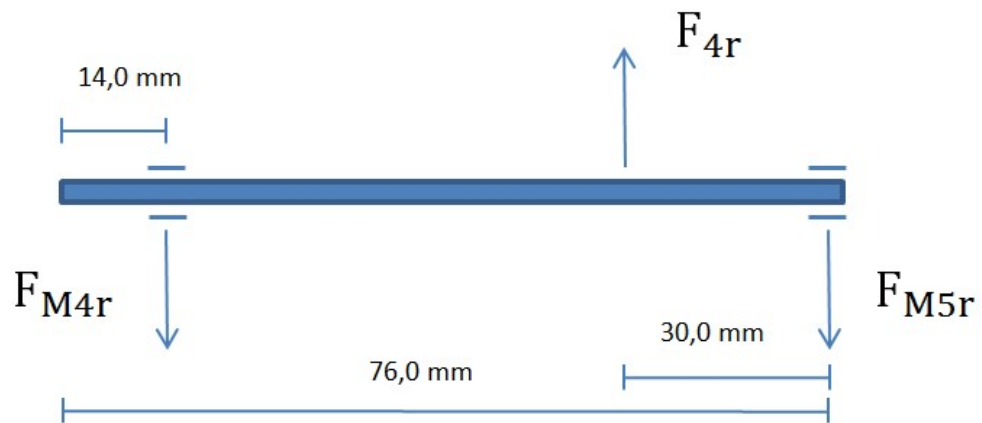


Figura 46 - Diagrama de esforço cortante do eixo 2 no plano x-z

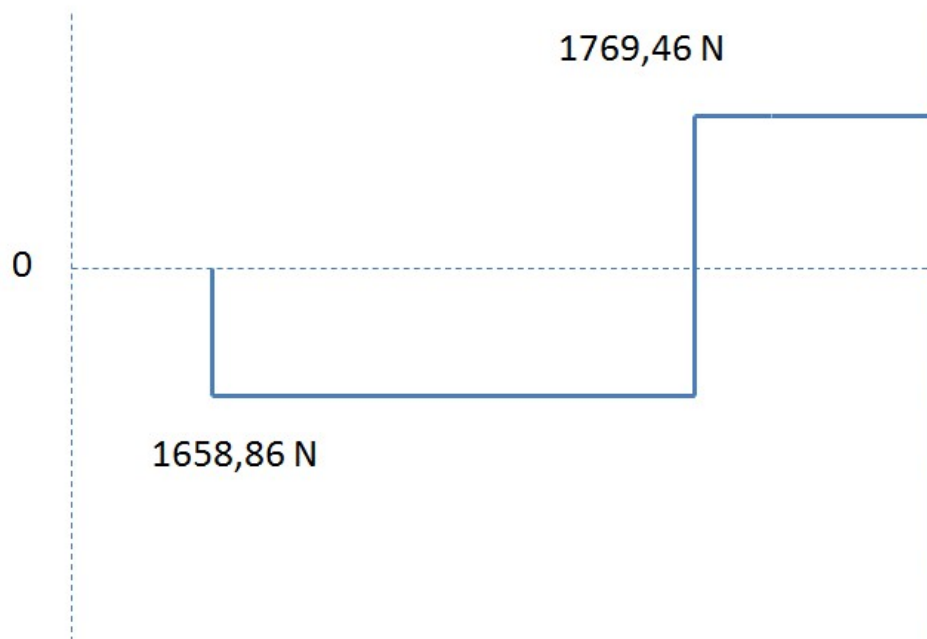


Figura 47 - Diagrama de momento fletor do eixo 2 no plano y-z

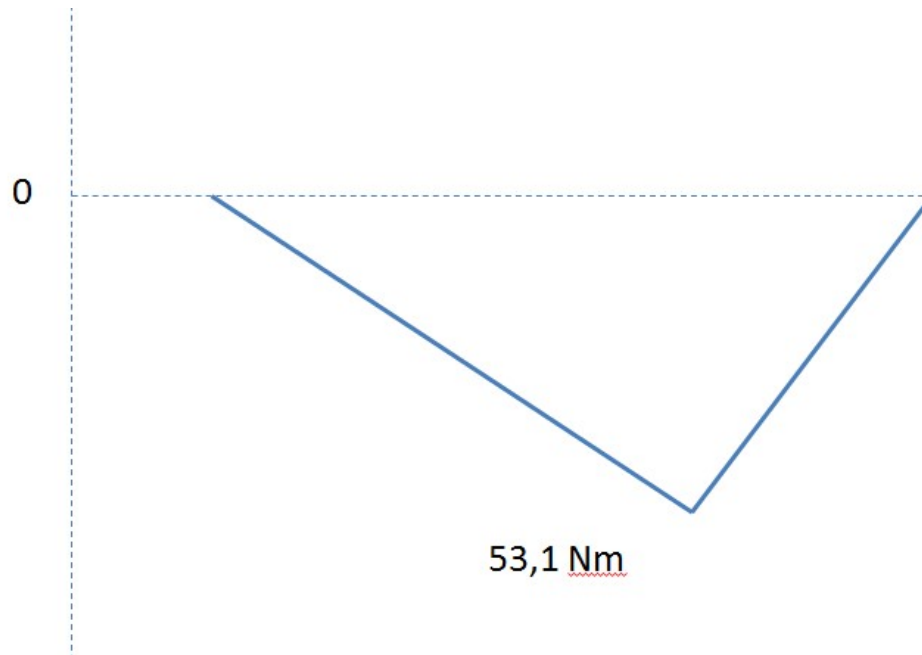


Figura 48 - Diagrama de corpo livre do eixo 2 no plano y-z

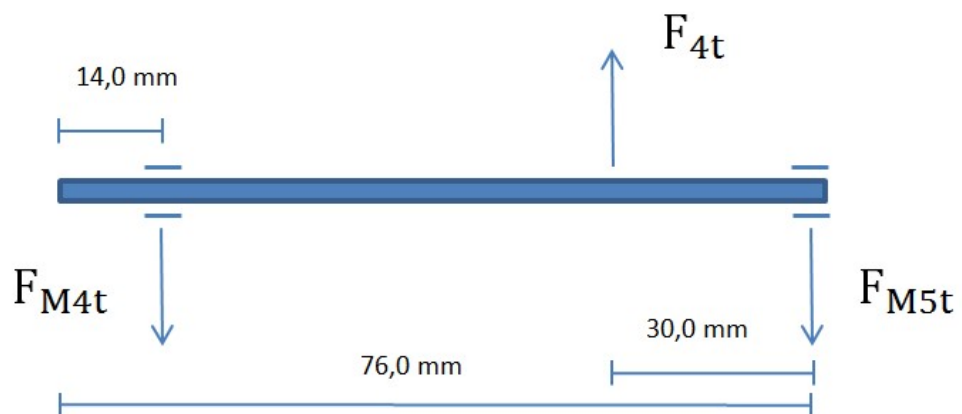


Figura 49 - Diagrama de esforço cortante do eixo 2 no plano y-z

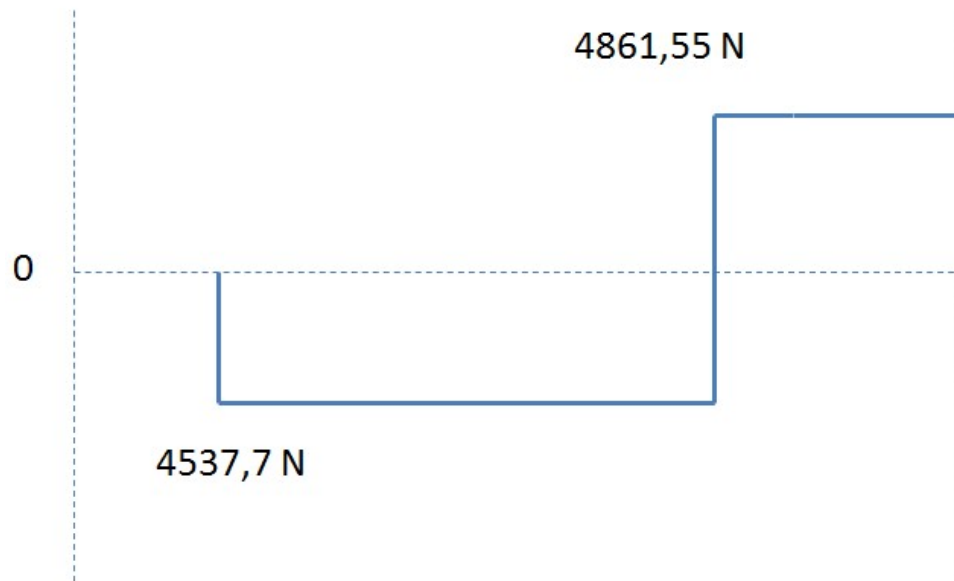


Figura 50 - Diagrama de momento fletor do eixo 2 no plano y-z

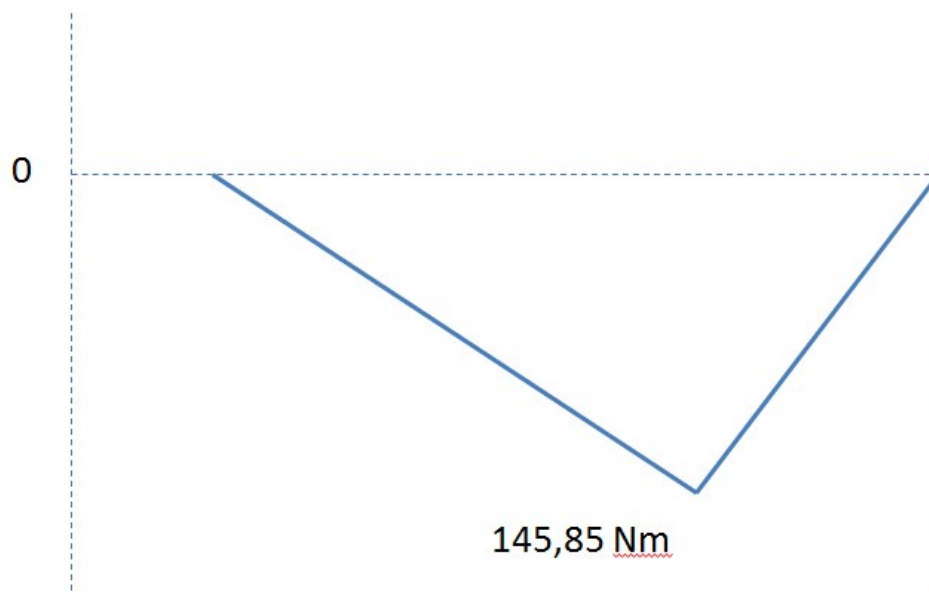


Figura 51 - Diagrama de corpo livre do eixo 3 no plano x-z

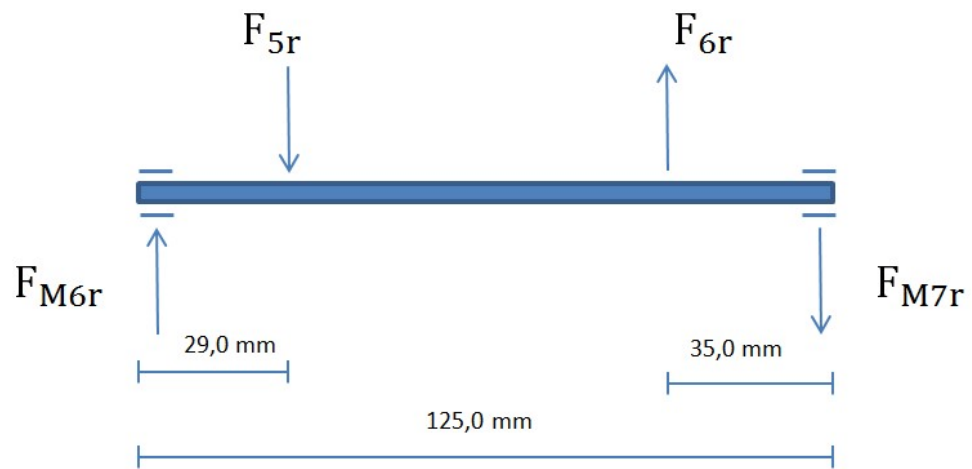


Figura 52 - Diagrama de esforço cortante do eixo 3 no plano x-z

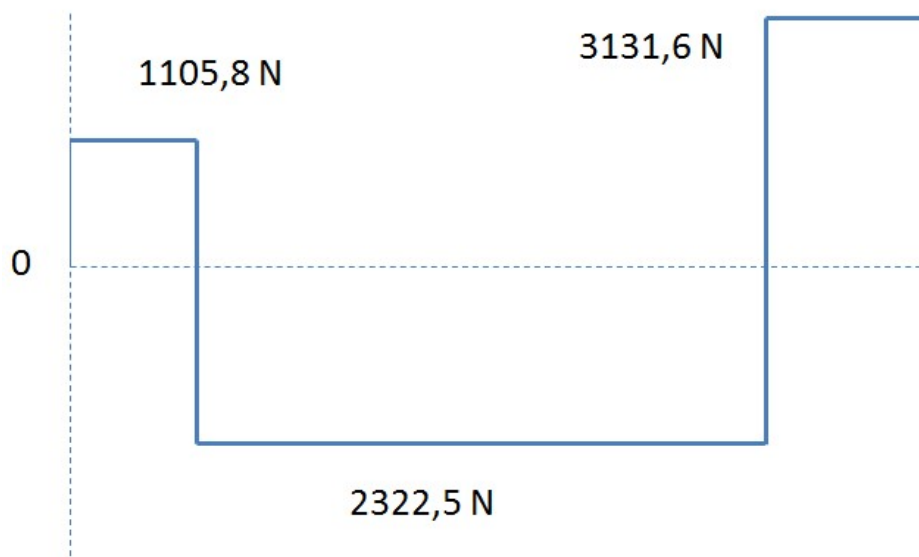


Figura 53 - Diagrama de momento fletor do eixo 3 no plano x-z

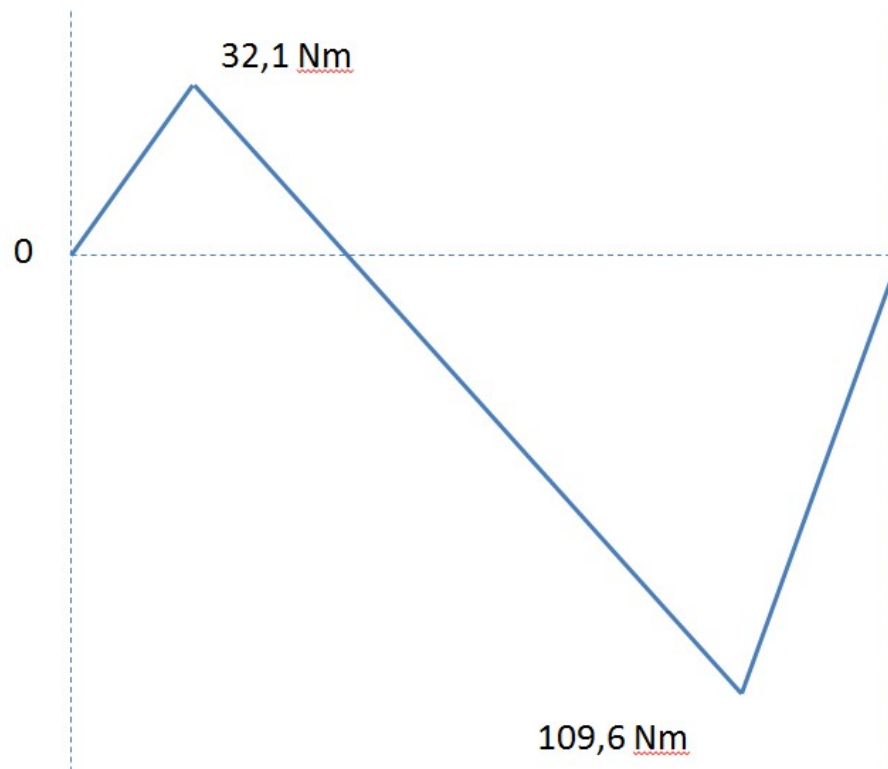


Figura 54 - Diagrama de corpo livre do eixo 3 no plano y-z

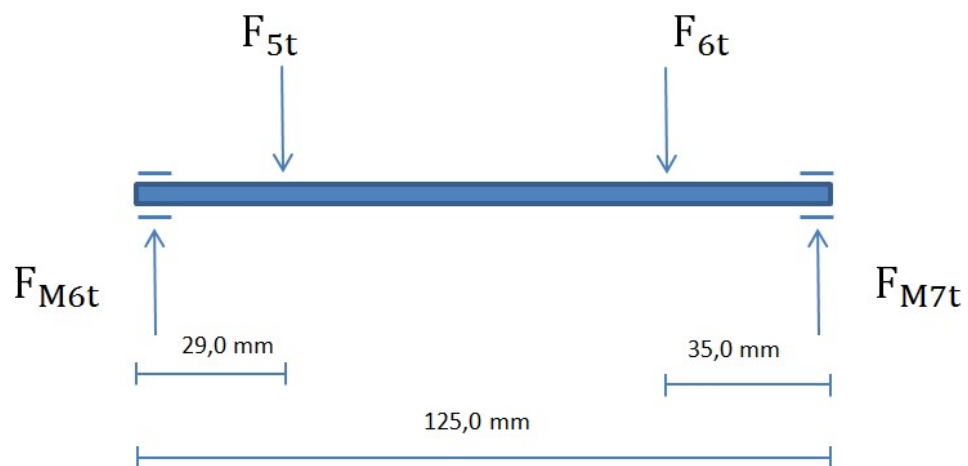


Figura 55 - Diagrama de esforço cortante do eixo 3 no plano y-z

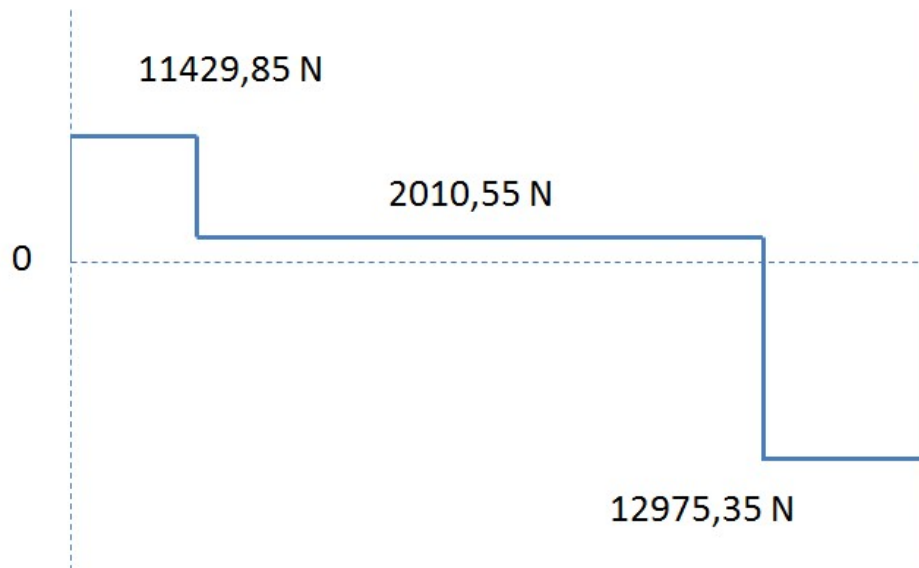


Figura 56 - Diagrama de momento fletor do eixo 3 no plano y-z

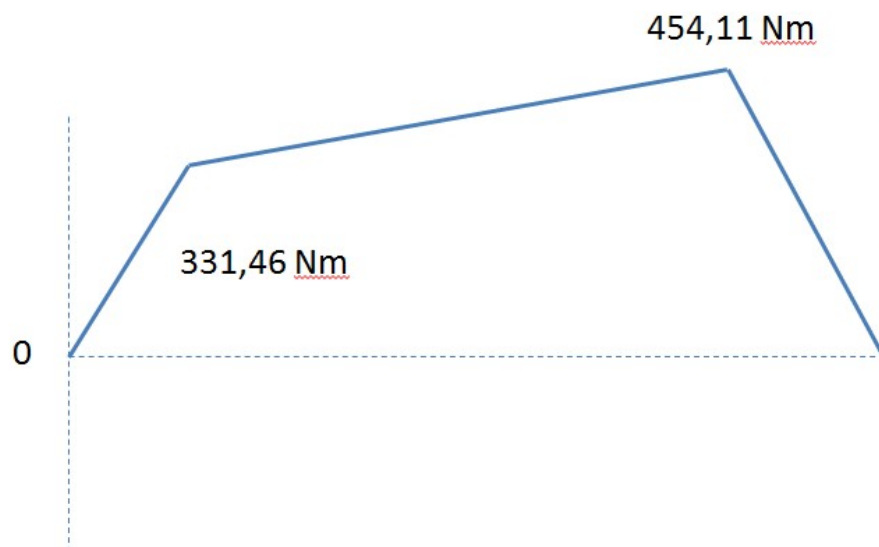


Figura 57 - Diagrama de corpo livre do eixo 4 no plano x-z

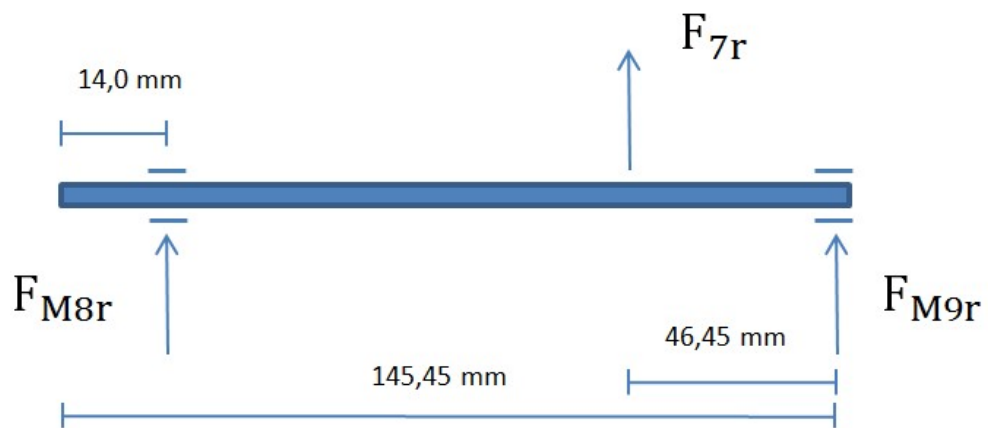


Figura 58 - Diagrama de esforço cortante do eixo 4 no plano x-z

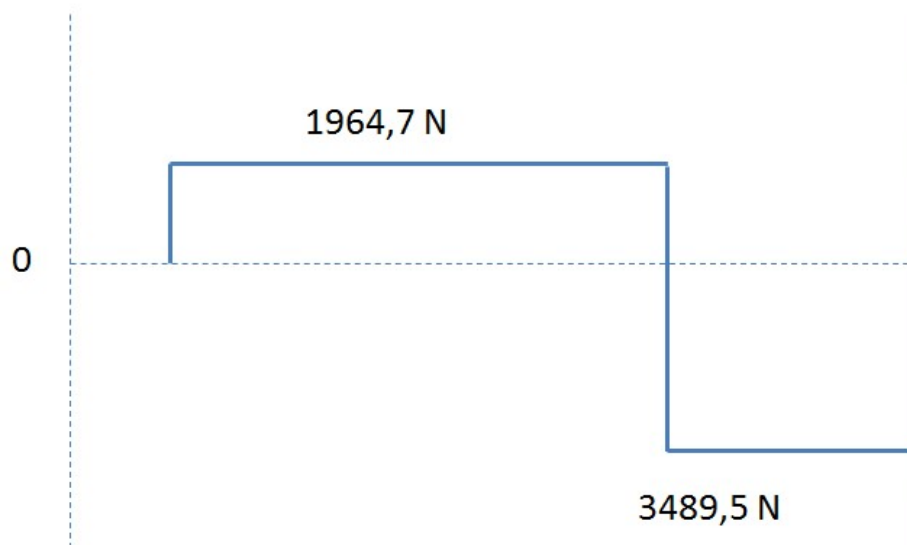


Figura 59 - Diagrama de momento fletor do eixo 4 no plano x-z

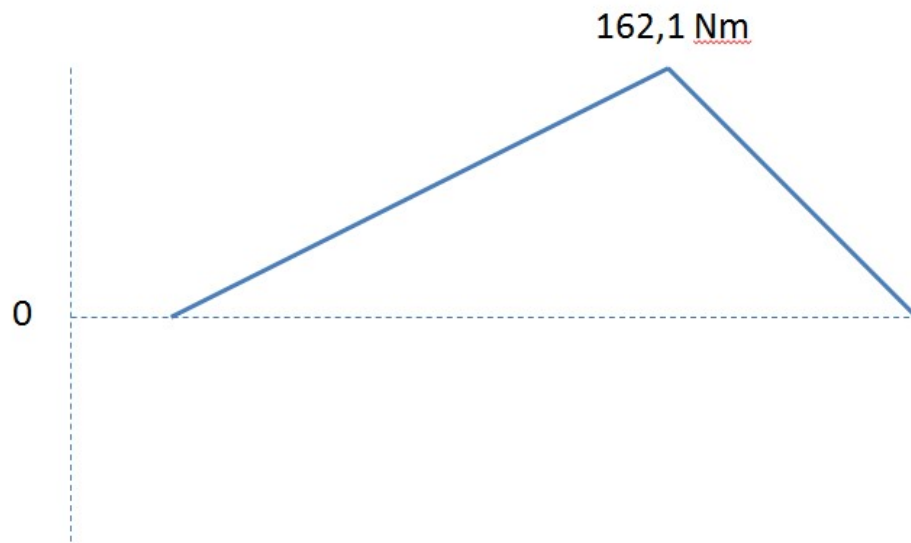


Figura 60 - Diagrama de corpo livre do eixo 4 no plano y-z

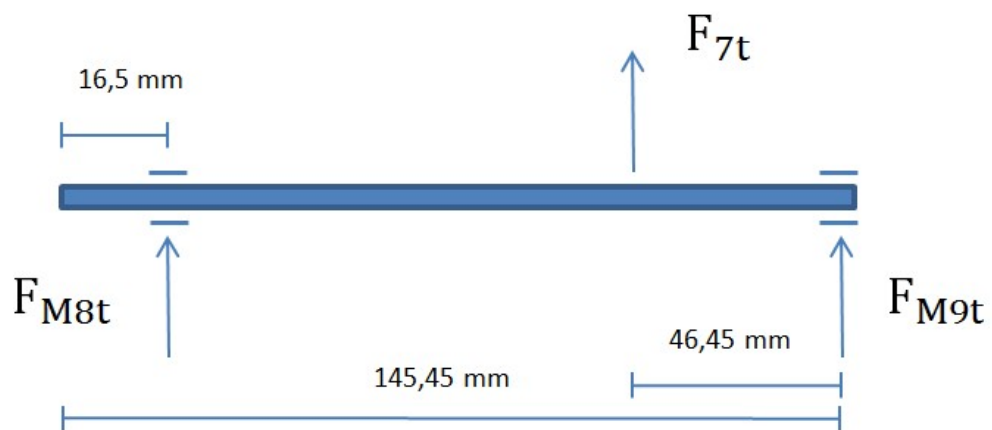


Figura 61 - Diagrama de esforço cortante do eixo 4 no plano y-z

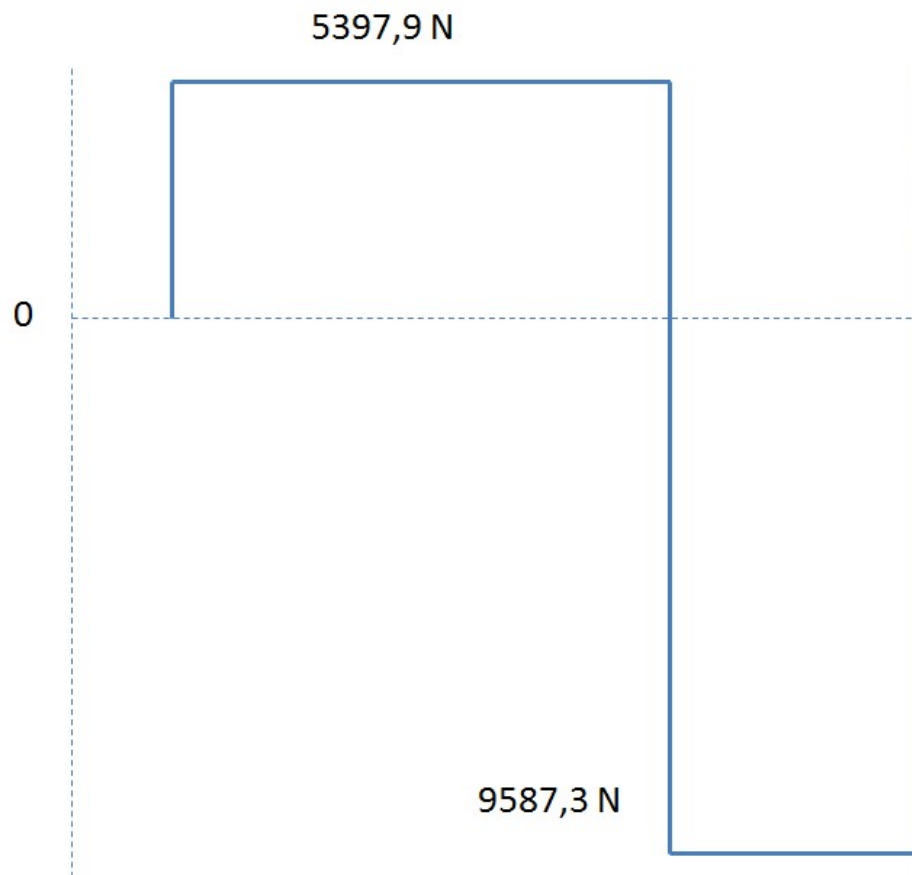


Figura 62 - Diagrama de momento fletor do eixo 4 no plano y-z

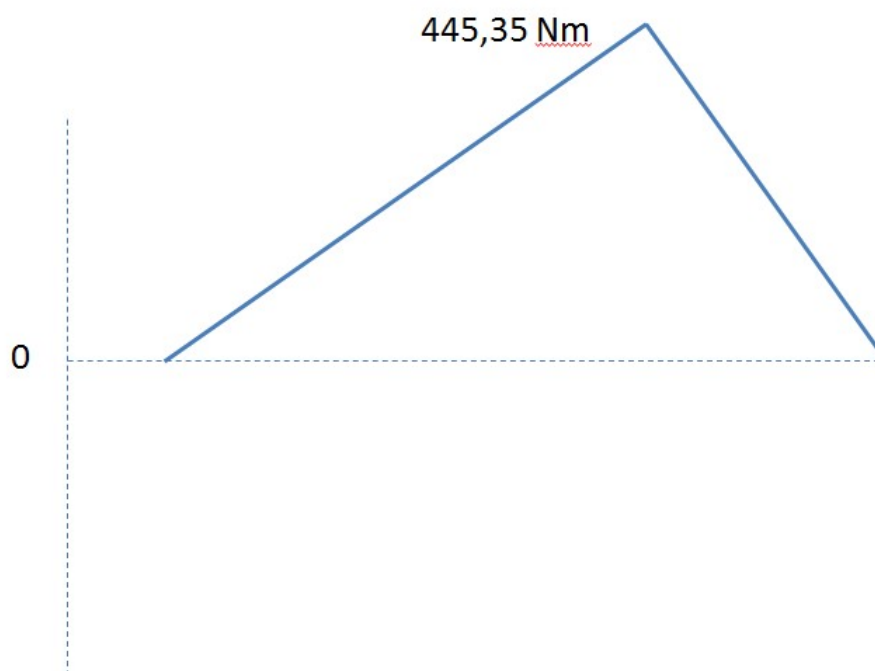


Figura 63 – Montagem preliminar da caixa de transmissão com o motor e o CVT.

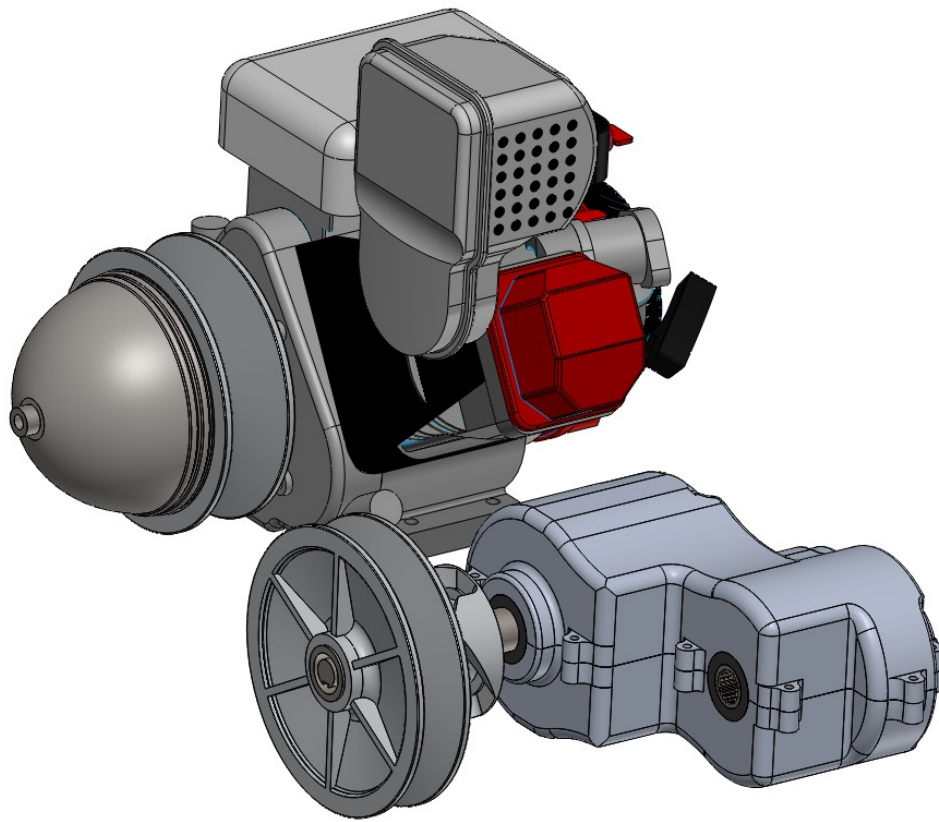


Figura 64 - Solar, planetárias e anelar

