

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS
Curso de Graduação em Engenharia Mecânica

Brenner Rodrigues dos Santos
Gabriel Rodrigues Rebello
Marcelo Storck Silva

**DIMENSIONAMENTO E FABRICAÇÃO DA CAIXA DE REDUÇÃO DE UM
PROTÓTIPO ESTILO BAJA SAE**

Contagem
2021

Brenner Rodrigues dos Santos
Gabriel Rodrigues Rebello
Marcelo Storck Silva

**DIMENSIONAMENTO E FABRICAÇÃO DA CAIXA DE REDUÇÃO DE UM
PROTÓTIPO ESTILO BAJA SAE**

Trabalho de Conclusão de Curso II apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Gilmar Cordeiro da Silva.

Contagem
2021

Brenner Rodrigues dos Santos
Gabriel Rodrigues Rebello
Marcelo Storck Silva

**DIMENSIONAMENTO E FABRICAÇÃO DA CAIXA DE REDUÇÃO DE UM
PROTÓTIPO ESTILO BAJA SAE**

Trabalho de Conclusão de Curso II apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Prof. Dr. Gilmar Cordeiro da Silva – PUC Minas (Orientador)

Prof. Márcio Geraldo Magela Martins – PUC Minas (Banca Examinadora)

Prof. Dr. André Fioravante de Oliveira – PUC Minas (Banca Examinadora)

Contagem, julho de 2021.

RESUMO

A competição BAJA SAE desafia estudantes de todo o Brasil a desenvolver um projeto de veículo off-road que seja confiável. Portanto, a motivação deste trabalho consistiu em desenvolver uma caixa de redução com o torque para transpor obstáculos propostos pelos organizadores da competição e que tenha aceleração e velocidade final com possibilidade de podium. O projeto teve como metas uma relação de transmissão assertiva com redução percentual de massa do conjunto da caixa composto por engrenagens, eixos e proteção externa de no mínimo 40%. Os esforços de tração foram previamente conferidos e parametrizados. O dimensionamento das engrenagens foi realizado com base na equação corrigida de Lewis e posteriormente o diâmetro dos eixos foram definidos de acordo com os esforços atuantes. O modelamento da caixa foi realizado no software SolidWorks® e simulado no software Ansys®. Finalizada a parte de projeto, a construção do conjunto foi realizada. As engrenagens passaram por tratamento térmico de cementação, tempera e revenimento, respectivamente. A proteção da caixa de redução foi confeccionada em Alumínio 7075 T6. Por fim, a montagem e ajuste do conjunto foram realizados e a caixa se encontra disponível para a próxima etapa testes dinâmicos do veículo.

Palavras-chave: Baja SAE. Caixa de redução. Lewis. Simulação Numérica.

ABSTRACT

The BAJA SAE Competition challenges students from all over Brazil to develop projects for off-road reliable vehicles. Thus, this project was motivated by the need to develop a gearbox with enough torque to transverse the competition obstacles created by the organizers, and that has outstanding acceleration and speed. The project aimed to define a transmission ratio that respects the previously established tractive force calculations, as well as to reduce the percentual mass of sets of gears, shafts, and extern protection to at least 40%. The tractive efforts were previously checked and configured. The gear sizing was based on the Lewis equation, and the shaft's diameter was defined according to the acting forces. The gearbox's modeling was performed with the software SolidWorks® and simulated with Ansys®. After finishing the project part, the students started the construction of the set. The gears went through the following thermic treatments: carburizing, hardening, and tempering, respectively. The gearbox's protection was manufactured using Aluminum 7075 T6. Finally, the assembling and adjustments of the sets were performed, and the gearbox is now available for the next steps, namely, dynamic tests of the vehicle.

Keywords: Baja SAE. Gearbox. Lewis. Simulation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Fluxograma de projeto.	24
Figura 2 - Malha de um pistão (A), uma biela de motor (B) e um virabrequim (C). ...	26
Figura 3 - Curva de torque do motor Briggs & Stratton (B&S) 10 HP.	30
Figura 4 - Curva de potência do motor Briggs & Stratton (B&S) 10 HP.	31
Figura 5 - Transmissão por Correia.	32
Figura 6 - Tipos de correias.	32
Figura 7 - Polia CVT e correia trapezoidal.	34
Figura 8 - Transmissão CVT.	35
Figura 9 - Polia motriz e polia conduzida em posição de marcha lenta.	35
Figura 10 - Engrenagem cilíndrica de dentes retos.	36
Figura 11 - Engrenagem helicoidal.	37
Figura 12 - Engrenagem cônica de dentes retos.	38
Figura 13 - Engrenagem hipoide.	38
Figura 14 - Rosca sem fim com seis fios de rosca.	39
Figura 15 - Mancais de Esferas.	40
Figura 16 - Mancais de Rolos.	41
Figura 17 - Mancais axiais de esfera e rolos.	41
Figura 18 - Fluxograma de atividades desenvolvidas.	46
Figura 19 – Altura do dente da engrenagem.	49
Figura 20 – Ângulo de pressão do par engrenado.	50
Figura 21 – Folgas nos dentes do par engrenado.	51
Figura 22 – Distância entre eixos.	52
Figura 23 – Folga de fundo e folga de flanco.	52
Figura 24 - Esquema de Estrias de acordo com Norma DIN 5480.	60
Figura 25 - Esquema de montagem da caixa de redução.	67
Figura 26 - Caixa de Redução Montada no software Solidworks ®.	67
Figura 27 - Resultado da simulação no primeiro par de engrenagens.	69
Figura 28 - Resultado da simulação no segundo par de engrenagens.	69
Figura 29 - Engrenagens e eixos finalizados.	70
Figura 30 - Proteção Externa.	71
Figura 31 – Caixa de Redução Finalizada.	73

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Constante Brinell.....	57
Tabela 2 – Dados inseridos nas condições de contorno.....	58
Tabela 3 - Condições inseridas na malha do conjunto de engrenagens.....	59
Tabela 4 - Dados das Engrenagens.....	66
Tabela 5 - Parâmetros do rolamento.....	71
Tabela 6 - Especificações do Retentor.....	72
Tabela 7 - Especificações do Anel de Trava.....	72
Tabela 8 - Especificações do Bujão.....	72

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Convergência de malhas do primeiro par de engrenagens.	68
Gráfico 2 - Convergência de malhas do segundo par de engrenagens.	68

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

2D	Dimensões
3D	Três Dimensões
a.C.	Antes de Cristo
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AFBMA	Associação dos Fabricantes de Mancais Antiatrieto
AGMA	<i>American Gear Manufacturers Association</i>
AISI	<i>American Iron and Steel Institute</i>
ANSI	Instituto Americano de Normas
B&S	<i>Briggs & Stratton</i>
CVT	<i>Continous Variable Transmission</i>
DIN	<i>Deutsches Institut für Normung</i>
EPCC	Estrutura de proteção de capotamento
GPa	Giga Pascal
HB	Dureza Brinell
HP	<i>Horse-power</i> (Cavalos de potência)
HRC	Dureza Rockwell
ISO	Organização Internacional de Padrões
kg/m ³	Quilograma por metro cúbico
MEF	Método de Elementos Finitos
Mpa	Mega Pascal
Nm	Newton Metro
PUC	Pontifícia Universidade Católica
RATBSB	Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE BRASIL
RPM	Rotação por minuto
SAE	Society Automotive Engineering
TCC	Trabalho de Conclusão de Curso

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	21
1.1	Objetivos.....	22
1.1.1	<i>Objetivo geral.....</i>	22
1.1.2	<i>Objetivos específicos.....</i>	22
1.2	Justificativa.....	22
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	23
2.1	Projetos Mecânicos.....	23
2.2	Métodos de elementos finitos.....	26
2.3	Evolução histórica do Automóvel.....	28
2.4	Sistema de Geração de Potência.....	30
2.5	Sistema de Transmissão de Potência.....	31
2.5.1	<i>Correias.....</i>	32
2.5.2	<i>Transmissão CVT.....</i>	33
2.6	Engrenagens.....	36
2.6.1	<i>Engrenagem cilíndrica de dentes retos.....</i>	36
2.6.2	<i>Engrenagem helicoidal.....</i>	37
2.6.3	<i>Engrenagem cônica.....</i>	37
2.6.4	<i>Eixo sem fim.....</i>	38
2.7	Rolamento.....	39
2.8	Materiais.....	42
2.8.1	<i>Alumínio SAE 7075 T6.....</i>	42
2.8.2	<i>Aço SAE 8620.....</i>	43
2.9	Tratamento Térmico De Aços.....	44
2.9.1	<i>Endurecimento Superficial.....</i>	44
2.10	Montagem e ajustes.....	44
2.10.1	Tolerância de rolamentos e perfis estriados.....	45
3	METODOLOGIA.....	46
3.1	<i>Estudo prévio e entendimento do tema proposto.....</i>	47
3.2	<i>Projeto Conceitual.....</i>	48
3.3	<i>Princípios básicos de dimensionamento de engrenagens.....</i>	48
3.4	<i>Cálculo do módulo da engrenagem.....</i>	54
3.5	<i>Determinação das Condições de Contorno.....</i>	58
3.6	<i>Simulação.....</i>	58
3.7	<i>Dimensionamento de eixo.....</i>	59
3.8	<i>Dimensionamento de Estrias.....</i>	60
3.9	<i>Seleção de rolamentos.....</i>	60
3.10	<i>Aquisição de materiais.....</i>	61
3.10.1	<i>Aço SAE 8620.....</i>	62
3.10.2	<i>Alumínio 7075 T6.....</i>	62
3.10.3	<i>Aquisição dos Rolamentos e Itens Padronizados.....</i>	62
3.11	<i>Usinagem e tratamento do conjunto engrenado.....</i>	63
3.12	<i>Usinagem da proteção externa da caixa.....</i>	63
3.13	<i>Montagem e ajuste.....</i>	63

4	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	65
4.1	Projeto conceitual.....	65
4.2	Dimensionamento das engrenagens e eixos.....	65
4.3	Desenho da Caixa de Redução.....	66
4.4	Simulação.....	68
4.5	Usinagem e tratamento térmico.....	70
4.6	Seleção dos rolamentos e itens padronizados.....	71
4.7	Montagem e ajustes.....	73
5	CONCLUSÃO.....	74
6	SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS.....	75
	REFERÊNCIAS.....	76
	APÊNDICE A.....	79
	APÊNDICE B.....	81
	APÊNDICE C.....	86
	APÊNDICE D.....	87
	APÊNDICE E.....	88
	APÊNDICE F.....	89
	APÊNDICE G.....	90

1 INTRODUÇÃO

A equipe BAJA PUC Minas representa a Universidade PUC Minas na competição BAJA SAE. Competidores de todo o Brasil desenvolvem projetos de engenharia, voltados à construção de protótipos off-Road cujo objetivo é avaliá-los e compará-los a fim de eleger o projeto melhor desenvolvido anualmente.

A equipe foi criada em 1998 e participou das competições até o ano de 2006 onde encerrou suas atividades. A equipe recriada em 2016, conta atualmente com 40 participantes, estudantes de diversos cursos de várias unidades da PUC Minas.

As provas desafiam o veículo nos quesitos torque, velocidade, manobrabilidade, frenagem e resistência. Os quesitos torque e velocidade são os que motivam este trabalho, já que desafia o desenvolvimento de uma caixa de redução, responsável por entregar o torque necessário para transpor os obstáculos propostos pelos organizadores da competição com uma aceleração e velocidade balanceada e digna de premiação.

A definição de metas para este projeto foi baseada em uma relação de transmissão assertiva e uma redução percentual de massa de no mínimo 40%, obtida por análise do protótipo antigo que possui 12 quilos de massa aproximadamente.

Como ponto de partida, os esforços de tração foram previamente parametrizados e conferidos, de modo que, o dimensionamento das engrenagens pôde ser realizado a partir da equação corrigida de Lewis.

As engrenagens e todo o conjunto que compõe a caixa foram modelados no *software SolidWorks*®, posteriormente suas vistas 2D foram exportadas para possibilitar a usinagem das peças que compõem a caixa e para a simulação dos esforços atuantes e a resistência das engrenagens pelo *software Ansys*®.

Após finalizada a parte de projeto, a construção das engrenagens e dos eixos foi feita a partir do aço SAE 8620, sendo que o primeiro, passou por tratamento térmico de cementação, tempera e revenimento, respectivamente, com o propósito de aumentar a resistência mecânica nos dentes das engrenagens. Por fim, para a carcaça que encobrirá as engrenagens, foi usinado Alumínio 7075 T6, material leve e de resistência mecânica próxima ao aço SAE 1020.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo geral

O presente estudo tem como objetivo a análise, dimensionamento, simulação e construção do equipamento correspondente a caixa de redução de um veículo tipo BAJA.

1.1.2 Objetivos específicos

Para atender o objetivo geral, são descritos os seguintes objetivos específicos:

- a) Cálculo e dimensionamento de engrenagens;
- b) Desenho 3D das engrenagens;
- c) Análise de método de elementos finitos para posterior otimização do conjunto;
- d) Fabricação do conjunto de engrenagens;
- e) Montagem e finalização da caixa;

1.2 Justificativa

Durante a competição ocorrida em 2018 foi observado que a caixa de redução do veículo possuía um peso superior ao das outras equipes, portanto, foi constatado um superdimensionamento, tornando necessária sua otimização.

Assim, o presente trabalho realizou o estudo, análise, dimensionamento e construção da caixa de redução de um veículo tipo BAJA com foco na otimização de suas dimensões objetivando menor peso e maior rendimento para o protótipo BAJA.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são introduzidos os estudos relacionados à desenvolvimento de projetos mecânicos, concepção de uma caixa de redução, sistemas de transmissão, tipos de engrenagem, materiais e tratamentos térmicos necessários para a redução do desgaste por abrasão, segundo Mousinho (2017).

2.1 Projetos Mecânicos

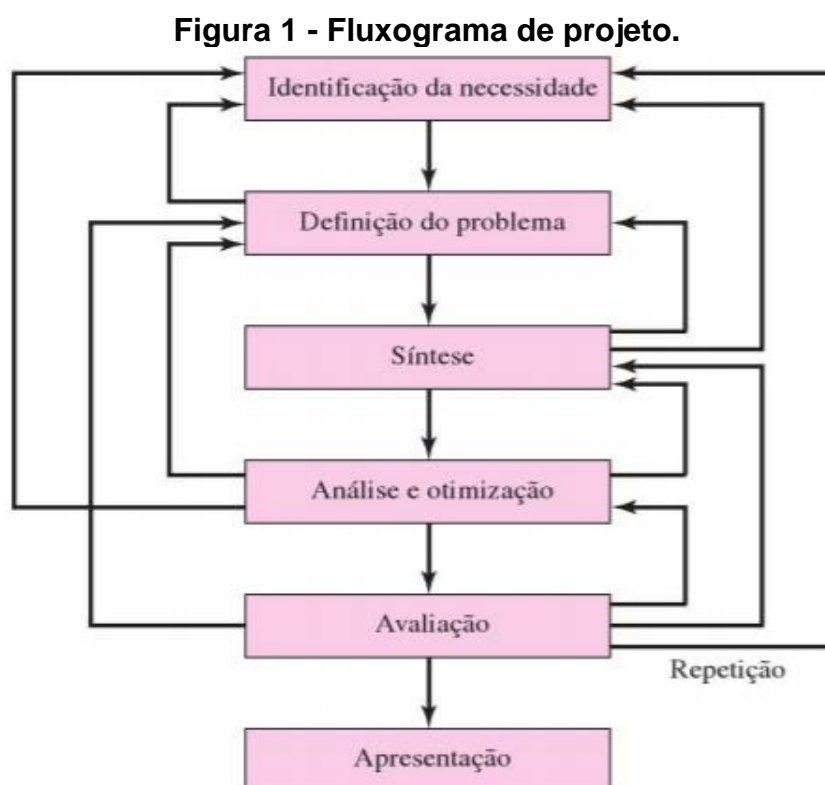
De acordo com Shigley (2011), projetar é formular um plano para atender uma necessidade específica ou resolver um problema. Caso resulte na criação de algo concreto, este deverá ser funcional, seguro, confiável, competitivo, e próprio para ser usado, fabricado e comercializado. Além disso, as dificuldades para a execução de um projeto dependerão da necessidade a ser satisfeita, visto que, em muitos casos, as decisões a serem tomadas são provenientes de algo que já há bastante informação e, em outros há uma situação totalmente adversa.

Já para Norton (2013), o projeto é definido como “O processo de aplicação das várias técnicas e princípios científicos com o intuito de definir um dispositivo, um método ou um sistema suficientemente pormenorizado para permitir sua realização”. Além disso, caso resulte em uma criação, a mesma deve possuir segurança, funcionabilidade e confiabilidade.

Em ambos os casos é perceptível que o projeto parte da vontade de solucionar um problema, o que resulta ou não na criação de um aparato, o qual deve ser utilizável, confiável e fabricável. Além disso, o nível de conhecimento necessário para o projeto depende do problema a ser solucionado, porém, para um projeto de engenharia há a necessidade de uma ampla gama conhecimento. Como por exemplo, Shigley (2011), cita um simples mancal de deslizamento, que envolve estudo de fluxo de fluido, transferência de calor, atrito, transporte de energia, engenharia de materiais, tratamentos termomecânicos, descrições estatísticas entre outros, para que possa ser confeccionado com funcionabilidade e um bom coeficiente de segurança.

Para facilitar o processo de projetar, há a utilização de metodologias, ambos autores citados anteriormente utilizam deste artifício para organizar e estruturar todas as etapas necessárias para a confecção do que solucionar o problema.

De acordo com Shigley (2011), o processo de projeto pode ser dividido em 6 etapas, as quais dependendo de sua natureza, devem ser repetidas inúmeras vezes durante a vida do produto, como mostrado na Figura 1.



Fonte: Shigley (2011).

Segundo o autor, o início do projeto ocorre com a identificação da necessidade a qual pode ser resultado de um vago descontentamento, uma inquietação ou sensação de que algo não está correto, ou seja, muitas vezes não é evidente, e é acionada por alguma determinada circunstância adversa.

Já a definição do problema inclui todas as especificações para o objeto a ser projetado, ou seja, características, dimensões, limitações sendo que isto deve levar em conta custo, quantidade a ser fabricada, vida útil esperada, temperaturas de operação e confiabilidade. Assim, devem ser levantados todas as atividades, esforços, e dificuldades que podem ser atreladas ao objeto a ser estudado e projetado.

A síntese, tem como objetivo interligar possíveis elementos do sistema e pode ser nomeada como invenção do conceito. Assim, vários esquemas são propostos, investigados e quantificados, possibilitando que a próxima fase de análise e otimização seja realizada.

A etapa de análise e otimização exige a construção de modelos abstratos do sistema os quais possibilitarão o emprego de alguma forma de análise matemática. Atualmente, esta fase é facilitada através de softwares de elementos finitos como o Ansys ®, *Hypermesh* ®, entre outros. O que possibilita uma melhor análise do comportamento dos protótipos a serem feitos, gerando redução na quantidade fabricada e aumentando sua eficiência e a produtividade do processo.

Na avaliação são realizados os testes do protótipo em laboratório, é onde se descobre se o projeto realmente corresponde às expectativas, ou seja, confiabilidade, economicamente viável, rentável, entre outras. Caso ele não atenda, deve ocorrer a repetição de todo processo e, em muitos casos, há a desistência.

Caso o protótipo tenha passado pela avaliação, entra na fase de apresentação onde é transmitido a terceiros. Essa é etapa é considerada um trabalho de vendas, onde todo o processo de criação é explicado a fim de ganhar potenciais investidores e provar que tal invenção é a melhor solução possível para determinado problema.

Já Norton (2013), possui uma metodologia similar, no entanto, com um número de maior de fases como:

- a) Identificação da necessidade;
- b) Pesquisa de suporte
- c) Definição dos objetivos
- d) Especificações de tarefas
- e) Síntese
- f) Análise
- g) Seleção
- h) Projeto Detalhado
- i) Protótipo e teste
- j) Produção

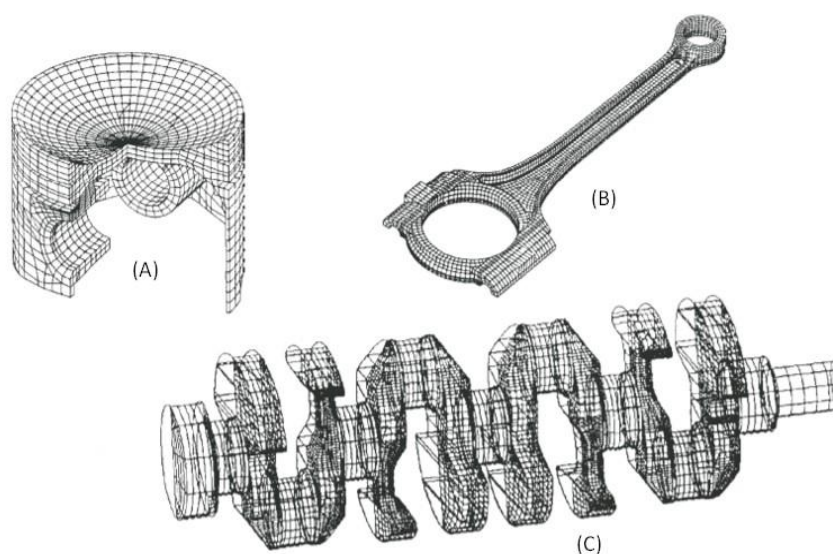
A princípio, as necessidades do projeto são identificadas, para que, posteriormente, na fase de pesquisa de suporte seja compreendido o problema. A partir daí, torna-se possível o estabelecimento dos objetivos, ou seja, a identificação de modo mais razoável e realista em forma análoga a definição do problema citada anteriormente. Em seguida, há a especificação de tarefas para limitar o alcance do problema, seguindo para a etapa de síntese a qual agrupa todas as alternativas de

projetos possíveis sem considerar qualidade e/ou valor. Posteriormente, as possíveis soluções são analisadas e aceitas, rejeitadas ou modificadas. A melhor solução é selecionada na etapa 7, a qual segue para a confecção de um projeto detalhado onde há a criação de croquis de engenharia, criação da lista de fornecedores e a obtenção das especificações de fabricações. Assim, dá-se início a criação do protótipo e, caso corresponda as expectativas, há o início da produção.

2.2 Métodos de elementos finitos

De acordo com Norton (2013), para analisar as tensões e a deflexão em uma peça complexa utilizando o método dos elementos finitos (MEF), pode-se dividir o seu volume em um conjunto finito de elementos contínuos e discretos e resolver um conjunto (grande) de equações, cada uma aplicada sobre um elemento e seus nós, que conectam os elementos entre si. A Figura 2 mostra os modelos para elementos finitos de um virabrequim, um pistão e uma biela de motor. Nos três casos é observado o uso de malha cúbica (*hexaedro*), por se tratar de estruturas complexas e não homogêneas, necessitam de um tipo de malha em 3D. A diminuição no tamanho de elemento no topo do pistão (a) faz com que, de acordo com Tavares (1998), possua um refinamento maior, resultando em um tempo de processamento maior, porém uma melhor análise dos resultados obtidos.

Figura 2 - Malha de um pistão (A), uma biela de motor (B) e um virabrequim (C).



Fonte: Norton (2013).

Segundo Azevedo (2003), quando surge a necessidade de resolver um problema de análise, a primeira questão a ser colocada é sua classificação quanto a geometria, o modelo do material constituinte e as ações aplicadas, o que se resume às condições de contorno. Para simulações estruturais, podem ser utilizados os métodos de deslocamento, modelo de equilíbrio e métodos híbridos e mistos. Porém, o mais utilizado é o de deslocamento, pois é o que apresenta maior versatilidade.

Para simulações estruturais existem diversos softwares utilizando modelos previamente dimensionados, são eles o Ansys®, SolidWorks®, *HyperMesh*®, *Nx*®, entre outros. Já a análise de fluídos requer um grande processamento computacional visto que o domínio de estudo é maior e possui mais partículas. Entre os softwares capazes de realizá-la é possível citar Ansys®, *Starccm*® e *Acusolve*®.

Junior, *et al.* (2009), realizaram através do software Ansys® a simulação dos movimentos da articulação de um joelho humano, como resultado foram obtidas informações dos movimentos, rotações, adução/abdução. Além disso, obtiveram os esforços nos quatro principais ligamentos articulares ao decorrer de um movimento de flexão.

Cesa e de Oliveira (2011) apresentaram uma simulação computacional utilizando do método de elementos finitos para validar a resistência mecânica e a capacidade de absorção de energia de estruturas de proteção de capotamento (EPCC) de tratores agrícolas. Para tal, utilizaram o software de *CAD Pro-Engineer Wildfire 3.0*® para que a cabina fosse projetada e, com o auxílio do software Ansys®, realizaram uma malha com 27673 elementos e com um *Input* das condições de contorno, simularam o capotamento. Com o resultado obtido foi possível observar as regiões onde há maior solicitação da estrutura sendo possível propor alterações de design ou de materiais da cabina.

Rocha e da Silveira (2012), utilizou o software Ansys® para simular 3 modelos envolvendo mecânica dos fluídos e transferência de calor. O primeiro se tratava do escoamento de ar sobre um perfil aerodinâmico, neste experimento foi feito a análise computacional e sua validação através de uma avaliação experimental. Foi instalado um perfil aerodinâmico NACA 4412 em um túnel de vento e foram realizados experimentos utilizando uma angulação de 0, 5 ° e 10 °. Como resultado, houve um erro relativo alto, porém, foi justificado pelo autor como um mal posicionamento do perfil dentro do túnel de vento. O segundo modelo feito corresponde a um misturador estático. O misturador foi preenchido inicialmente por água a temperatura ambiente e

então foram adicionados 7 L de água em ambas as extremidades simultaneamente. Esse experimento tinha como objetivo verificar a temperatura de saída da água e obtiveram um erro relativo de 5%, o que afirma a eficiência da simulação numérica neste caso estudado. No terceiro modelo, foi testado o escoamento de ar sobre uma placa plana (500 x 500 x 1 mm), esse modelo foi escolhido por ser muito utilizado em livros de mecânica dos fluídos básica. Assim, após a determinação de medidas de contorno como: velocidade do fluído, temperatura, número de Reynolds e tipo de escoamento. Após realizada a simulação foi percebido que houve um erro relativo médio, superestimando o arrasto em relação ao modelo experimental, o autor justificou tal fato a uma malha não refinada e falta de testes com outros modelos.

Como citado, torna-se perceptível a efetividade do método de elementos finitos com o auxílio computacional para a determinação de valores, constantes, e comportamentos estruturais e/ou fluídos. Obtendo assim um ótimo método de economia de custos em protótipos e com um alto índice de resultados caso seja bem manuseado.

2.3 Evolução histórica do Automóvel

A história do automóvel começa nos anos de 1700, como resultado de uma lenta e longa evolução, assim como tantas outras máquinas complexas.

O primeiro veículo movido por uma caldeira de vapor foi criação de um engenheiro francês chamado Nicolas-Joseph Cugnot. Em 1885, foi criado pelo engenheiro alemão Karl Benz o primeiro automóvel com motor a combustão, porém esse veículo continha 3 rodas. Foi só em 1886, quase 170 anos depois do primeiro veículo movido a caldeira, que foi inventado o primeiro veículo de 4 rodas com motor a combustão interna, por Gottlieb Daimler.

Em 1892 Henry Ford produziu seu primeiro veículo nos Estados Unidos, o mesmo, posteriormente, criou a linha de montagem, barateando os veículos ao padronizar sua produção. A partir de então, deu-se início às indústrias automobilísticas que, com o passar dos anos, foram evoluindo os veículos, tornando-os mais confortáveis, seguros e entre outras características, de acordo com o público-alvo.

A Society Automotive Engineering (SAE), de acordo com o site da organização, é uma associação mundial com mais de 128.000 engenheiros e especialistas técnicos relacionados aos setores aeroespacial, automotivo e de veículos comerciais. As principais qualificações da SAE Internacional são o aprendizado duradouro e o desenvolvimento de padrões consensuais voluntários.

O braço de caridade da SAE Internacional é a Fundação SAE, que mantém muitos programas, incluindo o "*A World In Motion*" e o "*Collegiate Design Series*".

O projeto Baja SAE é mais um dos programas da SAE, criado sob a direção do Dr. John F. Stevens nos Estados Unidos na Universidade da Carolina do Sul.

O programa tem como propósito desenvolver um veículo fora de estrada (off-road), projetado para as mais adversas condições de terreno, especialmente na terra. Oferecendo aos estudantes de Engenharia a chance de aplicar na prática os conhecimentos adquiridos em sala de aula, desde sua concepção, projeto detalhado, construção e testes. O veículo é projetado seguindo as regras e especificações definidas pelos organizadores do evento, podendo até serem incrementadas novas regras para desafiar o veículo projetado a ultrapassar obstáculos além daqueles previstos previamente .

A primeira competição ocorreu em 1976 nos Estados Unidos, em 1991 teve o início das atividades da SAE BRASIL, em 1994, lançava o Projeto Baja SAE BRASIL. A primeira competição nacional foi realizada em 1995.

Segundo Amboni (2008), os veículos denominados como off-road tiveram o início de seu desenvolvimento através de uma demanda da Primeira Guerra Mundial, quando se mostraram necessários para reconhecimento leve, rápido, para todo tipo de terreno. Com o agravamento da Segunda Guerra Mundial em 1940, o Exército Norte-Americano solicitou o desenvolvimento de um veículo que atendesse suas necessidades e com tração 4x4. Três empresas participaram deste desenvolvimento, e, após submetidos a duros testes, o veículo produzido pela Willys-Overland, denominado de Willys MA foi o selecionado e ficou conhecido popularmente com Jeep.

Antes mesmo da guerra acabar, a Willys-Overland percebeu que os populares veículos Jeep poderiam servir ao mercado civil. Em agosto de 1945 foi lançado o primeiro Jeep civil, o CJ2A, que proclamava nos anúncios como: "Uma usina de força sobre rodas". O Modelo criado em 1945 deu origem à linhagem que teve mais de 1,5 milhão de veículos fabricados até 1985.

A partir da plataforma dos valentes Willys de tração 4x4, várias empresas desenvolveram seus veículos, como o Land Rover, Nissan e outras. Com os novos tempos, a tecnologia se encarregou de equipar os modernos 4x4, que hoje tem muito conforto, beleza e tecnologia.

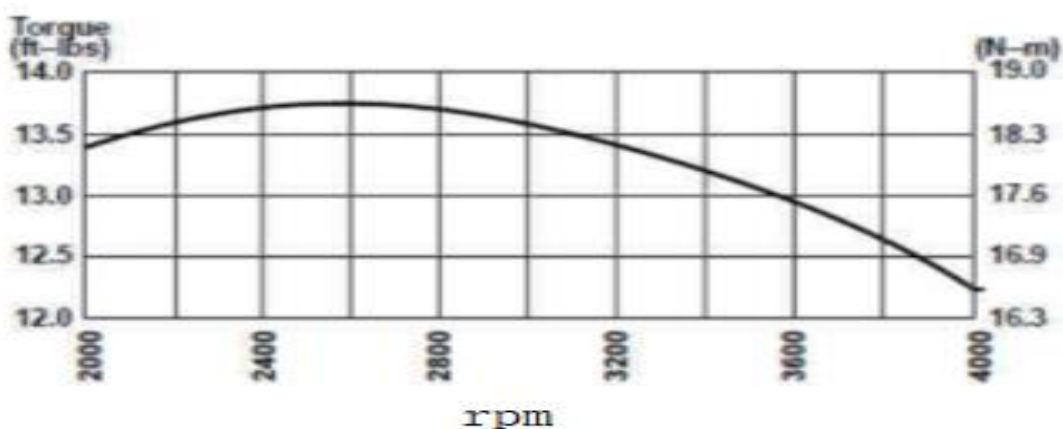
2.4 Sistema de Geração de Potência

Segundo Brunetti (2018), máquinas térmicas são dispositivos que permitem transformar calor em trabalho. Este calor pode ser obtido de várias formas como combustão, energia elétrica, energia atômica etc. Neste trabalho, especial atenção é dada à geração de potência por intermédio da combustão, mais especificamente a combustão interna que, de acordo com Brunetti (2018), se dá quando o fluido ativo participa diretamente da combustão.

A fonte de energia escolhida como fornecedora deve entregar ao sistema de trem de força, ou *powertrain*, alto torque em baixas rotações por minuto (rpm) e potência de pico em alta rotação. Para tamanha exigência, um motor de quatro ciclos, refrigerado a ar poderá servir ao propósito.

O organizador da competição BAJA SAE, solicita o uso do motor *Briggs & Stratton (B&S) 10 HP OHV intek Engine* como o fornecedor de potência para a *Powertrain*. Este motor tem início de funcionamento à rotação de 1800 RPM e aproximadamente 18 Nm de torque. O motor desenvolve torque máximo a 2600 RPM, com 18,66 Nm, como mostra a Figura 3.

Figura 3 - Curva de torque do motor Briggs & Stratton (B&S) 10 HP.



Fonte: Tardin e Mattedi (2008).

Referente à potência, o motor inicia com rotação padrão de 1800 RPM e entrega cerca de 5 HP de potência. O motor completamente acelerado atinge 4000 RPM com seu pico de potência em 10 HP sem perdas. Potência essa que nomeia o motor. A Figura 4 apresenta a curva de potência por rotação do motor.



Fonte: Tardin e Mattedi (2008).

2.5 Sistema de Transmissão de Potência

Com o desenvolvimento do motor de combustão interna, caracterizado por alta velocidade e grande torque, houve a necessidade de utilizar reduções e variações de velocidade para que essas se adequassem a cada tipo de trabalho.

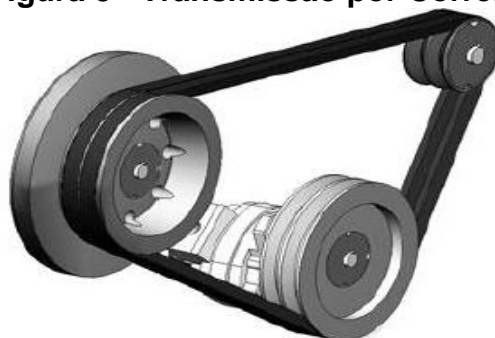
Por isso, um sistema de transmissão com relações variáveis é sempre utilizado a fim de permitir que o motor funcione a uma rotação razoável independente da velocidade do veículo. Sistema este, caracterizado por um conjunto de dispositivos utilizados a fim de transmitir a força, rotação e torque produzido no motor às rodas motrizes, para que o veículo entre movimento.

A transmissão é um componente que sofreu grandes evoluções, através do uso de novos materiais e compostos, de processos de usinagem mais precisos, de desenvolvimento de óleos lubrificantes mais eficientes e o emprego da eletrônica e mecatrônica. Dentro dos sistemas de transmissão de velocidade e potência disponíveis, os mais usuais são correias, correntes e engrenagens.

2.5.1 Correias

A transmissão por correia, conforme a Figura 5, possui como transmissores as polias e uma correia flexível, o atrito gerado entre correia e polias é o que torna possível a transmissão de torque.

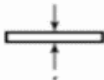

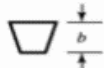
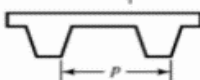
Figura 5 - Transmissão por Correia.



Fonte: Cipolla (2015).

Segundo Shigley (2011), existe uma predominância de quatro tipos de correias dentro do desenvolvimento de máquinas. Na Figura 6 é possível observar as principais características das correias dentro da aplicação desse método de transmissão.

Figura 6 - Tipos de correias

Tipo de correia	Figura	Junta	Intervalo de tamanho	Distância entre centros
Plana		Sim	$t = 0,75 \text{ mm a } 5 \text{ mm}$	Sem limite superior
Redonda		Sim	$d = 10 \text{ mm a } 20 \text{ mm}$	Sem limite superior
V		Nenhuma	$b = 8 \text{ mm a } 9 \text{ mm}$	Limitada
Sincronizadora		Nenhuma	$p = 2 \text{ mm}$	Limitada

Fonte: Shigley (2011).

Segundo Childs (2014), o sistema de transmissão por correia tem como vantagens a fácil instalação, o baixo custo, a baixa frequência de manutenção, a alta confiabilidade, a utilização em sistemas em que os eixos não se encontram no mesmo plano, o acionamento em mais de um eixo pelo mesmo motor e a baixa vibração.

Como desvantagens apresenta um baixo rendimento em comparação a outros sistemas, uma limitada capacidade de transmissão devido à problemas gerados pelo escorregamento entre correia e polia, os sistemas normalmente não são compactos e são suscetível a danos quando em sistemas que sofrem choques.

Por ser necessário escolher entre tipos de transmissões para se aplicar em um projeto, as correias possuem pontos que devem ser avaliados mediante sua aplicação, esses pontos se assemelham as vantagens de utilizar correias e são listados abaixo:

- a) Quando há uma grande distância entre eixos (correias sincronizadoras não se encaixam neste quesito pois pode ocorrer escorregamento).
- b) Quando os eixos não estão paralelos, pois a correia é maleável e permite desvios de direção.
- c) Quando é necessário um início de movimentação suave, uma vez que correias permitem escorregamento (exceto correias sincronizadoras).

2.5.2 Transmissão CVT

Transmissão CVT (*Continuous Variable Transmission*), de acordo com Albuquerque (2003) é um dispositivo de transmissão de potência por correia, no qual a relação de velocidades pode ser mudada de maneira contínua.

Seu funcionamento acontece de forma diferente dos demais modelos, no lugar da engrenagem com determinados tamanhos são colocadas duas polias de diâmetro variável, interligadas por uma correia metálica de alta resistência. A potência é transmitida por atrito ao longo da correia, que corre entre dois discos cônicos axialmente ajustáveis. Através do ajuste axial dos discos cônicos, a correia roda em diâmetros infinitamente variáveis, que vão determinar se as rodas vão ter mais força ou mais velocidade, de acordo com a relação de tamanho entre elas, essa variação é feita sem interromper o fluxo de energia.

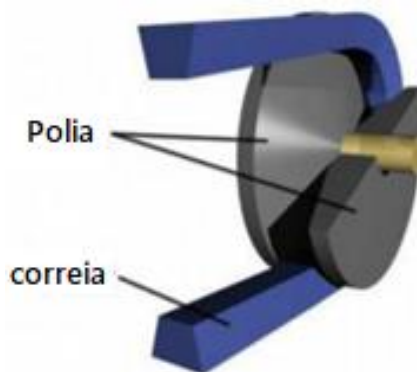
A transmissão CVT transmite a potência do motor para as rodas sem que ocorram as discontinuidades típicas das transmissões escalonadas, como uma caixa de marchas veicular, por exemplo, de forma a evitar mudanças abruptas no torque e na velocidade de saída, fazendo assim que a aceleração do veículo seja mais suave e contínua.

Os diferentes conceitos de CVT podem ser divididos em categorias tais como:

- a) CVT Elétricas.
- b) CVT Hidrostáticas,
- c) CVT Hidrocinéticas,
- d) CVT de Fricção,
- e) CVT de Tração,

Neste trabalho, especial atenção é dada à CVT de tração, mostrada na Figura 7 este tipo de CVT é utilizada pela equipe BAJA PUC Minas como método de transmissão de potência e tem como aspecto principal o uso de correia de transmissão. As CVT's destacam-se atualmente no mercado e têm sido muito empregadas principalmente na área automobilística, para reduzir o consumo de combustível, diminuir a emissão de poluentes no ar e para maximizar a dirigibilidade e o conforto. Albuquerque (2003) informa que um dos principais motivos do consumo reduzir é devido a CVT não ter perda de potência em uma suposta troca de marcha, pois isso exige no motor mais trabalho para retomar a rotação e potência anterior.

Figura 7 - Polia CVT e correia trapezoidal.



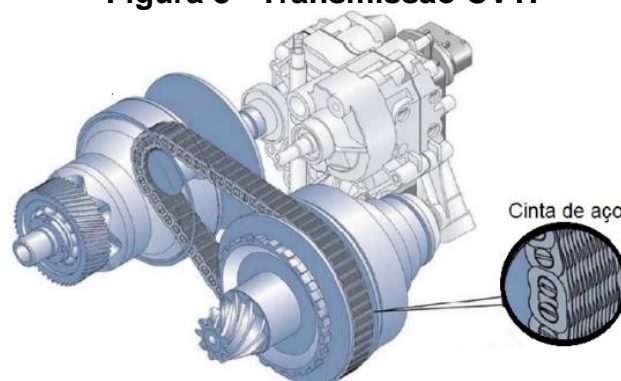
Fonte: Albuquerque (2003).

Um aspecto positivo da CTV é sua eficiência, que vem despertando um crescente interesse voltado aos estudos de seu comportamento dinâmico e, também, para o desenvolvimento de novos projetos visando sempre à otimização dos recursos disponíveis. Em combinação com um controle inteligente de motor/transmissão, é possível explorar a curva característica de desempenho do motor mais plenamente,

conseguindo, assim, reduzir o consumo de combustível, diminuir a emissão de poluentes no ar e maximizar a dirigibilidade e o conforto.

A grande desvantagem da transmissão CVT ainda é a sua limitada capacidade de torque, mas com isso vem ocorrendo o desenvolvimento de correias mais fortes e a aplicação de correntes em CVT's, como mostra a Figura 8.

Figura 8 - Transmissão CVT.

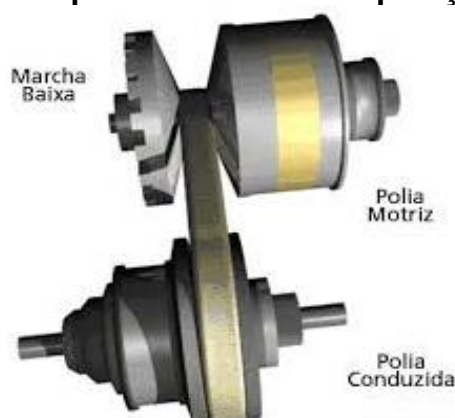


Fonte: Queiroz, Melo e Calabrez (2015).

Conforme Albuquerque (2003), a CVT possui uma correia que liga as duas polias expansivas, como demonstrado na Figura 9. À medida que os discos das polias se afastam, a correia se aprofunda no sulco entre os discos das polias; com os discos mais próximos, ela sobe e corre superficialmente.

Com movimentos contínuos e opostos (uma se abrindo e a outra se fechando), as polias alteram sensivelmente a relação de transmissão, como se houvesse infinitas marchas dentro do intervalo onde a relação de transmissão varia do valor mínimo ao valor máximo oferecida pela CVT.

Figura 9 - Polia motriz e polia conduzida em posição de marcha lenta.



Fonte: Fanton e Lima (2008).

2.6 Engrenagens

Segundo Norton (2013), as engrenagens são usadas para transmitir torque e velocidade angular em uma variedade de aplicações. Há uma grande variedade de tipos de engrenagens. Em especial, este trabalho tratará do tipo mais simples, a engrenagem cilíndrica reta, projetada para operar em eixos paralelos, tendo os dentes paralelos ao eixo. Outros tipos de engrenagens como helicoidais, cônicas e sem-fim serão abordadas brevemente.

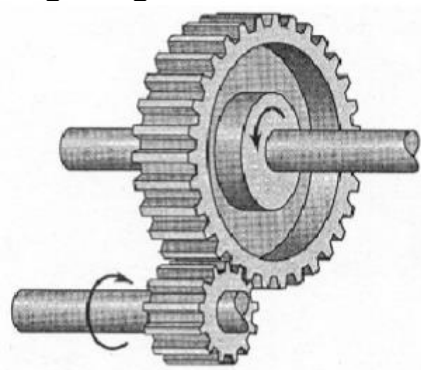
De acordo com Norton (2013), atualmente as engrenagens possuem altos padrões em relação à forma do dente e ao tamanho. A *American Gear Manufacturers Association* (AGMA), responsável pela padronização, apoia e divulga a pesquisa sobre projeto, materiais e a manufatura de engrenagens. Este trabalho seguirá padrões já estabelecidos pela AGMA.

2.6.1 Engrenagem cilíndrica de dentes retos

Segundo o trabalho de Shigley (2011), engrenagens cilíndricas de dentes retos, ilustradas na Figura 10, possuem dentes paralelos ao eixo de rotação. De todos os tipos, a engrenagem cilíndrica de dentes retos é a mais simples e, por essa razão, é usada para desenvolver relações cinemáticas primária.

As engrenagens cilíndricas de dentes retos, devido a sua baixa complexidade na fabricação, possuem um baixo custo, sendo o tipo de engrenagem mais barata. Muito utilizada na transmissão de eixos paralelos, suportam grandes relações de transmissão e as forças atuantes são apenas radiais, o que gera um ruído excessivo.

Figura 10 - Engrenagem cilíndrica de dentes retos.



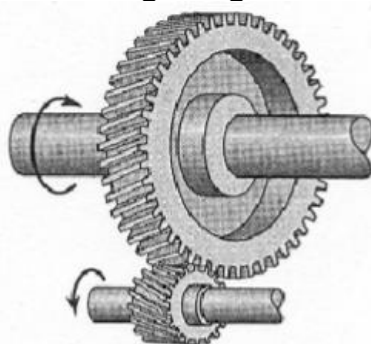
Fonte: Dantas (2015).

2.6.2 Engrenagem helicoidal

Shigley (2011), também afirma que engrenagens helicoidais, conforme Figura 11 possuem dentes inclinados em relação ao eixo de rotação. Elas podem ser utilizadas com a mesma funcionalidade das engrenagens de dentes retos e quando usadas dessa maneira, causam menos ruído em comparação a engrenagem cilíndrica de dentes retos, devido ao acoplamento mais gradual dos dentes durante o engrenamento. O dente inclinado cria forças axiais, que não estão presentes no caso de dentes retos. Algumas vezes, engrenagens helicoidais são utilizadas para transmitir movimento entre eixos não paralelos.

As engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais também são amplamente utilizadas em eixos paralelos, possuem um custo mais alto de fabricação, porém tem o funcionamento mais suave e silencioso. Essas características vêm do fato de que a largura efetiva dos dentes é maior do que a de engrenagens cilíndricas de dentes retos, devido ao engrenamento gradual dos dentes. É recomendada para sistemas que transmitem alta potência. Esse engrenamento possui da atuação de forças radiais e axiais. No caso da utilização de engrenagens de dentes helicoidais duplos, as forças axiais serão anuladas, pois estão presentes em ambos os lados em sentidos opostos.

Figura 11 - Engrenagem helicoidal.

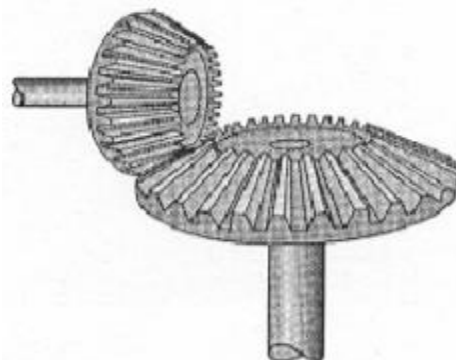


Fonte: Dantas (2015).

2.6.3 Engrenagem cônica

Engrenagens cônicas, segundo Shigley (2011), possuem os dentes formados em superfícies cônicas e são utilizadas, principalmente, para transmitir movimento entre eixos que se interceptam. A Figura 12 ilustra engrenagens cônicas de dentes retos.

Figura 12 - Engrenagem cônica de dentes retos.



Fonte: Dantas (2015).

Há também Engrenagens hipoides, mostradas na Figura 13, onde Shigley (2011), aborda a semelhança com as engrenagens cônicas helicoidais, exceto pelo fato de os eixos serem deslocados e não se interceptarem.

Figura 13 - Engrenagem hipóide.

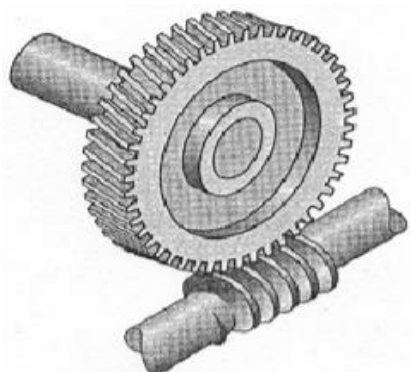


Fonte: Andrade (2018).

2.6.4 *Eixo sem fim*

O par coroa e eixo sem fim mostrado na Figura 14 representa o quarto tipo básico de engrenagem. O eixo sem fim se parece com um parafuso. Segundo Shigley (2011), a direção de rotação da coroa depende da direção de rotação do parafuso e se seus dentes são cortados com a mão direita ou esquerda.

Figura 14 - Rosca sem fim com seis fios de rosca.



Fonte: Dantas (2015).

Os conjuntos engrenados sem-fim também são construídos de modo que os dentes de uma ou ambas as peças se sobreponham parcialmente. Esses conjuntos são chamados de conjuntos de sem-fim de rosca única ou dupla. Conjuntos engrenados sem-fim são mais usados quando as relações de velocidade dos dois eixos são bastante altas, por exemplo, três ou mais.

2.7 Rolamento

De acordo com Norton (2013), sempre que duas partes têm movimento relativo, elas constituem um mancal por definição, utiliza a nomenclatura mancal em um sentido mais geral. Os mancais podem rolar, escorregar ou fazer ambos os movimentos simultaneamente e, normalmente, utilizam lubrificação com o objetivo de reduzir o atrito e remover o calor.

Desde os tempos ancestrais, por volta do século 1 a.C., o uso de mancais é conhecido como meio de mover objetos pesados, mas somente no século 20 com o desenvolvimento de novas tecnologias e novos materiais começaram a surgir mancais precisos de elementos rolantes. Por volta de 1900, quando começou a surgir os primeiros projetos de mancais de esferas e rolos, houve uma padronização mundial em tamanhos métricos. As padronizações foram definidas pela Associação dos Fabricantes de Mancais Antiatrio (AFBMA) e/ou a Organização Internacional de Padrões (ISO) admitindo o intercâmbio deles.

Os mancais de elementos rolantes podem ser agrupados em duas categorias gerais, mancais de esferas e mancais de rolos, ambos com muitas variações dentro dessas divisões. A maioria dos mancais de esferas modernos é feita de aço AISI 5210

e endurecida a um alto grau, inteiramente ou somente na superfície, já os mancais de rolos são frequentemente feitos de ligas de aços endurecíveis AISI 3310, 4620 e 8620. Com melhorias no processo de fabricação de aços, ocorrendo a redução do nível de impurezas nos mesmos, tem como resultado uma vida útil mais extensa e uma maior confiabilidade nos mancais, ainda segundo Norton (2013).

Os mancais de esfera contêm várias esferas de aço endurecido presas entre duas pistas, uma superior e inferior para mancais axiais, ou pistas interior e exterior para mancais radiais, como na Figura 15. Um retentor é usado para manter as esferas adequadamente espaçadas ao redor das pistas. Estas podem suportar cargas axial e radial combinadas em diversos graus. São mais adequados para cargas mais leves, tamanhos menores e maior velocidade. Alguns mancais de esferas são selados para manter o lubrificante aplicado na fabricação e para protegê-los de materiais estranhos.

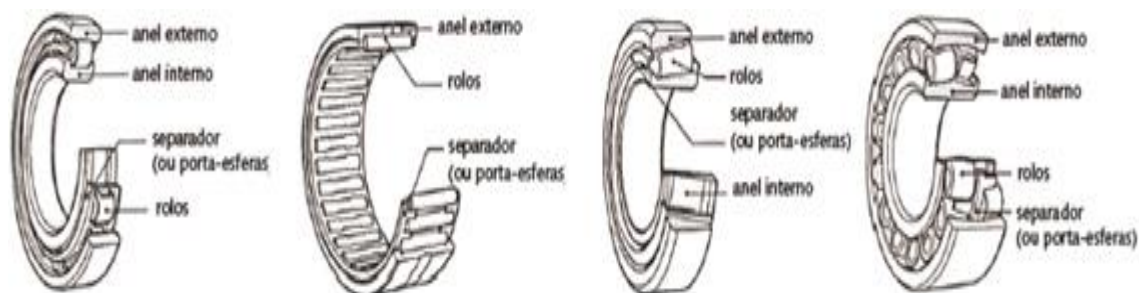
Figura 15 - Mancais de Esferas.



Fonte: Norton (2013).

Os mancais de rolos usam rolos retos, cônicos ou abaulados que correm entre pistas, como mostrado na Figura 16. Em geral, suportam cargas estáticas e dinâmicas (choque) maiores que os mancais de esferas por causa da linha de contato deles. A menos que os rolos sejam afunilados ou abaulados, eles podem suportar uma carga somente em uma direção, seja radial ou axial, conforme o projeto do mancal. São mais adequados para sistemas grandes e de carga pesada, sendo mais baratos para tamanhos maiores e cargas maiores.

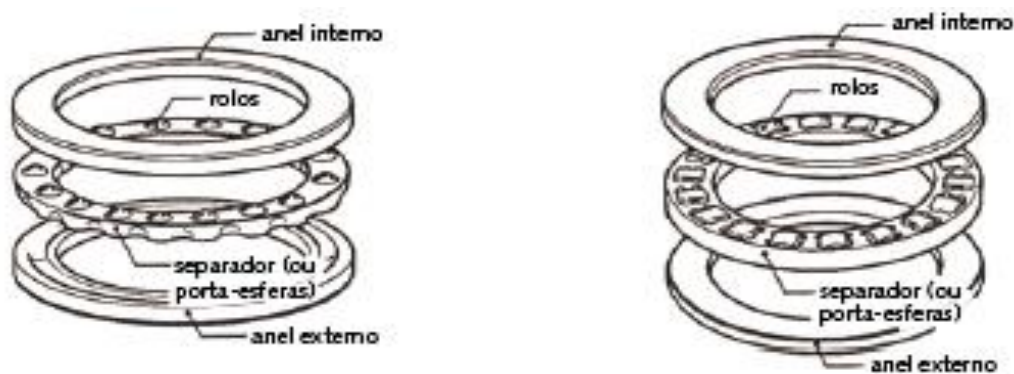
Figura 16 - Mancais de Rolos.



Fonte: Norton (2013).

Como uma das variações na divisão de grupos, os mancais de rolos e esfera podem ser feitos puramente para cargas axiais, como mostrado na Figura 17. Os mancais de rolos cilíndricos têm atrito maior devido ao escorregamento que ocorre entre os rolos e as pistas e não são adequados para ser usados em alta velocidade.

Figura 17 - Mancais axiais de esfera e rolos.



Fonte: Norton (2013).

Outros tipos mancais estão disponíveis além dos mostrados nas figuras acima, o ideal é consultar os catálogos dos fabricantes para informações adicionais que encaixe no seu projeto.

Todos estes parâmetros citados são abordados na norma NBR ISO 281 utilizada para a definição de sua carga e vida útil, possibilitando o dimensionamento.

2.8 Materiais

Com uma grande variedade de materiais úteis de engenharia, a escolha adequada do material é uma das decisões mais importantes em projetos, pois estes podem limitar os projetos. Após a seleção dos materiais para a realização do projeto, todos foram detalhados abaixo com suas respectivas características.

2.8.1 Alumínio SAE 7075 T6

De acordo com Norton (2013), o alumínio é o metal não ferroso mais amplamente utilizado em termos de consumo mundial. Pode ser produzido nas formas pura (até 99,8% de pureza) e em ligas. As principais vantagens do alumínio são sua baixa densidade, boa relação resistência-peso, ductilidade, excelente maleabilidade, capacidade de ser fundido, de ser soldado, resistência à corrosão, alta condutividade e custo razoável. Sua densidade é aproximadamente 1/3 em comparação ao aço (2.767,99 kg/m³ contra 7.750,37 kg/m³); sua rigidez em relação à do aço também corresponde a 1/3 ($E_{Al} = 71$ GPa contra $E_{aço} = 207$ GPa) e, de maneira geral, ele é menos resistente. Comparando-se os limites de resistência de aço baixo carbono e alumínio puro, o aço é cerca de três vezes mais resistente. O alumínio puro tem como característica ser muito mole e fraco, não tendo muita aplicação na engenharia, é utilizado principalmente em aplicações estéticas e decorativas, devido a seu acabamento brilhante e boa resistência a corrosão.

Muito utilizadas na engenharia, as ligas de alumínio possuem resistências significativamente mais elevadas que as do alumínio puro, tendo nas indústrias aeronáutica e automotivas seus maiores usuários. As ligas de alumínio de alta resistência têm limites de ruptura na faixa de 480 a 620 MPa e limites de escoamento cerca de duas vezes maior do que o do aço doce. Ligas de alumínio de alta resistência são cerca de 1,5 vezes mais duras do que um aço mole, e tratamentos superficiais como anodização profunda podem tornar a superfície do alumínio mais dura do que o mais duro aço. O alumínio está entre os materiais de engenharia mais facilmente trabalháveis, ainda que ele tenda a encruar. Pode ser facilmente fundido, usinado, soldado (o aquecimento da soldagem causa recozimento localizado), e conformado a quente ou a frio (algumas ligas de alumínio irão sofrer trabalho a frio quando conformadas, de tal modo que, ao tentar deformá-las novamente, sem prévio

recozimento, elas irão fraturar). Este pode, também, ser extrudado, conforme Norton (2013).

A liga de alumínio 7075 faz parte da série 7000 sendo as ligas de alumínio mais resistentes. Um material vastamente utilizado atualmente, possui características versáteis, além de promover todos os benefícios que um metal pode garantir. Bastante utilizado no ramo da usinagem para a fabricação de peças de uso específico, possui uma considerável resistência à agentes corrosivos, o que garante a sua durabilidade, sendo um material metálico de elevada vida útil. O alumínio 7075 T6 tem uma excelente performance comparado a outros metais, sendo um material extremamente fácil de ser trabalhado, tendo uma grande possibilidade de acabamentos, sendo moldado de acordo com a necessidade de cada uso.

2.8.2 Aço SAE 8620

O aço SAE 8620 é uma liga para construção mecânica utilizado em conjunto com a cementação. Esse tipo de aço é um dos mais usados na fabricação de engrenagens, pinos e peças de máquinas. É uma liga de aço com baixo carbono, que contém cromo, níquel e molibdênio em sua composição química. Por se tratar de um aço de baixo carbono podem ter superfície endurecida por cementação pelo carbono.

A dureza superficial, na condição cementada e temperada pode alcançar 62 HRc, enquanto a dureza de núcleo varia entre 30 e 45 HRc. É um aço de média temperabilidade e resistência mecânica, e possui uma boa soldabilidade e usinabilidade.

O aço 8620 cementado é forte e durável e, por essa razão, é o preferido para a fabricação de peças de máquinas. Uma engrenagem com superfície endurecida tem a vantagem de um miolo forte e uma superfície dura.

Assim, é amplamente utilizado por vários setores da indústria para componentes e eixos de tensão leve a média. Principalmente para os que exigem alta resistência ao desgaste da superfície com propriedades razoáveis de resistência e impacto do núcleo.

2.9 Tratamento Térmico De Aços

De acordo com Norton (2013), a dureza de muitos aços pode ser alterada através de tratamentos térmicos, esta combinação de ferro e carbono sendo que o último, afeta a capacidade da liga de ser tratada termicamente, ou seja, a capacidade de endurecimento aumenta com a quantidade de carbono.

Dentre os procedimentos de tratamento térmico, é possível citar a têmpera para endurecer aços de médio ou baixo carbono, o revenimento para aliviar tensões restaurando parte da ductilidade do aço, o recozimento para restaurar as propriedades mecânica de liga não endurecida, entre outros.

2.9.1 Endurecimento Superficial

O processo de endurecimento superficial é indicado para peças de maiores espessuras ou dimensões que sofrerão grandes impactos. De acordo com Norton (2013), este tratamento térmico é feito a partir do aquecimento da peça em uma superfície em carbônio, nitrogênio, ou ambos, passando-a então pelo processo de têmpera, esses procedimentos são conhecidos como cementação, nitretação e cianetação respectivamente.

Assim, segundo Norton (2013) os métodos de endurecimento superficial citados anteriormente são desejáveis já que mantém a completa ductilidade no interior da peça e assim a tenacidade do material gerando uma maior capacidade de absorção de energia, ao mesmo tempo em que sua superfície possui alta dureza reduzindo assim o desgaste da peça. Logo, é possível concluir que este método de tratamento é o mais efetivo para ser utilizado em engrenagens, as quais são ferramentas que necessitam de ter um ciclo de vida alto, possuindo resistência ao desgaste e mantendo uma alta tenacidade para resistir aos impactos obtidos do processo de transmissão.

2.10 Montagem e ajustes

De acordo com Agostinho (1977), a intercambialidade é conhecida como a possibilidade de substituir uma peça de um conjunto mecânico, tomada ao acaso, por uma peça sobressalente de mesma dimensão e geometria, sem ajustes adicionais.

Vários sistemas modernos de fabricação são focados na intercambialidade de componentes, portanto, foi necessário a implementação de normas e procedimentos para dimensões, forma e acabamento, entre estas é possível citar as normas DIN 7182 e a ABNT através de sua NBR 6158 e ISO 2768-1.

2.10.1 Tolerância de rolamentos e perfis estriados

No caso de rolamentos, as tolerâncias para dimensões internas e externas são padronizadas internacionalmente pela norma ISO. Assim, para redução de custos durante sua manufatura são empregadas as seguintes condições:

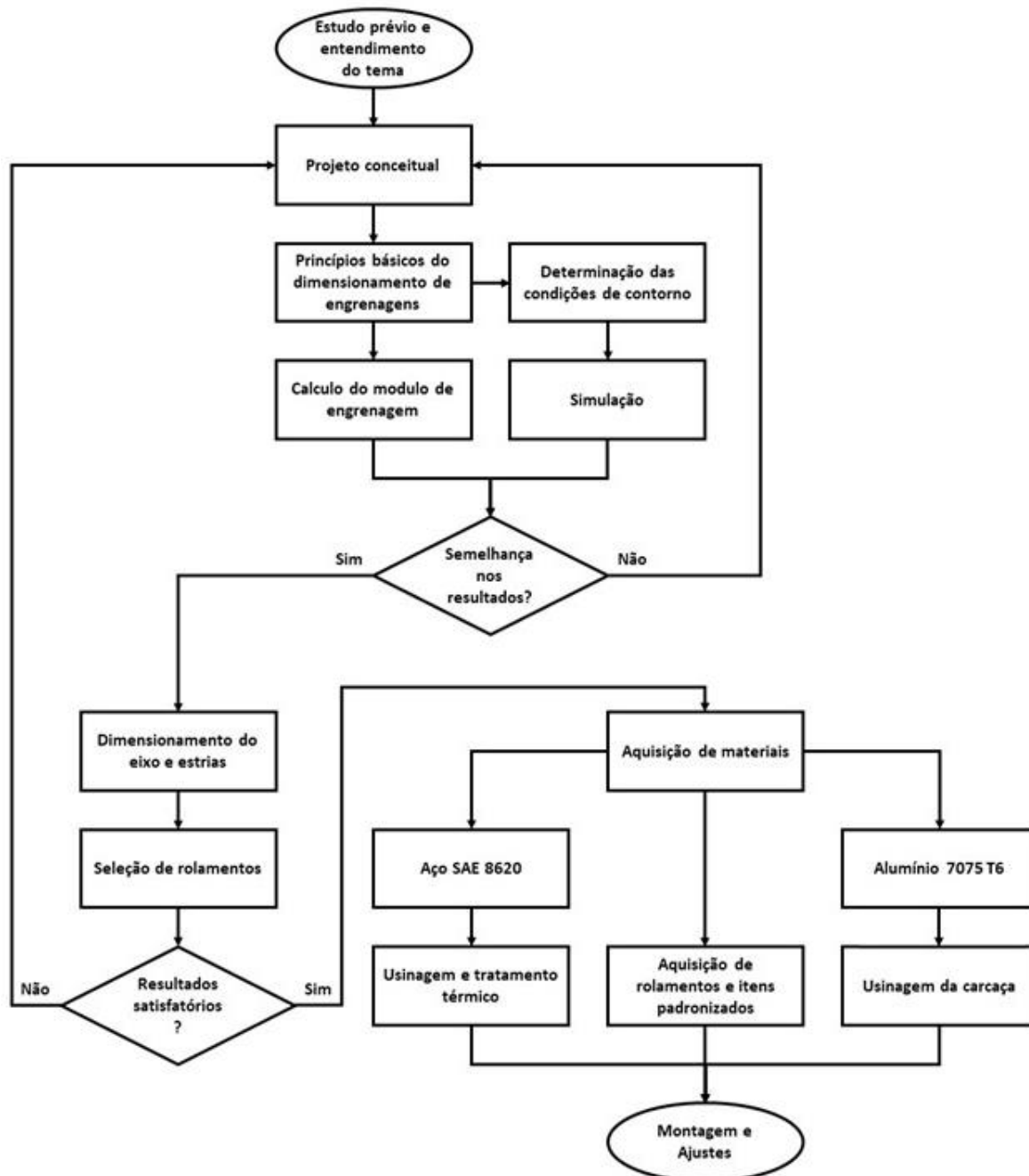
- Furo interno: Sistema Furo-Base – Classe de Ajustes H, qualidades IT6 e IT7;
- Diâmetro externo: Sistema Eixo-base – Classe de ajustes h, qualidades IT5 e IT6.

O mesmo ocorre para perfis estriados, onde a norma DIN 5480 proporciona um dimensionamento padronizado em função da dimensão do eixo.

3 METODOLOGIA

Para a construção e dimensionamento da caixa de redução, foram estabelecidas as etapas do processo de modo a otimizar os recursos disponíveis. Essas etapas e suas interações são descritas a seguir e podem ser visualizadas no fluxograma mostrado na Figura 18.

Figura 18 - Fluxograma de atividades desenvolvidas.



Fonte: Elaborado pelos autores.

Os procedimentos descritos a seguir foram planejados e especificados de maneira a garantir a execução do tema proposto, buscando correta funcionalidade e aplicabilidade.

3.1 Estudo prévio e entendimento do tema proposto

O programa BAJA SAE é regido pelo Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE BRASIL (RATBSB), as definições apresentadas por esse regulamento se aplica para todos os participantes e equipes.

Cada equipe deve projetar e construir seu veículo para participar da competição. O protótipo deve atender as normas estabelecidas do regulamento técnico, os requisitos gerais de projeto englobam os itens, como: configuração do veículo, suas dimensões máximas, sua capacidade ergonômica e capacidade de transposição de obstáculos. Sendo esses os pré-requisitos para participação das provas dinâmicas.

Nas provas dinâmicas do BAJA, o veículo deve ser capaz de demonstrar uma operação segura ao transpor obstáculos fora de estrada. Alguns obstáculos possuem dimensões que devem servir como referências mínimas ao se considerar a capacidade de transposição para a concepção e o desenvolvimento do projeto. Os obstáculos são: Aclives com 100% de inclinação e 5 metros de comprimento, travessias rasas de água e lama de 0,3 m de profundidade, troncos com 0,4 m de diâmetro e curvas com raio mínimo de 3,5 m (medido a partir do centro do veículo).

De acordo com a norma RATBSB, para assegurar uma base equivalente de comparação para os eventos dinâmicos, todos os veículos devem usar os mesmos motores: *Briggs & Stratton OHV Intek Model 20 (série 20)* ou *Briggs & Stratton OHV Vanguard Model 19 (série 19)*. Esse motor possui um torque de 18.66Nm na rotação de 2600RPM, a potência aumenta progressivamente de 5.6HP a 10HP sem perdas. Com a rotação em 2600RPM a potência é de 7,5HP sem perdas e 7HP com perdas, podendo ser visualizado na Figura 4. Esses dados são utilizados para o cálculo de forças trativas feitos pela equipe de *Powertrain*.

Com a geração de potência fixa para todas as equipes, foi confeccionado uma caixa de redução com máxima eficiência, baixo custo e fácil manutenção do conjunto motor e CVT.

As caixas de redução são arranjos mecânicos no qual um par ou mais engrenagens permitem troca de torque por velocidade e vice-versa. Sendo uma aplicação comum das caixas de redução por engrenagens a redução da velocidade e por consequência o aumento do torque para mover cargas mais pesadas, como na transmissão de um automóvel.

3.2 Projeto Conceitual

Foi observada a obsolescência da antiga caixa de redução da Equipe BAJA PUC Minas, devido ao peso superior às demais demonstradas nos históricos de competição de outras equipes de BAJA. Portanto houve a necessidade de projetar uma nova caixa de redução visando a otimização de peso tal qual a relação de transmissão necessária para que o veículo percorra todo percurso e obstáculos necessários de maneira satisfatória.

O projeto se inicia com o cálculo de forças trativas pela equipe de *Powertrain*. Com os esforços em mãos, desenvolveu-se a transmissão através da relação de torque. Assim, foi possível dimensionar todo conjunto de engrenagens e eixos que suportam este torque com um determinado coeficiente de segurança.

A escolha do tipo de engrenagem utilizada apoiou-se no rendimento como fator decisivo. Engrenagens helicoidais geram esforços no sentido axial do eixo, fazendo com que parte do seu torque seja desperdiçado.

Após entendimento das condições e parâmetros iniciais, deu-se início ao levantamento de materiais e processos de fabricação necessários para a execução.

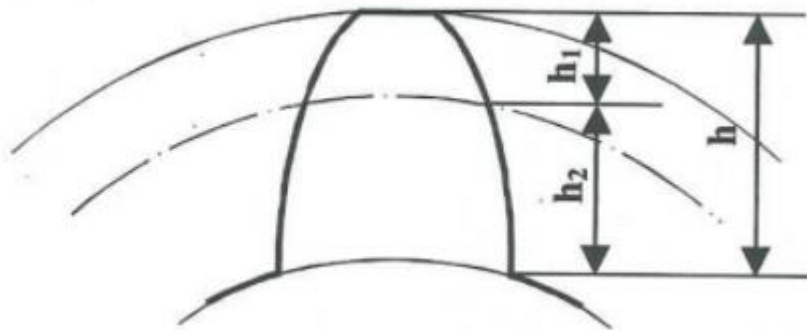
3.3 Princípios básicos de dimensionamento de engrenagens

O cálculo e dimensionamento de uma engrenagem tem como base seu módulo. O módulo (m) em milímetros, é a razão entre o diâmetro primitivo (d_p), em milímetros e o número de dentes (Z) de uma engrenagem, como mostra a equação 1:

$$m = \frac{d_p}{Z} \quad (1)$$

A altura do dente da engrenagem é mostrada na Figura 19, é um parâmetro a ser definido para desenvolvimento da peça.

Figura 19 – Altura do dente da engrenagem.



Fonte: da Luz (2007).

A altura da engrenagem (h) é definida pela Equação 2:

$$h = h_1 + h_2 \quad (2)$$

Onde:

h é a altura do dente (mm);

h_1 é a altura da cabeça do dente (mm);

h_2 é a altura da base do dente (mm).

Para o cálculo da altura da cabeça do dente é utilizada a equação 3:

$$h_1 = 0,8 \times m \quad (3)$$

Onde:

h_1 é a altura da cabeça do dente (mm);

m é o módulo da engrenagem (mm).

Para calcular a altura da base do dente, utiliza-se a equação 4:

$$h_2 = 1,157 \times m \quad (4)$$

Onde:

h_2 é a altura da base do dente (mm);

m é o módulo da engrenagem (mm).

Para determinação de comprimento de dente, ou melhor, largura da engrenagem, é utilizada a equação 5:

$$L = t \times m \quad (5)$$

Onde:

L é o comprimento da engrenagem (mm);

t é a constante de comprimento do dente da engrenagem (mm);

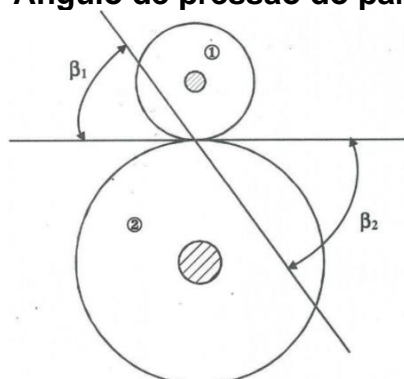
m é o módulo (mm).

Segundo Luz (2007), para caixa de marcha é sugerido uma constante t entre 6 e 14, sendo utilizado pela equipe BAJA PUC Minas o valor constante de 7,5. Um ponto muito importante a ser observado é que para que as engrenagens possam ser acopladas, estas devem possuir o mesmo passo (p), em milímetros, logo, mesmo módulo (m) em milímetros, segundo a equação 6:

$$p = \pi \times m \quad (6)$$

Além disso, engrenagens devem possuir mesmo ângulo de pressão para que seus perfis se conjuguem, como mostra a Figura 20.

Figura 20 – Ângulo de pressão do par engrenado.

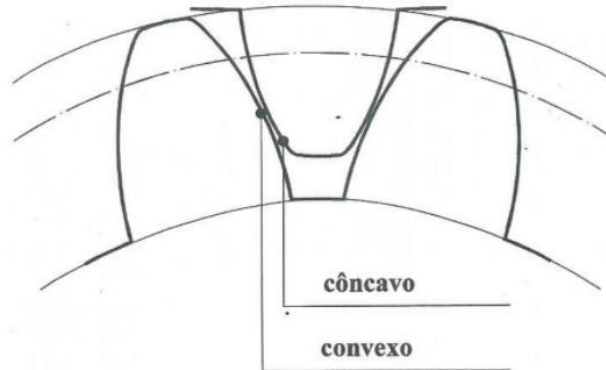


Fonte: da Luz (2007).

Prosseguindo com os perfis, estes não podem ter interferência alguma para que as engrenagens possam ter contato suave, otimizando sua eficiência no funcionamento e facilitando sua montagem.

Como mostra a Figura 21, estes perfis devem possuir concavidade e convexidade.

Figura 21 – Folgas nos dentes do par engrenado.



Fonte: da Luz (2007).

Para o cálculo do diâmetro externo, importante para definição da bitola do tarugo que será utilizado para fabricar a engrenagem, utiliza-se a equação 7:

$$d_e = m[Z + 2 \times 0,8] \quad (7)$$

Onde:

d_e é o diâmetro externo (mm);

m é o módulo (mm);

Z é o número de dentes (mm).

A equação 8 define o diâmetro interno da engrenagem:

$$d_i = m[Z - 2 \times 1,157] \quad (8)$$

Onde:

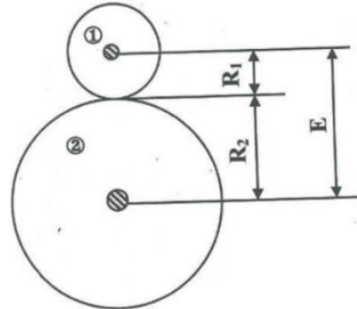
d_i é o diâmetro interno (mm);

m é o módulo (mm);

Z é o número de dentes (mm).

Para dimensionar a carcaça que encobre as engrenagens, deve-se observar a distância entre eixos determinada pela equação 9. A Figura 22, ilustra a distância entre centros, ou seja, a distância a ser calculada:

Figura 22 – Distância entre eixos.



Fonte: da Luz (2007).

$$E = \frac{m}{2} [Z_1 + Z_2] \quad (9)$$

Onde:

E é a distância entre eixos (mm);

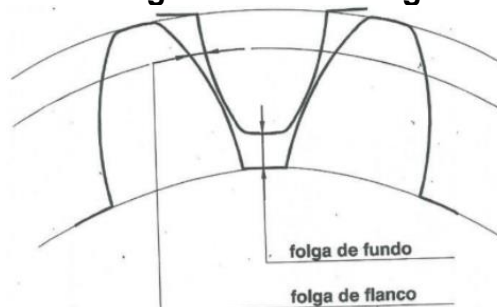
m é o módulo do par engrenado (mm);

Z_1 é o número de dentes da engrenagem 1;

Z_2 é o número de dentes da engrenagem 2.

Ainda é necessário calcular as folgas de flanco e de fundo. A folga do fundo, como mostra a Figura 23 é caracterizada pela distância radial entre a circunferência de truncamento e a da raiz. Já a distância de flanco é a distância da superfície do dente, ou diâmetro externo entre os cilindros primitivo e o da raiz até a base do dente, ou diâmetro primitivo da outra engrenagem.

Figura 23 – Folga de fundo e folga de flanco.



Fonte: da Luz (2007).

Estas folgas, de acordo com Luz (2007), são determinadas por intermédio das equações 10 e 11:

$$F_{fu} = 0,167 \times m \quad (10)$$

Onde:

F_{fu} é a folga de fundo (mm);

m é o módulo (mm).

$$F_{flanco} = 0,06 \times m \quad (11)$$

Onde:

F_{fl} é a folga de flanco (mm);

m é o módulo (mm).

O número de dentes, pode ser definido conforme o projetista responsável preferir, portanto que respeite o número de dentes mínimos em uma engrenagem, conforme equação 12:

$$Z_{min} = \frac{2 \times 0,8}{\text{sen}^2 \beta} \quad (12)$$

Onde:

Z_{min} é o número mínimo de dentes;

β é o ângulo de pressão do par engrenado descrito na figura 20, com valor de 20° segundo forma ABNT;

Com todas as dimensões definidas, é necessário observar se a engrenagem suportará os esforços.

A partir do estudo cinemático das engrenagens, a equação 13 demonstra a relação de transmissão e suas proporcionalidades:

$$i_{1/2} = \frac{\eta_1}{\eta_2} = \frac{W_1}{W_2} = \frac{M_2}{M_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (13)$$

Onde:

$i_{1/2}$ é a relação de transmissão da engrenagem 1 para a engrenagem 2;

η é rotação da engrenagem (rpm);

W é a potência da engrenagem (W);

M é o torque da engrenagem (Nm);

d é o diâmetro da engrenagem (mm);

r é o raio da engrenagem (mm);

Z é o número de dentes da engrenagem;

3.4 Cálculo do módulo da engrenagem

Como o modulo define todos os outros parâmetros da engrenagem, seu cálculo pode seguir três métodos:

- Através da resistência dos materiais em carregamentos estáticos;
- Através da resistência dos materiais em carregamentos dinâmicos;
- Através do desgaste;

Utilizando a resistência dos materiais em carregamentos dinâmicos, segue a equação corrigida de Lewis (14):

$$m^3 \geq \frac{2 \times M \times K_1 \times K_t}{\sigma_{adm} \times Z \times A \times Y \times K_2 \times cv} \quad (14)$$

Onde:

M é o torque na engrenagem (Nm);

K_1 é o fator de serviço;

K_t é o fator de correção quanto a concentração de tensões;

σ_{adm} é a tensão admissível do material (Mpa);

Z é o número de dentes da engrenagem;

A é a constante comprimento do dente;

Y é o fator de forma do dente;

K_2 é o fator de correção da forma do dente;

cv fator de velocidade.

O cálculo do torque (M) é por intermédio da equação 15:

$$M_1 = 716200 \times N_m / \eta_m \times \eta_{acoplamento} \quad (15)$$

Onde:

M_1 é o torque na engrenagem motora (Nm);

N_m é a potência na entrada da engrenagem motora (W);

η_m é a rotação da engrenagem motora (rpm);

$\eta_{acoplamento}$ é o rendimento do acoplamento da engrenagem motora.

A tensão admissível é obtida na equação 16:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{rup}}{K_S} \quad (16)$$

Onde:

σ_{adm} é a tensão admissível (Mpa);

σ_{rup} é a tensão de ruptura do material (Mpa);

K_S é o coeficiente de segurança.

A velocidade da engrenagem é determinada pela equação 17:

$$V_1 = \frac{\pi \times m \times Z_1 \times \eta_1}{60000} \quad (17)$$

Onde:

V_1 é a velocidade tangencial da engrenagem (m/s);

m é o módulo (mm);

Z_1 é o número de dentes;

η_1 é a rotação da engrenagem (rpm);

Por fim, para determinação do modulo, define-se o valor cv pela equação 18:

$$cv = \frac{3}{3+V} \quad (18)$$

Onde:

cv fator de velocidade;

V é a velocidade tangencial da engrenagem (m/s).

Com o cálculo do módulo, é necessário verificar se a engrenagem suportará o desgaste a partir da equação de Hertz (19):

$$F_t \leq L \times p \times cv \times c \quad (19)$$

Onde:

F_t é força tangencial (N);

L é comprimento do dente (mm);

p é passo da engrenagem (mm);

cv é coeficiente de velocidade.

c é constante de Hertz, definida pela equação 21.

A força tangencial é definida pela equação 20:

$$F_t = \frac{2 \times M}{m \times Z} \quad (20)$$

Onde:

F_t é força tangencial (N);

M é torque (Nm);

m é módulo (mm);

Z é número de dentes.

A Constante de Hertz é apresentada pela equação 21:

$$c = \frac{\text{sen}[2\beta]}{4,4} \times \frac{Z_1 \times Z_2}{Z_1 + Z_2} \times \frac{E_1 + E_2}{E_1 \times E_2} \times [\sigma_{c \text{ adm}}]^2 \quad (21)$$

Onde:

β é o ângulo de pressão ($^\circ$);

Z é o número de dentes

E é módulo de Young (Gpa);

$\sigma_{c adm}$ é a tensão admissível à compressão (Mpa).

A tensão de compressão admissível ($\sigma_{c adm}$), é determinada pela equação 22:

$$\sigma_{c adm} = \frac{\frac{HB}{2}}{\left[\frac{60 \times \eta \times h_f}{10^6}\right]^{\frac{1}{6}}} \quad (22)$$

Onde:

HB é dureza Brinell do material

η é a rotação da engrenagem (rpm);

h_f é vida útil da engrenagem (hr).

A dureza Brinell pode ser encontrada através de ensaios no material, porém com a equação 23, é possível definir o valor:

$$HB = \frac{\sigma_{rup}}{N} \quad (23)$$

Onde:

HB é dureza Brinell

σ_{rup} é a tensão de ruptura do material (Mpa);

N é a constante Brinell, definida através do material utilizado, segundo a Tabela 1:

Tabela 1 - Constante Brinell.

Material	Constante Brinell
Aço Fundido	0,35
Aço Ligado	0,34
Aço Laminado	0,36
Ferro Fundido	0,2
Latão e Alumínio	0,545

Fonte: Luz (2007).

3.5 Determinação das Condições de Contorno

As condições de contorno da caixa de redução são mostradas na Tabela 2, foram adquiridas através das relações de redução estabelecidas para o conjunto de engrenagens e pelas propriedades do motor utilizado pelo veículo. Para o material, optou-se pelo aço com histórico de aplicação dentro da competição BAJA para a averiguação de seu desempenho no conjunto. Como tipo de engaste nas condições de contorno foi optado pelo *Frictionless support* localizado no eixo da engrenagem, já que este, fornece apoio apenas na direção normal à face escolhida, proporcionando liberdade para que a peça rotacione na direção tangencial.

Tabela 2 – Dados inseridos nas condições de contorno.

Torque Engrenagem 1 (N/m)	63,0
Torque Engrenagem 3 (N/m)	193,0
Material Engrenagens	Aço SAE 8620 – Temperado, Cementado e Revenido
Tipo de Análise	Estática

Fonte: Elaborado pelos autores.

3.6 Simulação

Para a simulação, o modelo matemático da caixa de redução foi feito no software Solidworks® e posteriormente importado para o *Spaceclaim* do software Ansys®. Nele foram estipulados pontos de contato entre dentes, região de rotação do modelo, aplicação das condições de contorno e propriedades de materiais. Para a simulação, as engrenagens foram separadas em dois pares e seus respectivos torques foram adicionados de acordo com a Tabela 2. A Tabela 3 apresenta as características escolhidas para as malhas utilizadas em cada simulação. Para a otimização da malha foi utilizado o comando *Edge Sizing* nas arestas dos furos, maximizando assim a precisão da simulação. Também foi aplicado sob a malha o método de *Patch Conforming*, fazendo com que a malha siga o caminho das arestas melhorando seu refinamento. O tipo de elemento Tetraedro foi selecionado, pois de acordo com Batista (2005), são elementos adequados para simulações envolvendo malhas em três dimensões. Como parte dos resultados, a convergência de malha definiu os valores ideais de número de elementos e nós.

Tabela 3 - Condições inseridas na malha do conjunto de engrenagens.

Parâmetros	1ª Engrenagem	3ª Engrenagem
Tamanho de Elemento	2,0 mm	2,0 mm
Refinamento em Contatos	1,0 mm	1,0 mm
Tipo de Elemento	Tetraedro	Tetraedro

Fonte: Elaborado pelos autores.

3.7 Dimensionamento de eixo

A equação 24 foi utilizada para o dimensionamento do eixo onde a engrenagem é acoplada:

$$d^3 = \frac{16}{\pi \times \tau_{adm} \times \eta} \times \sqrt{[M_{fletor} \times 1,5]^2 + M_{torção}^2} \quad (24)$$

Onde:

d é o diâmetro do eixo (mm);

τ_{adm} é a tensão admissível ao cisalhamento (Mpa);

η é fator de correção para chaveta;

M_{fletor} é momento fletor (Nm);

$M_{torção}$ é o momento torçor (Nm).

A tensão admissível ao cisalhamento (τ_{adm}) é definida através da equação 25:

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}} \quad (25)$$

Onde:

σ_{adm} é a tensão admissível à tração (Mpa).

Já a tensão admissível é definida pela equação 26:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{esc}}{K_s} \quad (26)$$

Onde:

σ_{esc} é a tensão de escoamento do material (Mpa);

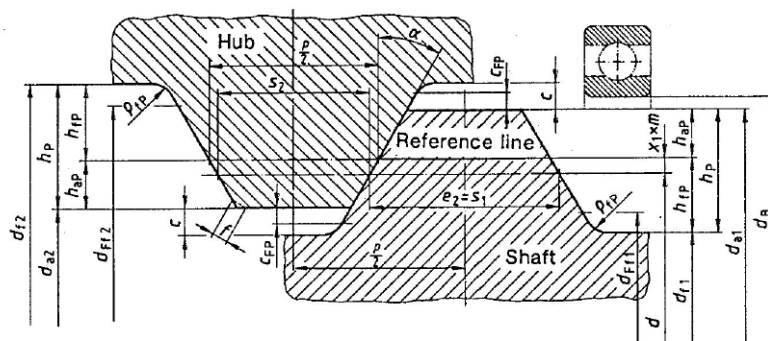
K_s é o coeficiente de segurança.

Os momentos fletores e torçores são obtidos através do gráfico de força cortante e momento fletor.

3.8 Dimensionamento de Estrias

Para o dimensionamento das estrias presentes nos eixos e engrenagens foi utilizada a norma DIN 5480. Onde, todas as dimensões da ranhura foram definidas a partir do módulo de 2 mm escolhido como padrão e da dimensão do eixo de 20 mm. A Figura 24 apresenta todos dados fornecidos pelas tabelas obtidas na norma.

Figura 24 - Esquema de Estrias de acordo com Norma DIN 5480.



Fonte: DIN 5480-2:2006-05.

3.9 Seleção de rolamentos

A equação 27 apresenta o cálculo da Carga Dinâmica (C), a qual em conjunto com a dimensão do eixo, é responsável pela especificação do rolamento considerando que este sofra uma rotação maior que 10 RPM, caso do projeto realizado.

$$C = \frac{f_e}{f_n} * P \quad (27)$$

Onde:

C é a capacidade dinâmica equivalente (kN);

f_e é o fator de esforços dinâmicos;

f_n é o fator de rotação;

P é a carga dinâmica equivalente (kN);

A equação 28 representa como é feito o cálculo da Carga Dinâmica Equivalente (P), a qual constitui-se de uma suposta carga resultante.

$$P = x \times F_r + y \times F_a \quad (28)$$

Onde:

F_r é a Carga radial (kN);

F_a é a Carga axial (kN);

x é o fator radial;

y é o fator axial.

A equação 29 demonstra o cálculo da vida nominal em horas, com 90% de confiabilidade de acordo com a norma ABNT NBR ISO 281, unidade de soma importância para a definição se o rolamento em questão irá atender à solicitação realizada.

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \times \frac{10^6}{60 \times N} \quad (29)$$

Onde:

L_{10h} é a vida nominal com 90% de confiabilidade (hr);

N é a velocidade de operação (rpm).

3.10 Aquisição de materiais

Com os resultados obtidos na simulação numérica foram requisitados os materiais para a confecção das engrenagens, dos eixos, da carcaça e seus rolamentos.

Assim, foi realizada uma pesquisa junto fornecedores dos materiais e serviços com melhor custo-benefício.

3.10.1 Aço SAE 8620

Para o Aço SAE 8620, a etapa de orçamento para aquisição do material não pôde ser finalizada. Segundo programação inicial, a realização da usinagem seria feita nos laboratórios da PUC-MG campus Contagem para obtenção das engrenagens e eixos, devido ao quadro da pandemia da COVID-19, os laboratórios foram fechados, por este motivo parte dos serviços foram terceirizados.

Assim, o processo de aquisição, usinagem e tratamento térmico foram todos orçados e concluídos com um parceiro da equipe, a Imego Engrenagens. O orçamento também pode ser visualizado no Apêndice A.

3.10.2 Alumínio 7075 T6

Com dificuldades de obter o alumínio no mercado devido ao quadro de COVID-19, foi possível obter apenas um orçamento de chapas laminadas com as dimensões de 40 x 170 x 300 mm e 65 x 170 x 300 mm. Com o alumínio custando R\$95,60 o quilo; valor 40% mais alto devido a pandemia da corona vírus, o orçamento final totalizou R\$1701,00. No Apêndice A é possível visualizar os orçamentos realizados.

3.10.3 Aquisição dos Rolamentos e Itens Padronizados

Com o dimensionamento dos eixos e os cálculos para a seleção de rolamentos por intermédio da Equação (27), a escolha dos rolamentos partiu de catálogos comerciais, visto que suas dimensões são padronizadas. O rolamento escolhido possui diâmetro interno com mesma dimensão do diâmetro do eixo e sua espessura foi escolhida a partir da capacidade dinâmica do rolamento obtida.

Os demais itens padronizados como parafusos, porcas, retentores, anéis de trava, bujão magnético e engate rápido, os quais não necessitam de dimensionamento prévio foram avaliados caso a caso e, ao fim, devidamente adquiridos para sua funcionalidade.

3.11 Usinagem e tratamento do conjunto engrenado

Como todos os processos foram combinados com um parceiro externo, a metodologia orçamentaria seguiu o que foi citado anteriormente. Assim, foi disponibilizando um data-book com o detalhamento de cada peça no formato 2D, conforme Apêndice B.

Após o processo de usinagem, iniciou-se a etapa de tratamento térmico de cementação nas engrenagens, seguido do tratamento de tempera, onde o material foi submetido a uma temperatura superior crítica com um posterior resfriamento rápido e, por fim, revenimento objetivando o aumento da dureza e eliminação de tensões residuais, respectivamente.

Todos os processos foram acompanhados pela equipe por meio de vídeos e reuniões virtuais, devido às restrições impostas pela pandemia de COVID-19 para o acompanhamento presencial.

3.12 Usinagem da proteção externa da caixa

Após a compra do Alumínio 7075 T6, as chapas foram encaminhadas ao centro de usinagem da PUC-MG campus Contagem, onde foi realizada a usinagem de acordo com o projeto da carcaça da caixa. Foram disponibilizadas as matemáticas no formato IGS contendo ambas as proteções externas em 3D para a programação no centro de usinagem. O processo também foi acompanhado por meio de vídeos e reuniões virtuais.

3.13 Montagem e ajuste

Todas as peças foram dimensionadas e posteriormente usinadas utilizando como padrão suas respectivas normas supramencionadas e procedimentos, além das boas práticas de engenharia.

Para rolamentos, estes foram dimensionados por intermédio da equação (27) e escolhidos de acordo com o catálogo do fornecedor pelo valor de sua capacidade dinâmica e o tamanho de seu diâmetro interno.

Após usinagem e tratamento térmico das peças, foi feita a montagem da caixa de redução, verificando a necessidade de possíveis ajustes mecânicos para melhor desempenho da caixa.

Esse procedimento foi realizado no laboratório de processos de fabricação da PUC-MG Campus Contagem.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este capítulo aborda os resultados referentes ao projeto de construção da caixa de redução para um veículo *off-road* tipo BAJA, resultados esses que foram obtidos a partir da metodologia utilizada nos itens anteriores. Portanto, o projeto conceitual, dimensionamento das engrenagens e eixos, esboço inicial do projeto, simulação, usinagem e tratamento térmico, seleção de itens padronizados e montagem e ajustes são apresentados.

4.1 Projeto conceitual

Em função das demandas de projeto, a relação de transmissão segundo cálculo de esforços trativos, previamente feitos pelo time de *Powertrain*, resultou em um torque necessário na roda de 406,53 Nm, com o motor gerando 18,66Nm de torque, e uma redução de CVT máxima de 3,65, o valor encontrado para a caixa foi de 7,83; podendo ser observada sua memória de cálculo no Apêndice C. As engrenagens de dentes retos foram escolhidas em função da confiabilidade, eficiência e custos comparados a engrenagens helicoidais.

4.2 Dimensionamento das engrenagens e eixos

Após a definição da relação de transmissão de 7,9; emprega-se um trem de engrenagens, pois a relação faz com que a engrenagem movida tenha dimensões grandes o suficiente para não caberem no pacote *Powertrain* do veículo. Portanto dois pares engrenados foram definidos com relações de transmissão de 3,05 e 2,59 respectivamente. Os valores na Tabela 4 referem-se aos resultados obtidos no dimensionamento das engrenagens pela equação de Lewis, cujo memórias de cálculo se encontram no Apêndice D. Foi definido para essas engrenagens um fator de segurança de 2, cujo torque de entrada na caixa, ou seja, aplicado a primeira engrenagem, é de 68Nm e suportado pelo primeiro pares é de 207 Nm, e para saída de 538 Nm.

Tabela 4 - Dados das Engrenagens.

	Número de dentes	Modulo (mm)	Espessura (mm)
Engrenagem 1	20	2	15
Engrenagem 2	61	2	15
Engrenagem 3	22	2,5	20
Engrenagem 4	57	2,5	20

Fonte: Elaborado pelos autores.

O material escolhido para as engrenagens foi o aço SAE 8620 submetido aos tratamentos térmicos de cementação, têmpera e revenimento.

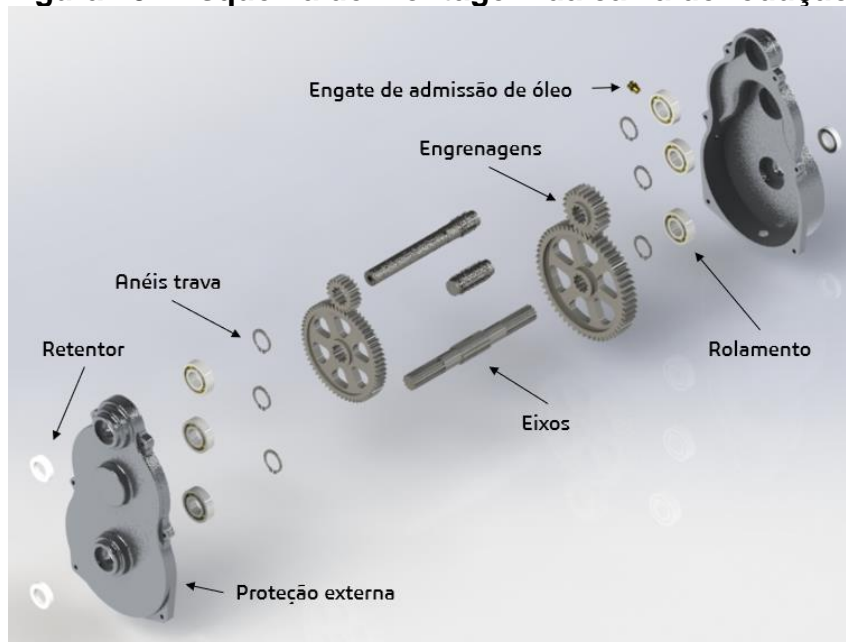
Para os eixos, a equação 24 utiliza dos momentos fletores e torçores presentes nos eixos, o momento fletor tangencial de 66 Nm, junto do momento fletor radial de 21 Nm geram um momento fletor total de 69 Nm, exibidos no Apêndice E. Para o cálculo e dimensionamento, o segundo eixo foi utilizado como referência para o primeiro e o terceiro pois possui duas engrenagens acopladas, seus esforços se tornam mais representativos e a base de cálculo segue por ele. Foi definido um diâmetro de 20 mm para esse eixo com fator de segurança próximo a 2.

Esses fatores de segurança não seguiram a tabela de Lewis pois a aplicabilidade da caixa não é coberta pelos casos citados. A vida útil da caixa percorre o equivalente a 100 horas de uso contínuo, valor irrisório a cálculos de máquinas industriais.

4.3 Desenho da Caixa de Redução

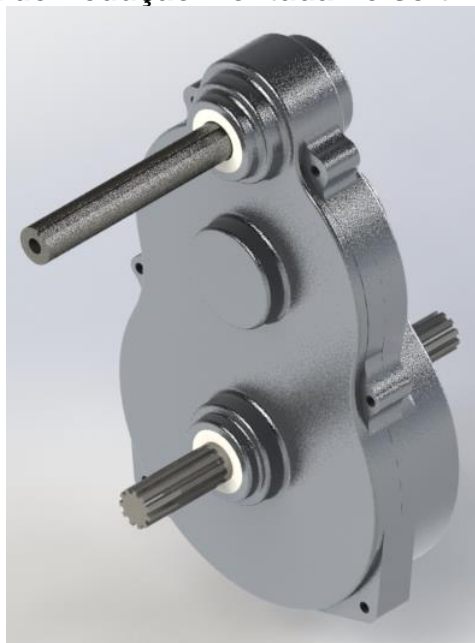
Na Figura 25 é possível visualizar o resultado obtido via o software *SolidWorks*® referente à vista explodida da caixa de redução após seu dimensionamento.

Os desenhos técnicos utilizados para a usinagem do conjunto, podem ser visualizados no Apêndice B.

Figura 25 - Esquema de montagem da caixa de redução.

Fonte: Elaborado pelos autores.

O conjunto engrenado é montado com base nos rolamentos que são posicionados nos mancais projetados nas proteções externas, assim todas as engrenagens ficam devidamente posicionadas e ajustadas na proteção, sendo fechada com o uso de parafusos e porcas. O resultado da montagem feito pelo software *Solidworks*® pode ser visualizado na Figura 26.

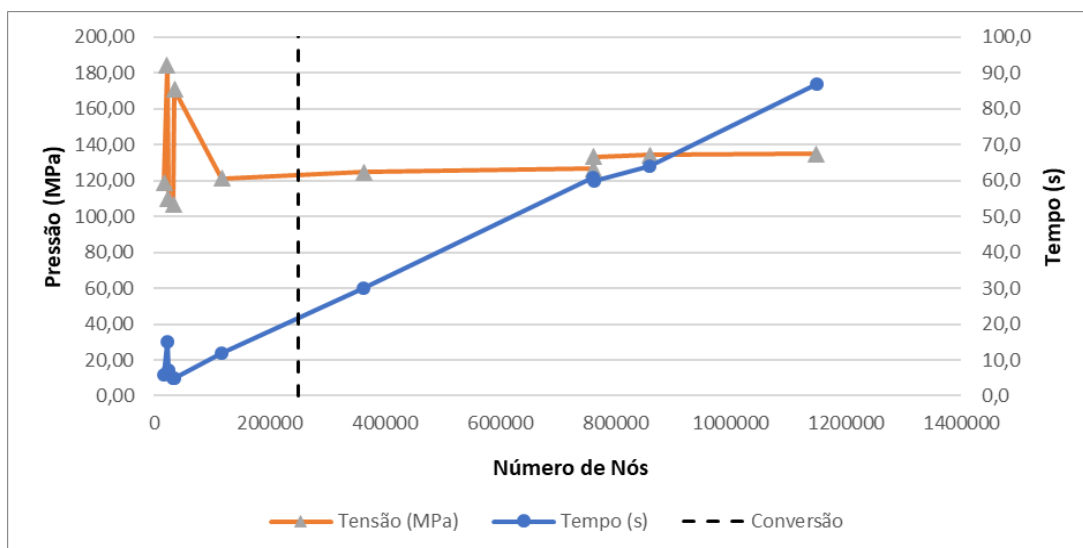
Figura 26 - Caixa de Redução Montada no software Solidworks®.

Fonte: Elaborado pelos autores.

4.4 Simulação

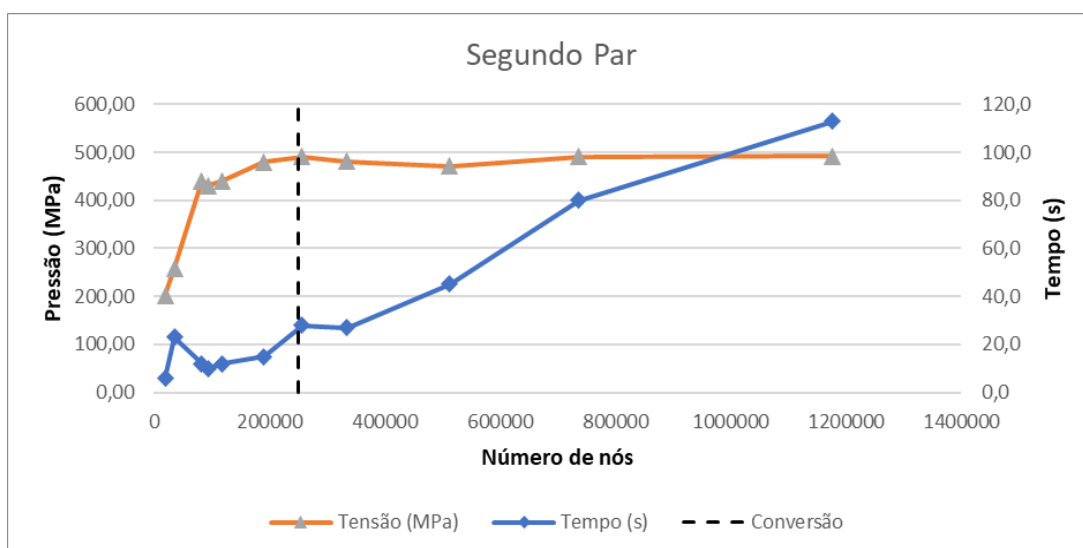
Como resultado da construção das malhas foi possível estabelecer o valor ideal de elementos e nós, o que resultou em uma simulação com menor tempo de processamento de 21 e 28 segundos, para o primeiro e o segundo par respectivamente. Assim, os Gráfico 1 e Gráfico 2 representam a convergência de malha obtida em ambos os casos. Alguns dos valores obtidos durante o processo de desenvolvimento da convergência podem ser vistos no Apêndice F.

Gráfico 1 - Convergência de malhas do primeiro par de engrenagens.



Fonte: Elaborado pelos autores.

Gráfico 2 - Convergência de malhas do segundo par de engrenagens.



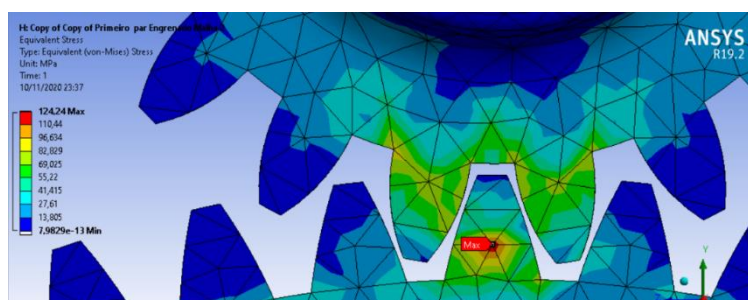
Fonte: Elaborado pelos autores.

O resultado da simulação pode ser visualizado na Figura 27 e na Figura 28, os resultados foram obtidos com a aplicação de torques de 63 e 193 Nm na primeira e na terceira engrenagem respectivamente, utilizando como tipo de engaste o *Frictionless Support* localizado no eixo das engrenagens. Analisando o resultado da simulação numérica, foi observado uma tensão no primeiro par de 124,24 Mpa e no segundo de 504,72 MPa. Com o tratamento térmico e a cementação, o Aço 8620 possui uma tensão de escoamento superficial de aproximadamente 1800 MPa.

De acordo com os cálculos feitos utilizando a equação de Lewis, o fator de segurança escolhido foi de 2,5 para ambos os pares. Fator esse considerando-se o valor de 720 MPa.

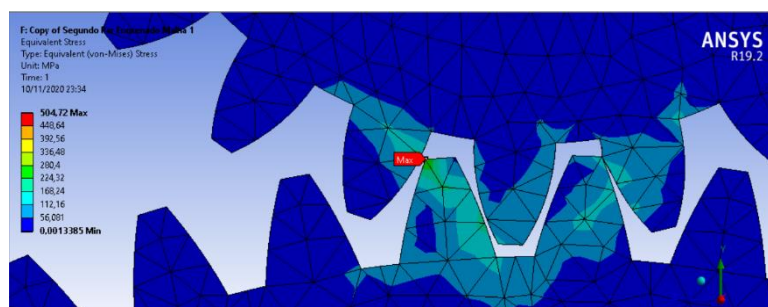
Ao observar a relação entre a tensão resultante e a tensão de ruptura através da simulação notou-se que o primeiro par atinge 11,29% da tensão de ruptura do Aço SAE 8620 e o segundo par de 45,88%. Tais resultados podem ter ocorrido devido a simulação ser feita por método estático e não dinâmico, desconsiderando fatores que a equação de Lewis utiliza para estipular o modulo da engrenagem utiliza em sua fórmula. Logo, o resultado obtido pela simulação pode ser considerado valido, já que apresentou um valor superior ao da equação de Lewis.

Figura 27 - Resultado da simulação no primeiro par de engrenagens.



Fonte: Elaborado pelos autores.

Figura 28 - Resultado da simulação no segundo par de engrenagens.



Fonte: Elaborado pelos autores.

4.5 Usinagem e tratamento térmico

Com os processos de usinagem e tratamento térmico terceirizados, a gestão orçamentária visou agilidade no processo, portanto, todos os orçamentos podem ser visualizados no Apêndice A. Os eixos e as engrenagens do sistema mecânico foram usinados pela empresa Imego Engrenagens, parceira da equipe e as engrenagens passaram pelo tratamento térmico de cementação, tempera e revenimento.

O processo de tratamento térmico foi feito pela empresa Unitempera, o processo de cementação utilizado foi a tempera no forno feita por banho de sal ativado, as engrenagens permaneceram por 6 horas dentro do forno a 930 graus celsius para atingir uma camada cementada de 1 milímetro. O processo de tempera ocorreu simultaneamente com a cementação, e foram resfriadas em óleo de tempera, onde atingiram uma dureza de 55 HRC. Finalizado o processo de tempera, o revenimento para alívio de tensões térmicas nas engrenagens foi por forno a 220 graus celcius por 2 horas com resfriamento ao forno, atingindo 53 HRC.

Por fim, foi realizada uma inspeção das dimensões críticas, conforme os desenhos técnicos do Apêndice B. A medição mostrou que os componentes apresentaram dimensões de acordo com o projeto. Esses podem ser vistos na Figura 29 a seguir.

Figura 29 - Engrenagens e eixos finalizados.



Fonte: Elaborado pelos autores.

Já as proteções externas foram usinadas nos laboratórios da PUC Minas Contagem, sua finalização pode ser vista na Figura 30. Para sua confecção, foram disponibilizadas as matemáticas no formato IGS contendo ambas as proteções externas em 3D para a programação no centro de usinagem, o processo também foi acompanhado por meio de vídeos e reuniões virtuais.

Figura 30 - Proteção Externa.



Fonte: Elaborado pelos autores.

4.6 Seleção dos rolamentos e itens padronizados

Os rolamentos selecionados possuem o diâmetro interno conforme o eixo e suportam as cargas dinâmicas definidas pela Equação 27 e vistos no apêndice G.

Assim, foi selecionado o rolamento rígido de uma carreira de esferas designado como 6004, seus parâmetros são citados na Tabela 5 a seguir:

Tabela 5 - Parâmetros do rolamento.

Designação	Diâmetro Interno (mm)	Diâmetro Externo (mm)	Largura (mm)	Capacidade Dinâmica (kN)
6004	20	42	12	9,95

Fonte: Elaborado pelos autores.

Os retentores escolhidos são de Elastômero NBR, com o furo de mesmo diâmetro dos eixos. Codificado pela norma DIN 3760 com a sequência 23915-11203207, a Tabela 6 apresenta suas especificações.

Tabela 6 - Especificações do Retentor.

Designação	Diâmetro Interno (mm)	Diâmetro Externo (mm)	Espessura (mm)
23915-11203207	20	32	7

Fonte: DIN 3760.

Para os anéis trava foi considerado o anel elástico para eixos de acordo com a norma DIN 471. Assim, o anel possui as dimensões de acordo com a Tabela 7.

Tabela 7 - Especificações do Anel de Trava.

Diâmetro Interno (mm)	Espessura (mm)	Rotação Admissível (RPM)
24	0,4	27000

Fonte: DIN 471.

O Bujão selecionado foi escolhido utilizando como base o pertencente ao reservatório de óleo dos carros da fabricante de automóveis *Ford Motor Company*®. Suas características podem ser vistas na Tabela 8 e utilizaram como base a norma DIN 906, além de, catálogos de proponentes.

Tabela 8 - Especificações do Bujão.

Designação	Diâmetro Externo (mm)	Altura (mm)	Profundidade (mm)	Rosca (")
M12X1,5	12	10	4	1:16

Fonte: DIN 906.

Já para o engate rápido, foi optado por um conector de 8mm rosca macho ½", com essas configurações não irão ocupar um grande espaço na caixa bem como permitir a entrada de óleo em apenas um sentido.

Por fim, parafusos, porcas e arruelas foram selecionados levando em conta furos de diâmetro igual a 6 mm predispostos pela carcaça e que podem ser vistos na Figura 26. Assim, foi escolhido o parafuso cabeça cilíndrica com sextavado interno M6 x 30 mm, a porca sextavada C.8 M6 x 5 mm e a arruela lisa M6 x 1,6 mm.

4.7 Montagem e ajustes

Após todos os elementos constituintes da caixa posicionados, foram observados os ajustes necessários a serem feitos. Notou-se que os eixos não atenderam necessariamente a tolerância exigida, portanto foi necessário o leve ajuste para que os rolamentos pudessem ser encaixados com interferência leve, apenas aplicando a força das mãos.

O bujão e o engate rápido foram posicionados no projeto em uma região de raio, porém, no momento de fabricação foi observado uma possível complicação referente a vazamento na aplicação do óleo lubrificante, devido a uma vedação a um corpo tangente, portanto as furações foram feitas na face da tampa, visando a não necessidade de aplicação de veda rosca.

As engrenagens junto dos eixos não apresentaram nenhum tipo de interferência e não necessitaram de ajustes, uma vez que o fornecedor fabricou ambas as peças, já o posicionamento das engrenagens na caixa apresentara uma leve interferência nos dentes, deixando o giro dos eixos um pouco pesado, portanto, houve a necessidade de aprofundar um pouco mais os dentes da última engrenagem, fazendo com a não houvesse mais interferência leve no segundo par engrenado.

Com todos os ajustes realizados, a Figura 31 mostra a caixa finalizada. Além disso, a utilização de itens padronizados permite a intercambialidade de peças fundamentais ao funcionamento do conjunto redutor.

Figura 31 – Caixa de Redução Finalizada.



Fonte: Elaborado pelos autores.

5 CONCLUSÃO

O presente estudo teve como objetivo a análise, dimensionamento, simulação e construção do equipamento correspondente a caixa de redução de um veículo tipo BAJA.

Pode-se concluir que o cálculo e dimensionamento das engrenagens pelas equações de Lewis foram favorecidos pela análise de métodos de elementos finitos realizada pelo *software Ansys*®, etapa a qual necessitou dos desenhos 3D gerados no *software Solidworks*®. Assim, a metodologia utilizada para a concepção do projeto das engrenagens foi efetiva e resultou em um conjunto otimizado.

A aquisição dos materiais foi possível graças aos métodos orçamentários utilizados os quais sofreram dificuldades devido a pandemia, a alta demanda de materiais similares e o aumento dos preços. No entanto, foi possível a compra de todos os metais, rolamentos e retentores pertencentes ao conjunto.

A definição dos provedores de serviços para usinagem e tratamentos térmicos também foi possível devido aos métodos orçamentários. Os eixos e engrenagens foram usinados e tratados termicamente pela parceira da equipe Imego Engrenagens, apresentando ótimos resultados e confiabilidade em relação aos desenhos encaminhados. Já o alumínio foi usinado pelo laboratório PUC Minas Contagem onde foi utilizado um centro de usinagem CNC, apresentando fidelidade ao arquivo 3D encaminhado.

Por fim, a montagem e ajuste necessários no conjunto conforme projeto apresentaram a redução de peso desejada, foco do presente objeto de estudo, e performance conforme projetado.

6 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

Durante esse trabalho foi constatado que trabalhos futuros relacionados ao tema podem ser melhorados com:

- Simulação das engrenagens realizada considerando método dinâmico;
- O estudo de engrenagem em arranjo epicíclico (planetário) as quais podem fornecer redução de massa e desempenho superior;
- O estudo da utilização de um trem de engrenagens helicoidais simples para redução de massa do conjunto;
- A utilização do equipamento dinamômetro para testes de performance o que foi impossibilitado pela pandemia durante o estudo atual;
- O estudo da Tração 4x4 para o veículo, escopo e critério das novas competições BAJA SAE a partir de 2022

7 REFERÊNCIAS

AGOSTINHO, O., Rodrigues, A. C. S., Lirani, J. **Tolerâncias, Ajustes, Desvios E Análise De Dimensões**. Ed. Edgard Blücher, 43ª ed., 295p. 1977.

ALBUQUERQUE, A. A. **Caracterização da Resposta Dinâmica de uma CVT por Polias Expansivas**: Dissertação de mestrado acadêmico. Orientador: Franco Giuseppe Dedini. 2003. Dissertação (Mestre em Engenharia Mecânica) - UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS, Campinas, 2003. p. 205.

AMBONI, R. **Jeep – A história de um bravo**. Jeep Willys MB, Santa Catarina, novembro de 2008. Disponível em: <<http://www.willysmb.com.br/artigo.htm>>. Acesso em: 2 de se. de 2020.

ANDRADE, Thales. **9 Tipos de Engrenagens e Suas Aplicações**. 1. ed. [S. l.]: Fluxo Consultoria, 14 ago. 2018. Disponível em: <https://fluxoconsultoria.poli.ufrj.br/blog/projetos-mecanicos/9-tipos-de-engrenagens/>. Acesso em: 5 nov. 2020.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR ISO 2768-1: Tolerâncias Gerais**. Rio de Janeiro, p. 5. 2001.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR ISO 281: Mancais de Rolamentos – Capacidade de Carga Dinâmica e Vida Útil Estimada**. Rio de Janeiro, p. 6. 2010.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6158: Sistema de Tolerâncias e Ajustes**. Rio de Janeiro, p. 79. 1994.

AZEVEDO, F. M. A. **Método dos Elementos Finitos**. 1. Ed. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Portugal. 2003. 258 p.

BATISTA, V. H. F. **Geração De Malhas Não-Estruturadas Tetraédricas Utilizando Um Método De Avanço De Fronteira**. Rio de Janeiro 2005 XIII, 85 p. 29,7 cm (COPPE/UFRJ, M.Sc., Engenharia Civil, 2005).

BRUNETTI, Franco. **Motores De Combustão Interna**. 2. ed. atual. São Paulo: Blucher, 2018. 554 p. v. 1. ISBN 9788521212935.

CESA, T. R.; DE OLIVEIRA, B. F. **Aplicação Do Método Dos Elementos Finitos Na Simulação De Uma Estrutura De Proteção Contra Capotamento**. Design e Tecnologia, v. 2, n. 03, p. 22-32, 31 dez. 2011.

CHILDS, Peter R. N. **Mechanical Design Engineering Handbook**. Butterworth Heinemann, 2014. 817 p.

CIPOLLA, G. **Desenvolvimento de caixa de redução para veículo baja SAE**: Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica. Orientador: Professor Dr. Fernando de Azevedo Silva. 2015. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em

Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista "Julio de Mesquita Filho" Campus Guaratinguetá, Guaratinguetá, 2015. p. 58.

DA LUZ, J. R. **Elementos Orgânicos de Máquinas: Transmissão de Movimento e Potência**. 1. ed. Minas Gerais: FUMARC, 2007. 553 p. v. 1. ISBN 9788598944081.

DANTAS, A. C. da S. **Engrenagem Cilíndrica De Dentes Retos**. 2015. Aula de cinemática dos mecanismos (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Vale do São Francisco, Pernambuco, 2015. p. 60.

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. DIN 471:. **Circlips (Retaining Rings) for Shafts – Normal Type and Heavy Type**. Berlin, p. 12. 1981.

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. DIN 906:. **Hexagon Socket Pipe Plugs**. Berlin, p. 3. 1992.

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. DIN 3760:. **Rotary Shaft Lip Seals**. Berlin, p. 13. 1996.

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. DIN 5480-2:. **Involute Splines Based On Reference Diameters – Part 2: Nominal And Inspection Dimensions**. Berlin, p. 40. 2006.

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. DIN 7182-1:. **Sizes, Deviations, Tolerances and Fits; Basic Concepts**. Berlin, p. 16. 1986.

FANTON, F.; LIMA, D. A. S. **Estudo Da Trasmissão Cotinuamete Variável Cvt De Polias Expasivas**. Dep. Eng. Mec., São Paulo, p. 15, 2008. Disponível em: <http://www.abenge.org.br/cobenge/arquivos/11/artigos/2355.pdf>. Acesso em: 23 set. 2020.

JUNIOR, M. T.; FANCELLO, E. A.; ROESLER, C. R. de M.; MORE, A. D.O. **Simulação numérica tridimensional da mecânica do joelho humano**. Acta ortop. bras., São Paulo, v. 17, n. 2, p.18-23, 2009.

MOUSINHO, M. A. F. **Estudo do comportamento ao desgaste de uma engrenagem helicoidal: Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica**. Orientador: Professora Doutora Teresa Leonor Ribeiro Cardoso Martins Morgado. 2017. Dissertação (Mestre em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Ciências e Tecnologia e Universidade Nova de Lisboa, Lisboa, 2017. p. 93. *E-book* (93 p.).

NORTON, R. L. **Projeto De Máquinas [Recurso Eletrônico]: Uma Abordagem Integrada** / Robert L. Norton; [tradução: Konstantinos Dimitriou Stavropoulos, *et al.*]. – 4. ed. – Dados eletrônicos. – Porto Alegre: Bookman, 2013.

QUEIROZ, C. D. V.; MELO, E. C. de; CALABREZ, F. H. **Revisão Dos Sistemas De Transmissão Automotiva**. 2015. 81 p. Monografia (Trabalha de Conclusão de Curso), Curso de Tecnologia em Eletrônica Automotiva, Centro Paula Souza,

Faculdade de Tecnologia (FATEC), Santo André, SP, 2015. Disponível em:
<<http://fatecsantoandre.edu.br/arquivos/TCC326.pdf>> Acesso em: 05 nov. 2020.

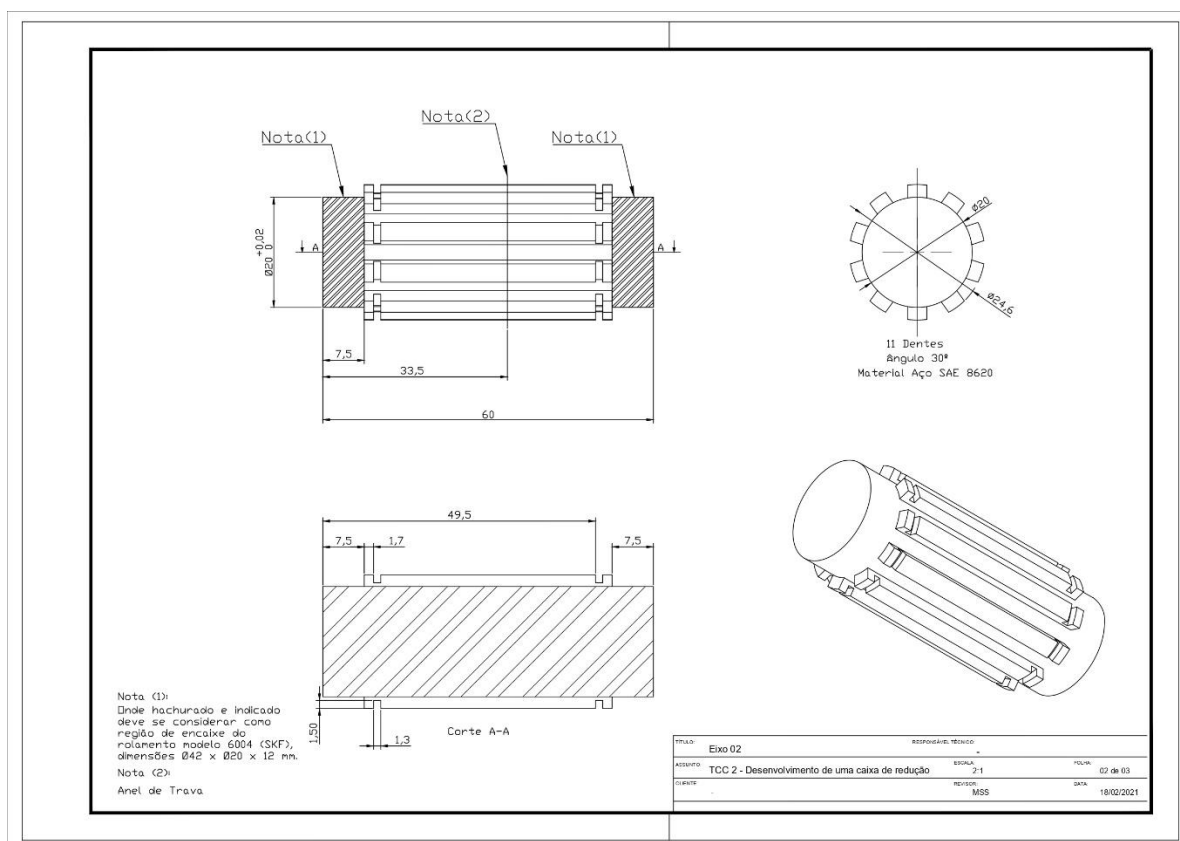
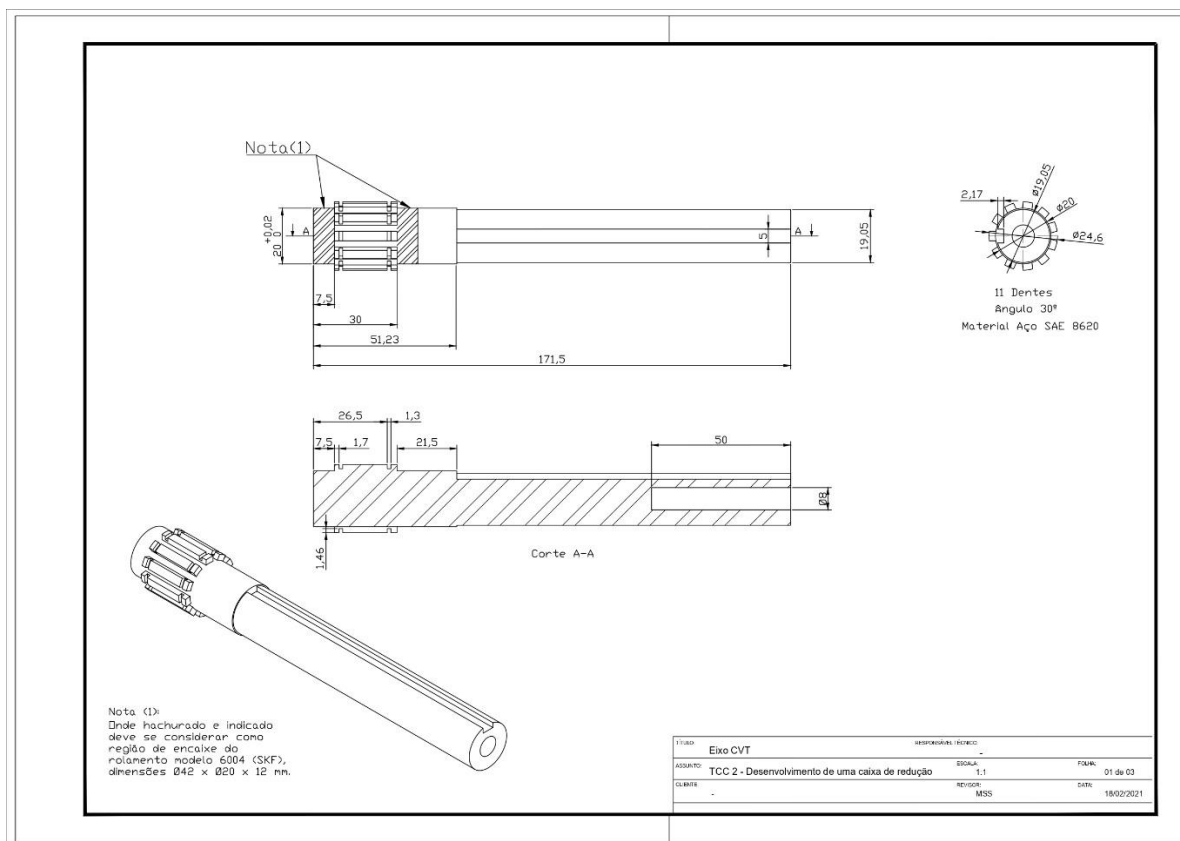
ROCHA, P. A. C.; DA SILVEIRA, J. V. P. **Estudo e aplicação de simulação computacional em problemas simples de mecânica dos fluidos e transferência de calor**. Rev. Bras. Ensino Fís., São Paulo, v. 34, n. 4, p. 1-8, Dec. 2012.

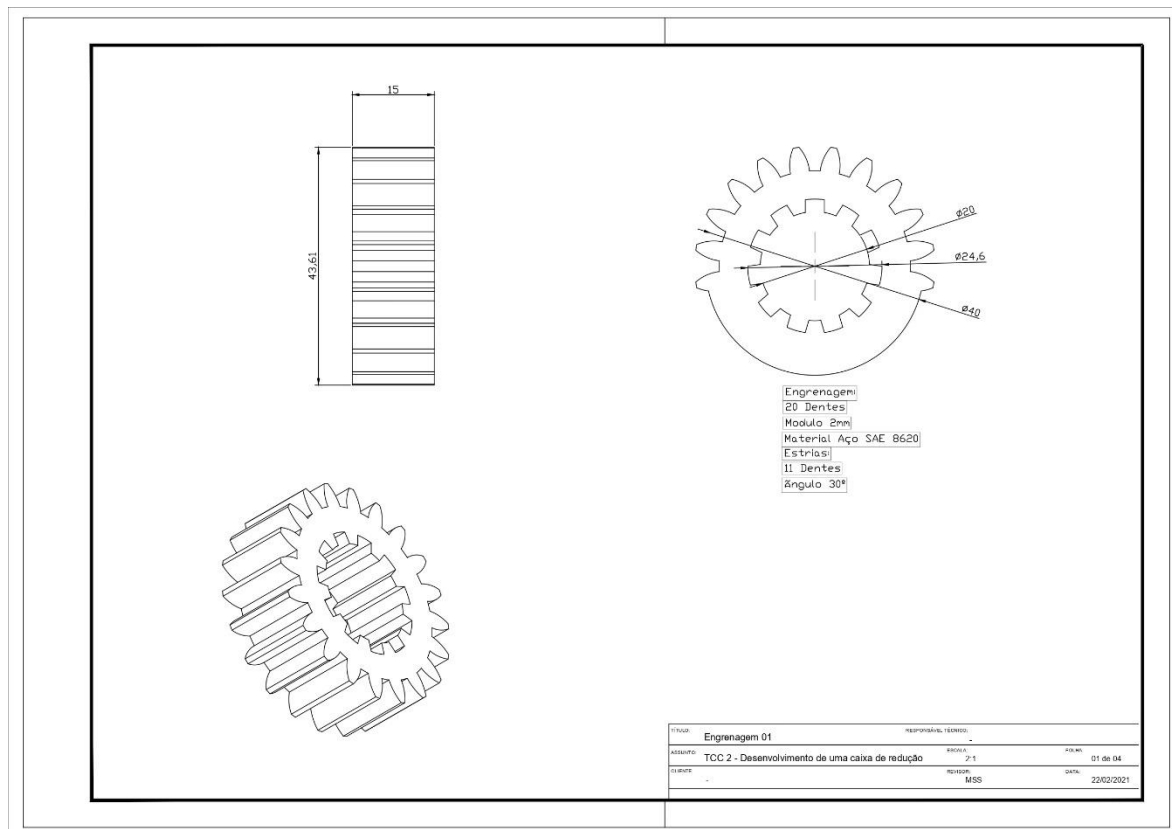
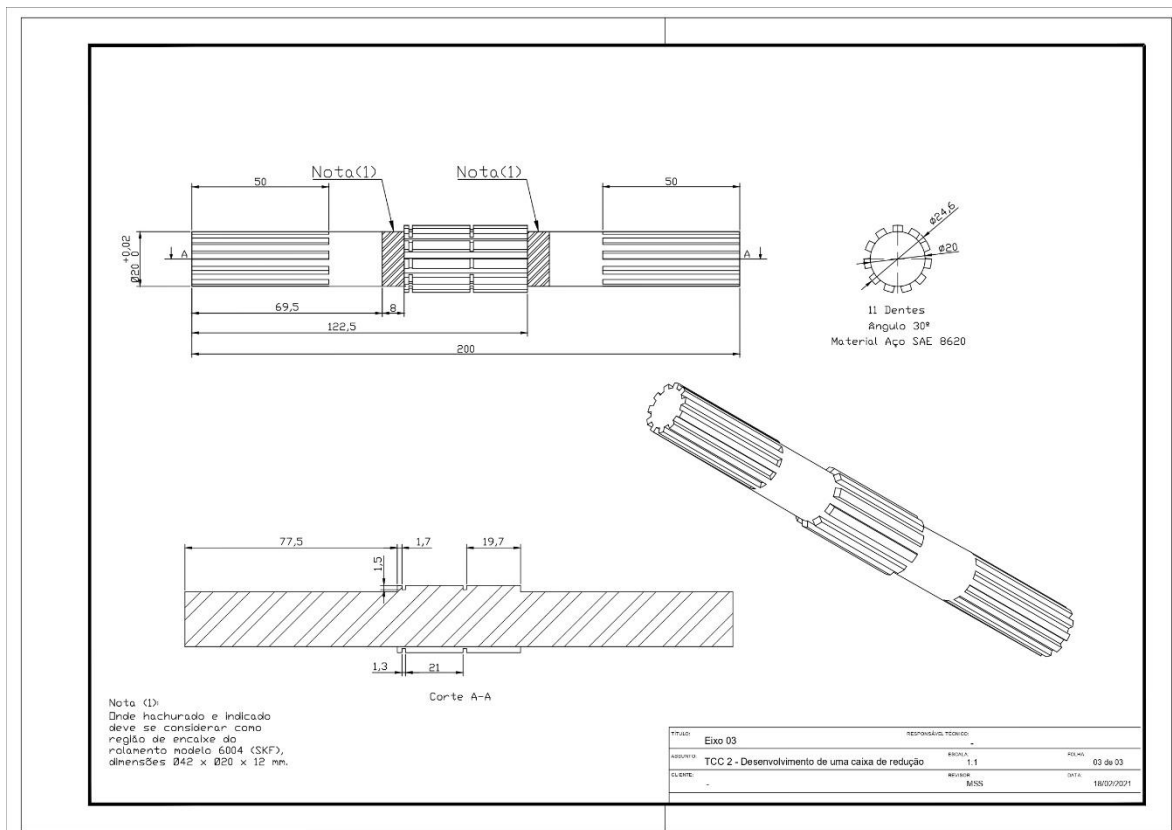
SHIGLEY, J. E. **Projeto De Engenharia Mecânica**. 8. ed. Porto Alegre, RS: AMGH, 2011. 1084 p. ISBN 9788563308207.

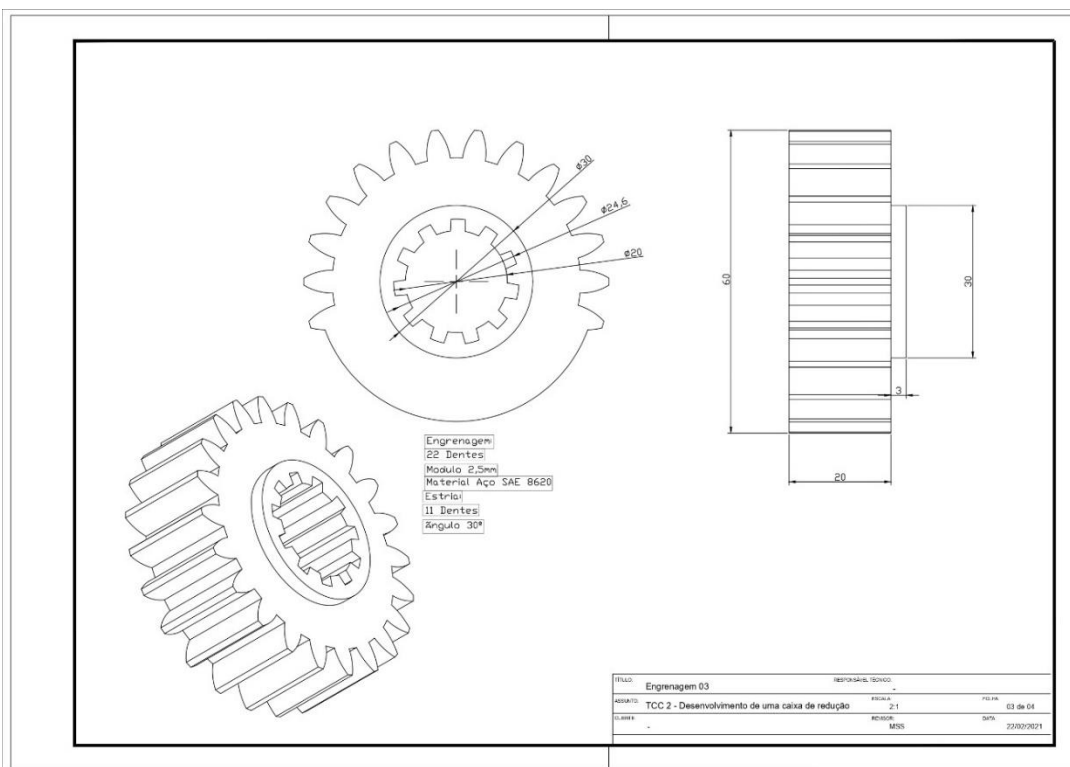
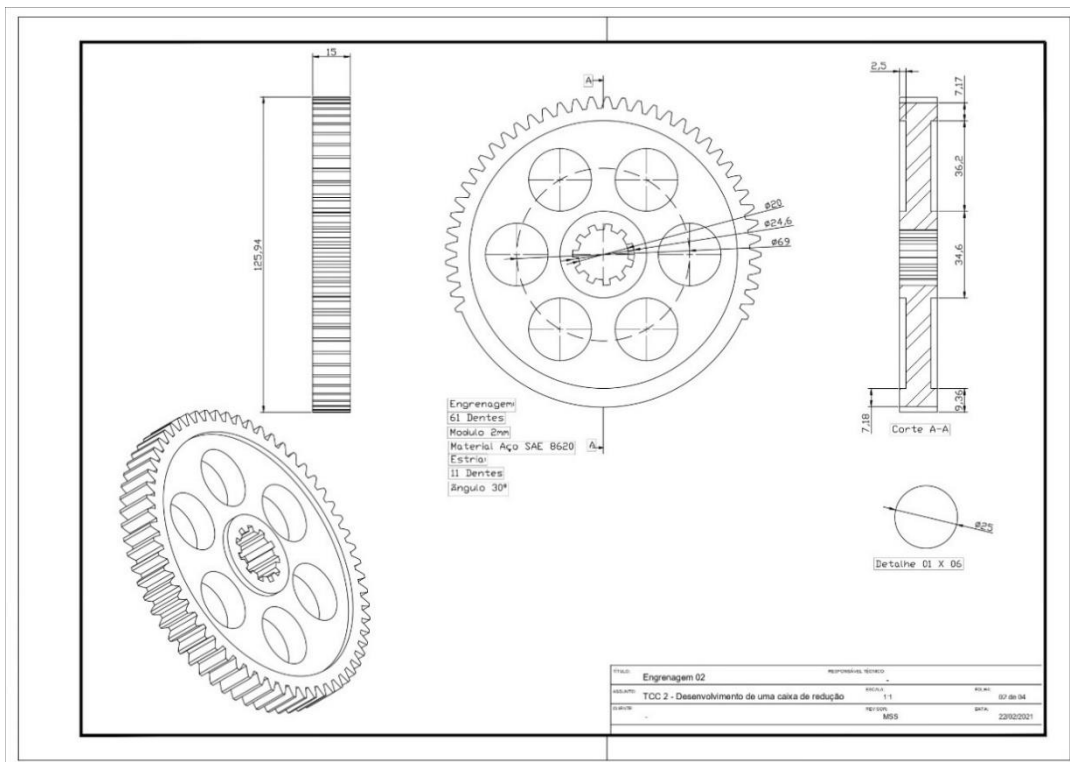
TARDIN, A. De A.; MATTEDI, R. P. **Projeto Da Transmissão De Potência Para Veículos Baja Sae Utilizando Duas Cvts**. Orientador: Professor Elias Antônio Dalvi. 2008. 120 p. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO, Vitória, 2008. Disponível em:
http://mecanica.ufes.br/sites/engenhariamecanica.ufes.br/files/field/anexo/projeto_de_graduacao_-_rafael_mattedi_e_alexandre_tardin.pdf. Acesso em: 23 set. 2020.

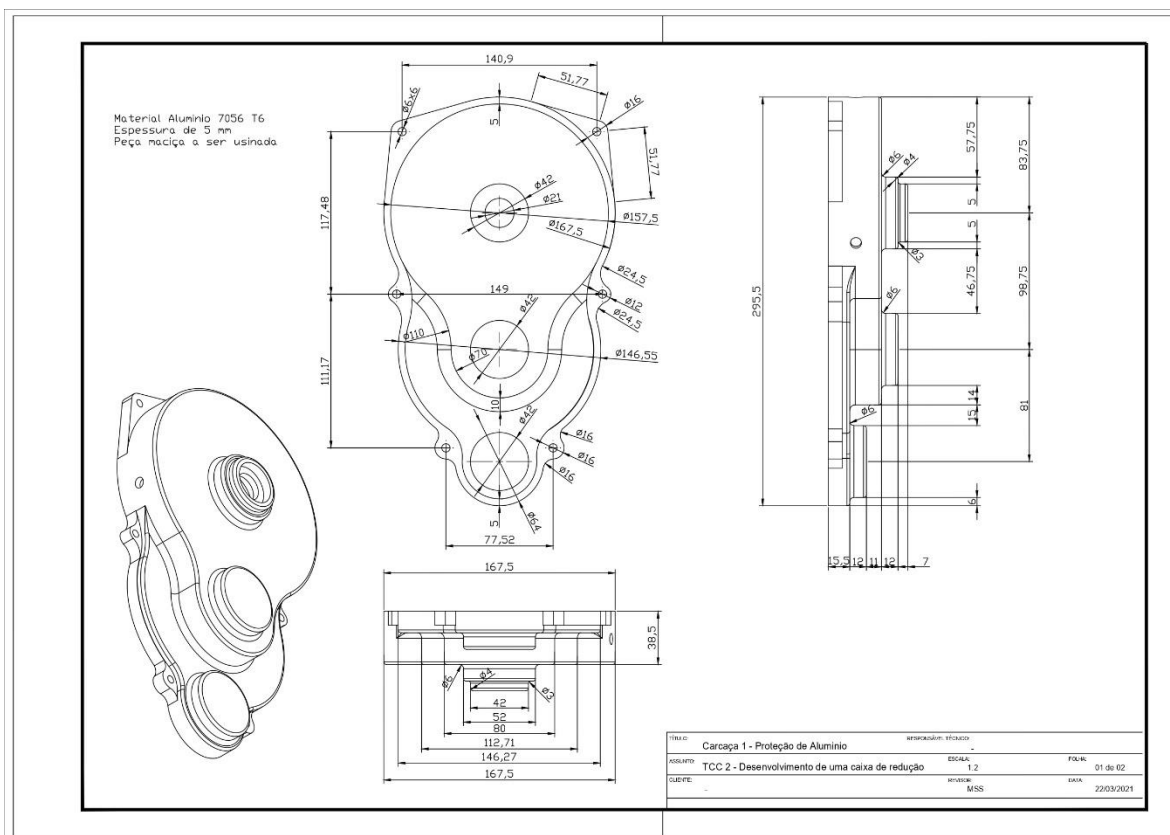
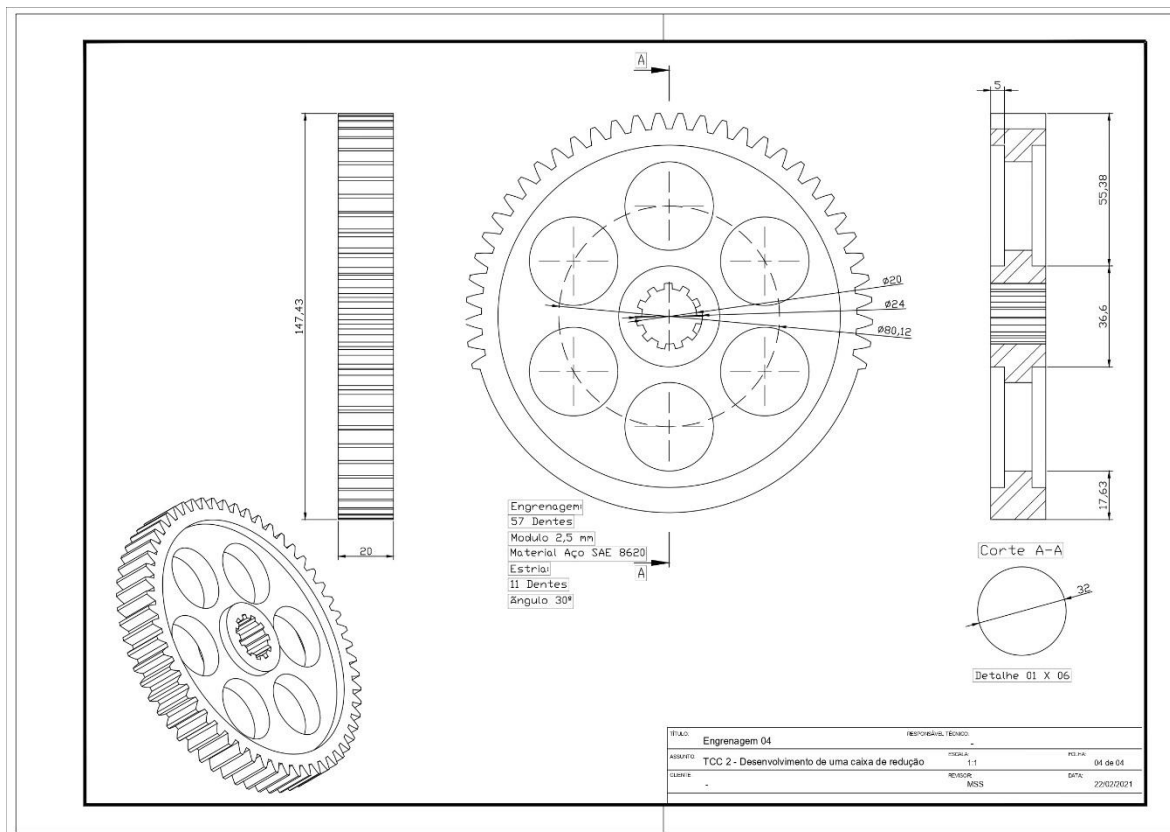
TAVARES, J. M. I. R. S, **Introdução ao método dos Elementos Finitos**. Feup, Portugal, Maio 1998.

APÊNDICE B









APÊNDICE C

CAIXA DE REDUÇÃO

CRITÉRIOS DE PROJETO	
Massa do veículo (kg)	240
Peso (N)	2354,4
Rotação Máxima (rpm)	2600
Torque (Nm)	19,66
Raio do pneu (m)	0,2921
distribuição de massa	55%

CONSTANTES ADOTADAS	
Constante de atrito	0,08
Densidade do ar (kg/m ³)	1,122
Velocidade (m/s)	10,3
Area frontal (m ²)	1
constante de arrasto	0,44
Angulo de subida (°)	30

Torque para calculo de engrenagem	
Torque na roda (Nm)	406,53

ANÁLISE DE FORÇAS	
Força de Rolagem (N)	188,352
Força Aerodinâmica (N)	26,19
Força de Gradiente (N)	1177,20
Força Trativa (N)	1391,74

Eficiência (η)	
CVT (de acordo com a rotação)	91%
Caixa de Redução	88%
Acoplamento pós-caixa	98%
Homocinética	97%
Semi-eixo	98%
Cubo de Roda	97%
η FINAL	72%

Relações de Transmissão	
CVT Maxima	3,65
CVT Minima	0,69
Relação da caixa	7,83
Relação total máxima	28,57
Relação total máxima	5,40

APÊNDICE D

CAIXA DE REDUÇÃO			
PRIMEIRO PAR ENGENERADO		SEGUNDO PAR ENGENERADO	
DADOS		NUMERO DE DENTES X FATOR DE FORMA Q	
Potência Motor (HP)	10	18	3,5
Rotação Motor (rpm)	2600	21	3,3
Relação CVT	3,5	24	3,2
Rotação Motor (rpm)	742,86		
Torque Motor (Nm)	18		
Torque CVT (Nm)	63		
Aço Escolhido	8620		
Resistência Aço (MPa)	1900		
Redução Inicial da Caixa	7,83		
i1/2	1,175		
Relação 1/2	3,03		
Relação 3/4	2,58		
Z ENG 1	20		
Z ENG 2	60		
Z ENG 3	22		
Z ENG 4	56		
Relação Final 1/2	3		
Relação Final 3/4	2,55		
Relação Final da Caixa	7,64		
fator de segurança	2,5		
FATOR DINAMICO KD		VELOCIDADE E ENGENAGEM PRECISA	
		1,56	1,2
CALCULOS		CALCULOS	
		Torque de entrada (Kgfc ²)	642,20
		Tensão admissível (Kgfc ²)	7749,72
		Escolha do Módulo (mm)	2
		DP ENG 1 (mm)	40
		FT ENG 1 (Kgfc ²)	321,10
		Número de dentes	20
		Fator de forma Q	3,374
		Velocidade Tangencial (m/s)	1,56
		Largura do dente (mm)	8,39
		Relação largura/DP	0,21
		Relação Largura/Modulo	4,19

DADOS	
potencia motor (CV)	10
rotação motor (rpm)	700,81
rendimento (n)	0,75
ângulo de pressão B (°)	20
fator de serviço k1	1,35
fator de concentração de tensões kt	1,54
tensão ruptura (MPa)	1900
coeficiente de segurança ks	2
tensão admissível (Mpa)	96,94
numero de dentes ENG 1	20
numero de dentes ENG 3	24
constante de largura k	8
relação de recobrimento mi	1,2
fator de forma do dente Yv1	0,32
fator de correção do fator de forma y k2	1
relação 1/2	2,59
relação 3/4	3,04
Z2	51,82
Z4	73
modulo de elasticidade material (Mpa)	19463
constante em função do material N	0,36
vida util em horas de funcionamento (Hrs)	10
constante de altura da cabeça do dente k1	0,8
constante de altura da base do dente k2	1,157
altura do dente h1 (mm)	1,60
base do dente h2 (mm)	2,32
altura total do dente h (mm)	3,92
Z minimo	14

EQ. CORRIGIDA DE LEWIS	
Momento ENG 1 (Kgfm ²)	7664,72
m ³ /CV	6,42
CV Adotado	0,80
MODULO	2,00
Velocidade ENG 1 (m/seg)	1,47
CV	0,80
Espessura do dente (mm)	3,15
Diametro primitivo (mm)	40,04
DIAMETRO EXTERNO	43,25
DIAMETRO INTERNO	35,41
DISTANCIA ENTRE EIXOS	71,90
FOLGA DE Flanco	0,12

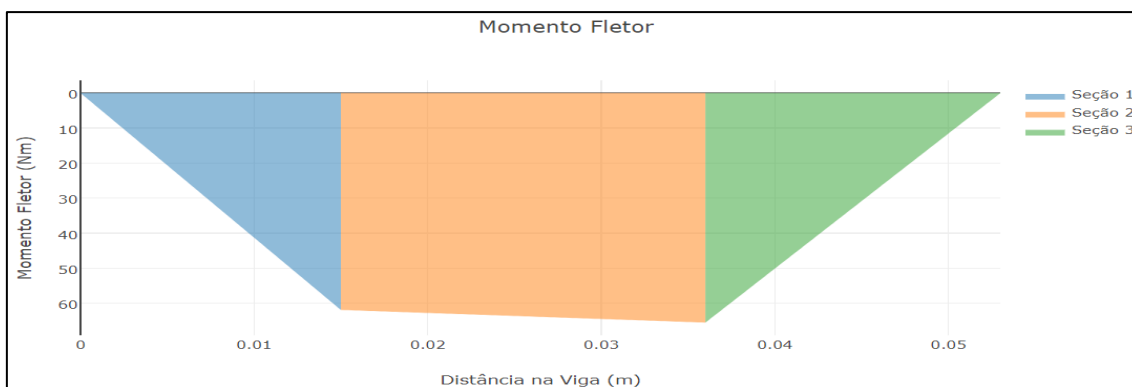
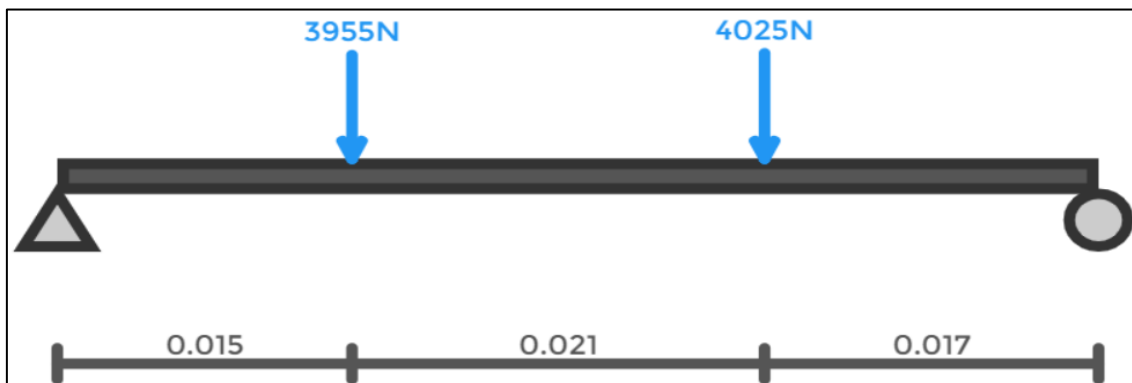
VERIFICAÇÃO QUANTO AO DESGASTE	
COMPRIMENTO DO DENTE (mm)	16,02
PASSO FRONTAL (mm)	6,29
VERIFICAÇÃO QUANTO AO DESGASTE (Kgf)	1696,84
FORÇA TANGENCIAL (kgf)	382,81
CONSTANTE C	20,97

NOVA DUREZA BRINELL	
CALCULO DE X	0,19
HB' (Kgf/mm ²)	233,99

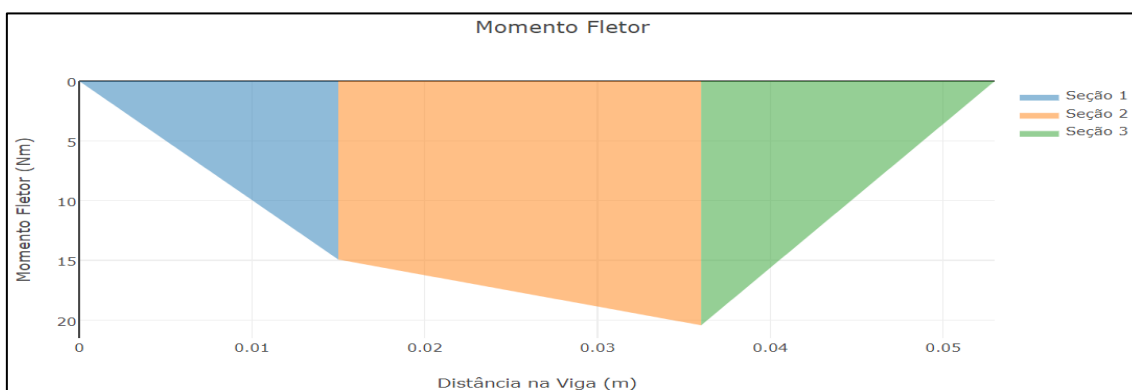
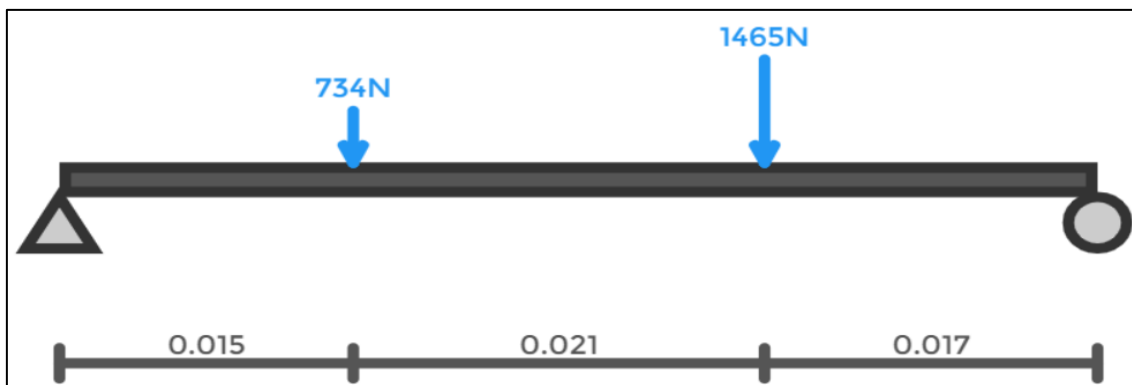
MODULO PADRONIZADO	
2	

APÊNDICE E

Força tangencial



Força radial



APÊNDICE F

Primeiro Par de Engrenagens

#	Número de Elementos	Número de Nós	Tensão (MPa)	Tempo (s)
1	9589	17883	118,68	6,0
2	12883	22898	184,47	15,0
3	13947	25387	109,66	7,0
4	18303	33869	106,96	5,0
5	21113	35636	170,88	5,0
6	77356	117971	121,11	12,0
7	250602	364496	124,67	30,0
8	534452	762512	126,80	61,0
9	534668	762713	133,24	60,0
10	604553	860052	134,44	64,0
11	812696	1149123	135,00	87,0

Segundo par de Engrenagens

#	Número de Elementos	Número de Nós	Tensão (MPa)	Tempo (s)
1	10508	19515	202,38	6,0
2	20347	35743	258,14	23,0
3	50646	82607	440,17	12,0
4	61651	94945	430,15	10,0
5	75618	118510	440,28	12,0
6	128316	190593	480,00	15,0
7	175247	256805	490,50	28,0
8	230499	334926	480,54	27,0
9	356115	512972	470,58	45,0
10	517970	737437	490,58	80,0
11	834871	1176765	492,55	113,0

APÊNDICE G

Dados						
	Força Radial N	Diametro (mm)	Temperatura (°C)	Rotação (rpm)	f	s0
Mancal Esquerdo Eixo (1)	733,83162	20	60	2600	1,5	2
Mancal Direito Eixo (1)	733,83162	20	60	2600	1,5	2
Mancal Esquerdo Eixo (3)	1465,1135	20	60	852,4590164	1,5	2
Mancal Direito Eixo (3)	1465,1135	20	60	852,4590164	1,5	2

Dimensionamento Dinamico						D (Rolamento) mm
	P	fe	fn	C	Modelo Rolamento	
Mancal Esquerdo Eixo (1)	1100,74743	1,5	0,275	6004,076891	6004	42
Mancal Direito Eixo (1)	1100,74743	1,5	0,275	6004,076891	6004	42
Mancal Esquerdo Eixo (3)	2197,67025	1,5	0,444	6929,590878	6004	42
Mancal Direito Eixo (3)	2197,67025	1,5	0,444	6929,590878	6004	42