

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
ENGENHARIA MECÂNICA**

**LUCAS ANTONIO FERNANDES  
VICTOR HENRIQUE GONÇALVES VIVI**

**DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS DE UMA CAIXA DE REDUÇÃO DE  
UM PROTÓTIPO TIPO BAJA**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**PONTA GROSSA  
2021**

**LUCAS ANTONIO FERNANDES  
VICTOR HENRIQUE GONÇALVES VIVI**

**DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS DE UMA CAIXA DE REDUÇÃO DE  
UM PROTÓTIPO TIPO BAJA**

Trabalho de conclusão de curso de graduação apresentada como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, do Departamento Acadêmico de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Orientador: Prof. Davi Fusão, Dr. Eng.

**PONTA GROSSA  
2021**



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/)

Esta licença permite download e compartilhamento do trabalho desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es), sem a possibilidade de alterá-lo ou utilizá-lo para fins comerciais.

Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.



## **TERMO DE APROVAÇÃO**

### **DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS DE UMA CAIXA DE REDUÇÃO DE UM PROTÓTIPO TIPO BAJA**

por

**LUCAS ANTONIO FERNANDES E VICTOR HENRIQUE GONÇALVES VIVI**

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 26 de agosto de 2021 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

**Prof. Dr. Davi Fusão**  
Orientador

**Profa. Ma. Heliety Rodrigues Borges Barreto**  
Membro Titular

**Profa. Ma. Sandra Mara Kaminski Tramontin**  
Membro Titular

**Prof. Dr. Marcos Eduardo Soares**  
Responsável pelos TCC

**Prof. Dr. Roger Navarro Verastegui**  
Coordenador do Curso

Dedicamos este trabalho ao projeto de extensão Baja Gralha Azul por todos os momentos de convivência com a equipe e por todos os conhecimentos e habilidades adquiridos durante nossa participação no projeto.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradecemos primeiramente a Deus que durante nosso percurso na Universidade não deixou nada faltar a nós ou nossas famílias.

Agradecemos aos professores da UTFPR que durante todo o curso deram seu máximo para nos passarem seus conhecimentos, conselhos e ajudas sempre buscando formarem bons profissionais.

Agradecemos a Universidade Tecnológica Federal do Paraná pelas oportunidades geradas, pelos projetos desenvolvidos, pelo uso dos laboratórios durante todo o curso e nos projetos de pesquisa.

Agradecemos a todos aqueles que contribuíram, de alguma forma, para realização deste trabalho e a todas as pessoas que convivemos ao longo dos anos de curso das quais certamente tiveram impacto em nossa formação acadêmica.

## RESUMO

FERNANDES, Lucas Antonio; VIVI, Victor Henrique Gonçalves. **Dimensionamento das engrenagens de uma caixa de redução de um protótipo tipo Baja**. 2021. 65f. Trabalho de Conclusão de Curso de Bacharelado em Engenharia Mecânica - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2021.

O referente trabalho apresenta o desenvolvimento de um sistema de transmissão para um protótipo do tipo baja. Serão explanados conceitos básicos das transmissões mais utilizadas em veículos e os principais componentes que compõem o sistema como engrenagens, árvore de transmissão e chavetas. A motivação do trabalho originou-se em uma falha durante uma competição em que uma das engrenagens da caixa de transmissão sofreu fadiga flexional e a equipe teve de encerrar sua participação naquele momento. Por meio do aprofundamento nos estudos de transmissões, projetou-se uma relação de transmissão para a caixa de redução, buscou-se selecionar o material mais adequado para as engrenagens e as chavetas. De acordo com a literatura de ciências dos materiais selecionou-se dois materiais que foram mais recomendados para esta aplicação e dimensionou-se corpos de prova que foram fabricados por meio de torno por comando numérico e selecionou-se o tratamento de têmpera seguido de revenimento onde diversas temperaturas foram selecionadas para posteriormente realizar-se ensaios mecânicos de tração e dureza para averiguar qual combinação resultará nas melhores propriedades mecânicas para aplicação em engrenagens. Após a seleção dos materiais o aço SAE 4340 temperado e revenido a 400°C foi selecionado e realizou-se o estudo para dimensionar as engrenagens e as chavetas a fim de reduzir-se massa sem perder capacidade de transmissão de torque. Como resultados obtidos tem-se dois pares de engrenagens que em testes com o protótipo suprimiram as expectativas aumentando sua vida útil e tornando-o assim mais competitivo.

**Palavras-chave:** Transmissão por engrenagens. Caixa de transmissão. Tratamentos térmicos. Chavetas.

## ABSTRACT

FERNANDES, Lucas Antonio; VIVI, Victor Henrique Gonçalves. **Dimensioning of the gears of a gearbox of a Baja prototype** 2021.65p. Work of Conclusion Course Graduation in Mechanical Engineering - Federal Technology University - Paraná. Ponta Grossa, 2021

The referent work presents the development of a transmission system for a Baja prototype. Basic concepts of the transmissions most used in vehicles and the main components that make up the system will be explained, such as gears, transmission shaft and gear keys. The work motivation originated in a during a competition in which one of the gears of the transmission box suffered flexural fatigue and the team had to end its participation. By deepening in the transmission studies, a transmission ratio was designed for the gearbox, seeking to select the most suitable material for the gears and it's keys. According to the materials science literature, two materials were selected that were most recommended for this application and specimens were dimensioned that were manufactured by means of a lathe by numerical command and the treatment of quenching followed by tempering was selected. Several temperatures were selected to subsequently carry out mechanical tests of traction and hardness to determine which combination will result in the best mechanical properties for application in gears. After selecting the materials, the SAE 4340 steel quenched and tempered at 400°C was selected and a study was carried out to dimension the gears and its keys in order to reduce mass without losing torque transmission capacity. The results obtained are two pairs of gears that in tests with the prototype met expectations, increased its life expectancy and made it more competitive.

**Keywords:** Gear transmission. Transmission box. Heat treatments. Gear key.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Fluxograma de transmissões para transportes terrestre.....	11
Figura 2 - Componentes do <i>powertrain</i> de um veículo motorizado comercial.....	12
Figura 3 - Transmissão CVT na relação ampliadora e redutora.....	13
Figura 4 - Transmissão por engrenagens.....	13
Figura 5 - Tipos de tratamentos térmicos para aços.....	14
Figura 6 - Temperaturas utilizadas no processo de normalização e recozimento para aço carbono.....	15
Figura 7 - Diagrama das transformações da microestrutura no processo de têmpera.....	16
Figura 8 - Gráfico dureza x tempo durante o processo de revenimento.....	17
Figura 9 - Engrenagens cilíndricas de dentes retos.....	18
Figura 10 - Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais duplos.....	19
Figura 11 - Engrenagens cônicas.....	19
Figura 12 - Nomenclatura para dentes de engrenagens cilíndricas de dentes retos.....	20
Figura 13 - Representação dos dentes da engrenagem através do módulo.....	21
Figura 14 - Definição das distâncias S e S1.....	27
Figura 15 - Diagrama de fator de ciclagem para resistência de flexão, sob carga aplicada.....	30
Figura 16 - Diagrama de fator de ciclagem para resistência de flexão, sob carga aplicada.....	30
Figura 17 - Fator de espessura de borda.....	32
Figura 18 - Tipos de chavetas disponíveis.....	34
Figura 19 - Esquemático de uma engrenagem acoplada por meio de chaveta.....	35
Figura 20 - Desenho dos corpos de prova.....	38
Figura 21 - Pontos onde foram coletados os resultados no ensaio de dureza.....	40
Figura 22 - Máquina para o ensaio de tração.....	41
Figura 23 - Desenho da caixa de redução acoplada ao CVT e motor.....	42
Figura 24 - Corpos de prova usinados.....	45
Figura 25 - Execução do processo de têmpera.....	46
Figura 26 - Corpos de prova após os tratamentos térmicos.....	46
Figura 27 - Tensão (MPa) x Deformação (mm) - Aço SAE 4340 revenido a 300°C.....	47
Figura 28 - Tensão (MPa) x Deformação (mm) - Aço SAE 4340 revenido a 400°C.....	48
Figura 29 - Tensão (MPa) x Deformação (mm) - Aço SAE 4340 resfriado ao ar.....	48
Figura 30 - Tensão (MPa) x Deformação (mm) - Aço SAE 8640 revenido a 300°C.....	49
Figura 31 - Tensão (MPa) x Deformação (mm) - Aço SAE 8640 revenido a 400°C.....	49
Figura 32 - Tensão (MPa) x Deformação (mm) - Aço SAE 8640 revenido a 500°C.....	50
Figura 33 - Engrenagens usinadas acopladas à caixa de redução.....	54
Figura 34 - Engrenagem da primeira árvore de transmissão com rasgo de chaveta.....	55



Figura 35 - Engrenagem da segunda árvore de transmissão com rasgo de chaveta. ....	56
Figura 36 - Engrenagem do terceiro eixo com rasgos de chaveta. ....	57

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Fator de forma de Lewis.....	23
Tabela 2 - Níveis de precisão típicos para vários tipos de aplicação de engrenamentos. .....	25
Tabela 3 - Fatores de sobrecarga.....	25
Tabela 4 - Constantes empíricas $A'$ , $B'$ e $C'$ .....	28
Tabela 5 - Fator de confiabilidade.....	31
Tabela 6 - Furos e rasgos de chaveta para eixos.....	35
Tabela 7 - Dimensões do corpo de prova reduzido.....	38
Tabela 8 - Processo de têmpera.....	39
Tabela 9 - Processo de revenimento.....	39
Tabela 10 - Medidas de dureza dos corpos de prova e seus respectivos limites de escoamento.....	50
Tabela 11 - Parâmetros iniciais.....	51
Tabela 12 - Propriedades mecânicas.....	51
Tabela 13 - Fatores e tensões AGMA.....	52
Tabela 14 - Tensões admissíveis de contato.....	53
Tabela 15 - Coeficiente de segurança.....	53
Tabela 16 - Coeficiente de segurança.....	54

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>9</b>
1.1	OBJETIVOS	10
1.1.1	Objetivo Geral	10
1.1.2	Objetivos Específicos	10
<b>2</b>	<b>REFERENCIAL TEÓRICO</b>	<b>11</b>
2.1	TRANSMISSÃO VEICULAR	11
2.1.1	Transmissão Veicular Para Um Protótipo Tipo Baja SAE	12
2.2	TRATAMENTOS TÉRMICOS E TERMOQUÍMICOS DOS AÇOS PARA ENGRENAGENS	14
2.2.1	Recristalização	14
2.2.2	Recozimento	15
2.2.3	Temperabilidade Dos Aços	15
2.2.4	Têmpera	16
2.2.5	Revenimento	17
2.3	ENGRENAGENS AUTOMOTIVAS	17
2.3.1	Engrenagens Cilíndricas De Dentes Retos	18
2.3.2	Engrenagens Cilíndricas De Dentes Helicoidais	18
2.3.3	Engrenagens Cônicas	19
2.4	DIMENSIONAMENTO DE ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS	20
2.4.1	Equações De Tensão Agma	21
2.4.1.1	Fator geométrico	22
2.4.1.2	Coeficiente elástico	23
2.4.1.3	Fator dinâmico	24
2.4.1.4	Fator de sobrecarga	25
2.4.1.5	Fator de condição de superfície	26
2.4.1.6	Fator de tamanho	26
2.4.1.7	Fator de distribuição de carga	26
2.4.1.8	Fator de razão de dureza	28
2.4.1.9	Fatores de vida para ciclagem de tensão	29
2.4.1.10	Fator de confiabilidade	31
2.4.1.11	Fator de temperatura	31
2.4.1.12	Fator de espessura de borda	32
2.4.2	Tensão Admissível	32
2.4.3	Fator De Segurança	33
2.5	CHAVETAS	34

<b>3</b>	<b>METODOLOGIA.....</b>	<b>37</b>
3.1	MATERIAIS E MÉTODOS .....	37
3.1.1	Escolha Do Material Das Engrenagens.....	37
3.1.2	Tratamentos Térmicos .....	39
3.1.3	Ensaio Mecânico .....	40
3.1.4	Coleta De Dados .....	41
3.1.4.1	Dimensionamento .....	42
3.1.5	Fabricação Da Engrenagem .....	44
3.1.6	Fabricação Das Chavetas .....	44
<b>4</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>45</b>
4.1	FABRICAÇÃO DOS CORPOS DE PROVA .....	45
4.2	REALIZAÇÃO DOS ENSAIOS MECÂNICOS. ....	47
4.3	DIMENSIONAMENTO.....	50
4.4	FABRICAÇÃO DA ENGRENAGEM .....	54
4.5	FABRICAÇÃO DAS CHAVETAS .....	55
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>58</b>
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>59</b>

## 1 INTRODUÇÃO

A competição Baja é um dos projetos de extensão criados e geridos pela SAE (*Society of Automotive Engineers*). Consiste em uma equipe formada por estudantes de graduação de diferentes cursos, predominantemente de engenharia, buscando projetar e construir um protótipo motorizado para uso *off-road*.

O desenvolvimento desse trabalho foi motivado pela baixa velocidade atingida pelo veículo, fato que se deve à relação de transmissão fixa, que impossibilita a troca de marchas, ou seja, não possibilita a troca entre torque e velocidade. Como nas competições os veículos são equipados com um motor de mesma potência, as equipes trabalham para que os projetos sofram as menores perdas possíveis. A equipe Baja Gralha Azul buscava a redução de peso e otimização do desempenho do carro. A necessidade de um novo dimensionamento das engrenagens do novo protótipo foi evidenciada na competição nacional Baja SAE de 2018, quando o carro não pode completar a prova do enduro porque uma das engrenagens da caixa de redução flexionou os dentes até sua falha.

O trabalho tem grande relevância para a equipe de Baja da Universidade, deste campus, assim como as demais equipes de projeto e pessoas que busquem aprofundar-se um pouco mais nos estudos de materiais e seus tratamentos térmicos para projetos de engrenagens.

O trabalho parte de um estudo de aços disponíveis no mercado para selecionar os que mais se adequam a proposta de projeto. Definido estes materiais é buscado dentre os tratamentos térmicos qual será o mais adequado para aumentar a dureza e melhorar as propriedades mecânicas das peças.

Os tratamentos térmicos serão realizados com diferentes parâmetros iniciais e métodos de resfriamento para, depois de realizado os ensaios mecânicos de tração e dureza, definir propriamente o melhor material combinado com o tratamento térmico mais adequado para ser usado nas engrenagens do projeto.

Engrenagens tem duas funções principais que são transmitir torque e velocidade, como é apontado por Norton (2013) e Shigley (2005). Este trabalho destina-se à análise e ao projeto de engrenagem cilíndrica de dentes retos utilizados na caixa de redução do novo protótipo, pois ela é a mais utilizada para transmitir movimento entre eixos paralelos. Elas devem resistir à falha por flexão dos dentes e

à falha por formação de cavidade em sua superfície. Ocorre a falha por flexão quando a tensão admissível exceder à resistência ao limite de escoamento do material ensaiado. A falha superficial acontece quando a tensão de contato exceder ao limite de resistência à fadiga superficial.

O propósito final desse estudo é calcular o coeficiente de segurança para flexão e desgaste com resultado maior ou igual a um. Com um bom dimensionamento das engrenagens é possível reduzir as perdas de eficiência que o carro sofre, podendo melhorar o rendimento, tornando o veículo mais competitivo. Os resultados devem apresentar os coeficientes para cada material estudado, assim como os coeficientes das engrenagens do PJ3 (protótipo anterior) e das novas chavetas projetadas, para efeito de comparação com os resultados obtidos no dimensionamento do PJ4 (novo protótipo).

## 1.1 OBJETIVOS

### 1.1.1 Objetivo Geral

Dimensionar as engrenagens e chavetas de uma caixa de redução de um protótipo tipo baja utilizados nas competições promovidas pela SAE.

### 1.1.2 Objetivos Específicos

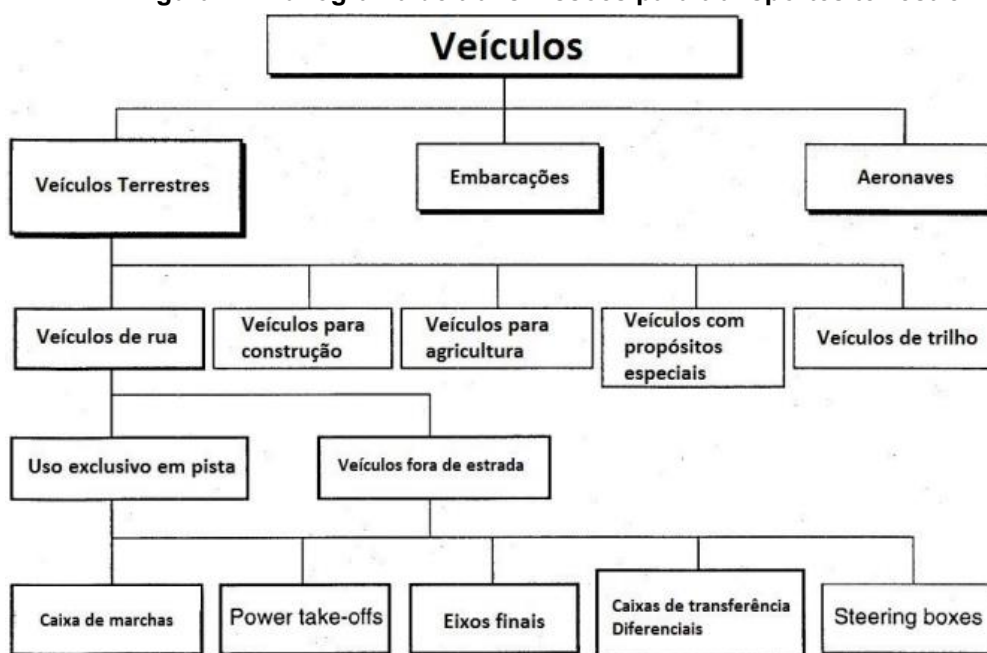
- Definir qual o tipo de engrenagem que será utilizada.
- Definir que material deve ser utilizado nas engrenagens.
- Escolher o tratamento térmico para as engrenagens.
- Fabricar os componentes
- Testar os componentes.

## 2 REFERENCIAL TEÓRICO

### 2.1 TRANSMISSÃO VEICULAR

Qualquer forma de locomoção motorizada necessita de um sistema de *powertrain* para converter o torque e rotação. (LECHNER E NAUNHEIMER ,1999) As distinções de transmissão variam de acordo com sua necessidade e uso. A figura 1 é um esquema geral dos diferentes tipos usados para o transporte marítimo, aéreo e terrestre.

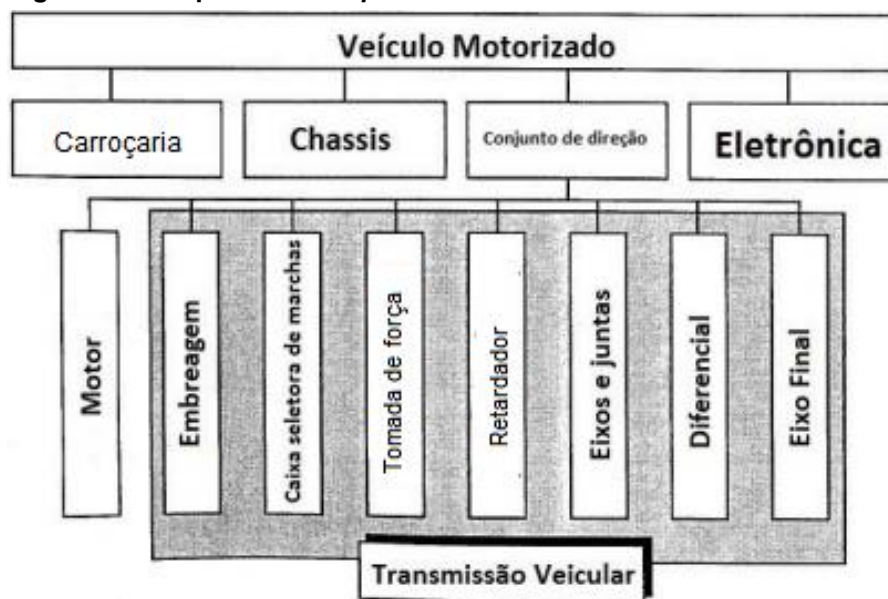
Figura 1 - Fluxograma de transmissões para transportes terrestre.



Fonte: Adaptado de Lechner e Naunheimer (1999).

A figura 2 representa os componentes do *powertrain* de um transporte motorizado comercial.

Figura 2 - Componentes do *powertrain* de um veículo motorizado comercial.



Fonte: Adaptado de Lechner e Naunheimer (1999).

A função da transmissão veicular é adequar a tração disponível da unidade motora para se adaptar ao veículo, à superfície, ao motorista e ao ambiente. Ela colabora, também, com a confiabilidade, consumo de combustível, facilidade de uso e desempenho do veículo. (LECHNER E NAUNHEIMER, 1999).

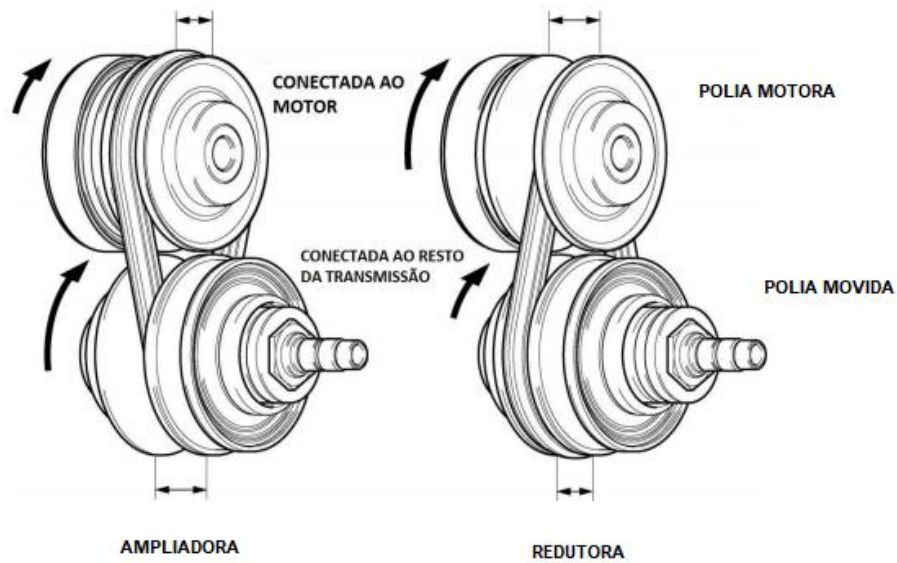
### 2.1.1 Transmissão Veicular Para Um Protótipo Tipo Baja SAE

Em um protótipo baja SAE, o sistema é mais simples, sendo, basicamente, composto por CVT (*Continuous Variable Transmission*), caixa de redução e homocinéticas.

O CVT trabalha com correias e polias. Os componentes são duas polias, conectadas por uma correia em V. Essas polias, uma motora e outra movida, são bipartidas e cada parte faz o movimento de afastamento ou aproximação. Isso faz com que se aumente ou diminua o diâmetro de atuação da correia, alterando, assim, a relação de transmissão. Conforme a atuação do motor, se acelerando ou desacelerando, as larguras das duas polias são ajustadas, instantaneamente, junto com a relação de transmissão para a necessidade do momento, conforme a figura 3 (COSTA, 2002).



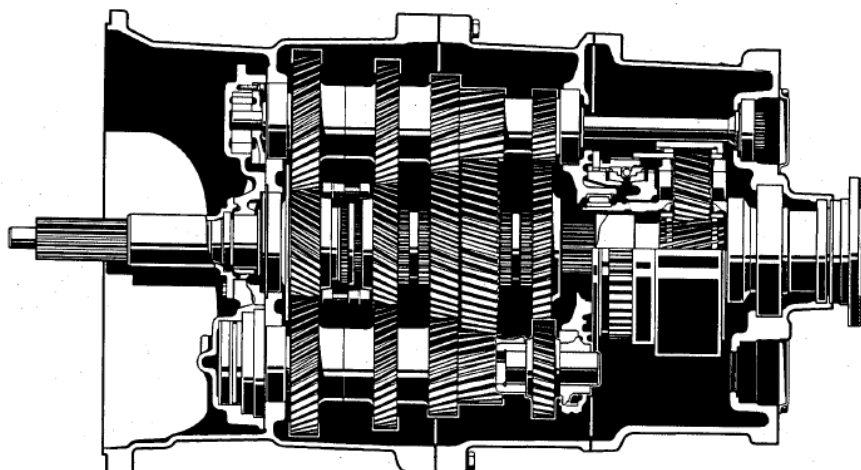
**Figura 3 - Transmissão CVT na relação ampliadora e redutora.**



Fonte: Adaptado de <https://www.cnet.com>, 2021.

As engrenagens na transmissão veicular são utilizadas na transmissão de torque e velocidade angular. A utilização de um trem de engrenagens reduz a rotação do proveniente do elemento motriz e aumenta o torque possibilitando a locomoção de cargas mais pesadas, como ocorre em automóveis e no protótipo Baja SAE, conforme a figura 4. (NORTON, 2013)

**Figura 4 - Transmissão por engrenagens.**

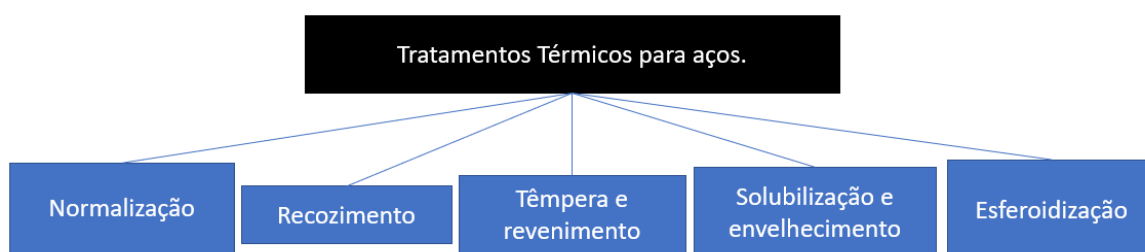


Fonte: Adaptado de Lechner e Naunheimer (1999).

## 2.2 TRATAMENTOS TÉRMICOS E TERMOQUÍMICOS DOS AÇOS PARA ENGRENAGENS

Os tratamentos térmicos podem ser definidos como processos de aquecimento e resfriamento ao qual os materiais são submetidos onde diversos parâmetros são previamente estabelecidos e controlados como a temperatura de aquecimento ou resfriamento, o tempo de exposição a temperatura, o ambiente e as inclinações das rampas de temperatura. Os tratamentos térmicos possuem objetivo de modificar a microestrutura do material visando a melhoria de alguma propriedade mecânica buscando melhorar seu desempenho na atividade à qual será submetido. A figura 5 mostra os tipos de tratamentos térmicos que os aços podem ser submetidos.

**Figura 5 - Tipos de tratamentos térmicos para aços.**



**Fonte: Adaptado de Callister (2006).**

Os tratamentos termoquímicos são processos que buscam a adição, por difusão, de boro, nitrogênio ou carbono na superfície do aço. O principal objetivo dos tratamentos termoquímicos é o de melhorar as propriedades de dureza, corrosão e resistência ao desgaste na superfície do substrato (MELÉNDEZ et al., 1997; OULADSAAD; ALLAOUI; DAAS, 2019; SUN et al., 2019).

### 2.2.1 Recristalização

A recristalização é um tratamento térmico que tem como objetivo principal reduzir as tensões provenientes dos processos de fundição e conformação mecânica. O tratamento também pode ser utilizado para melhorar a ductilidade, reduzir a dureza, ajustar o tamanho de grão.

O processo consiste no aquecimento da peça acima da temperatura crítica, que para os aços é de 727°C, e depois resfriado, normalmente a ar a temperatura ambiente, sem restrição ou aceleração, até atingir o equilíbrio térmico com o meio.

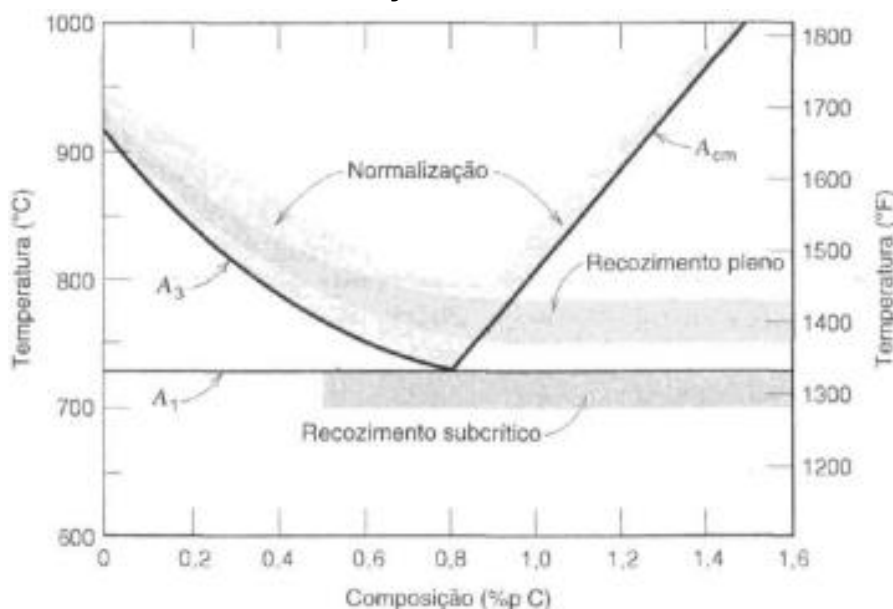
### 2.2.2 Recozimento

O recozimento consiste em um processo em que a peça será aquecida até sua temperatura de austenitização, de acordo com o material utilizado, e após atingir esta temperatura passar por um resfriamento lento. Dentre seus objetivos destacam-se o de reduzir a dureza em ligas ferrosas e a remoção de tensões internas causadas por processos de laminação, trefilação ou forjamento.

Este processo permite ainda efetuar processos de conformação posteriores na mesma peça durante a fabricação.

A figura 6 mostra o tratamento de normalização mediante o aquecimento acima da temperatura crítica assim como o processo de recozimento onde a liga descrita passa pela austenitização e então é resfriada no próprio forno.

**Figura 6 - Temperaturas utilizadas no processo de normalização e recozimento para aço carbono.**



Fonte: Callister (2008).

### 2.2.3 Temperabilidade Dos Aços

A temperabilidade de um aço pode ser explicada como a capacidade que um aço possui de obter uma microestrutura martensítica, ou seja, com a maior dureza

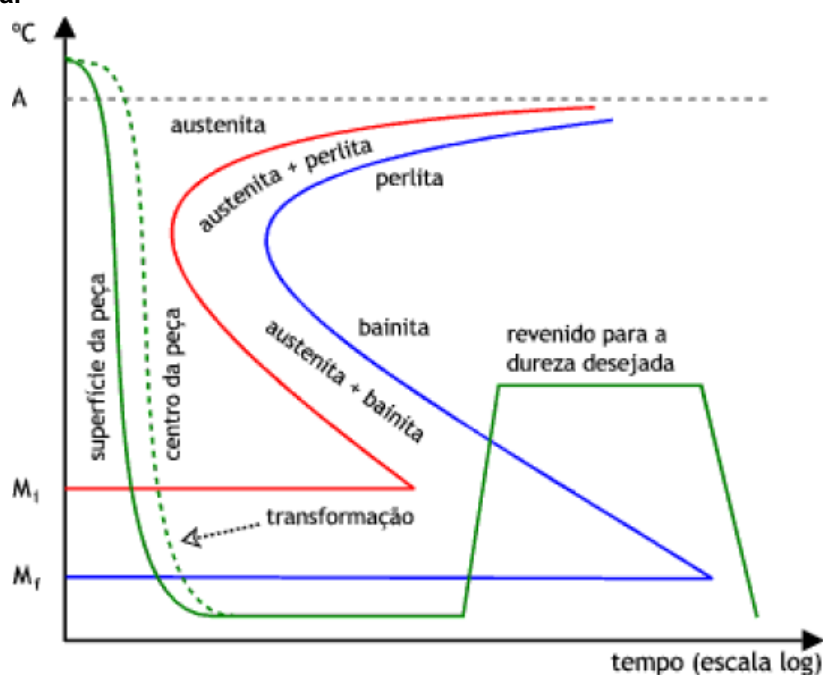
possível no aço tratado, a uma determinada distancia da superfície em direção ao interior da peça sob determinadas condições de aquecimento e resfriamento.

Elementos de liga como carbono, manganês, cromo e molibdênio são elementos efetivos em aumentar a temperabilidade do aço. Quando se deseja conhecer a profundidade de endurecimento de um determinado aço, para o caso da fabricação de peças de responsabilidade, é comum recorrer-se à prática de ensaios. O ensaio de temperabilidade *Jominy*, devido à sua praticidade e versatilidade é um dos mais usados (BRUNATTO, 2016).

#### 2.2.4 Têmpera

A têmpera consiste em resfriamento rápido, a partir da temperatura de austenitização, que é a dissolução do carbono no ferro dando origem assim a austenita, em um meio de grande capacidade de resfriamento, como água, salmoura, óleo e, eventualmente, ar. A velocidade de resfriamento deve ser tal que a curva de resfriamento pelo menos tangencie o cotovelo ou joelho da curva de início de transformação austenítica e atinja as linhas horizontais correspondentes à formação de martensita (CHIAVERINI, 2008). A figura 7 ilustra as transformações da microestrutura no processo de têmpera do aço eutetoide.

Figura 7 - Diagrama das transformações da microestrutura no processo de têmpera.

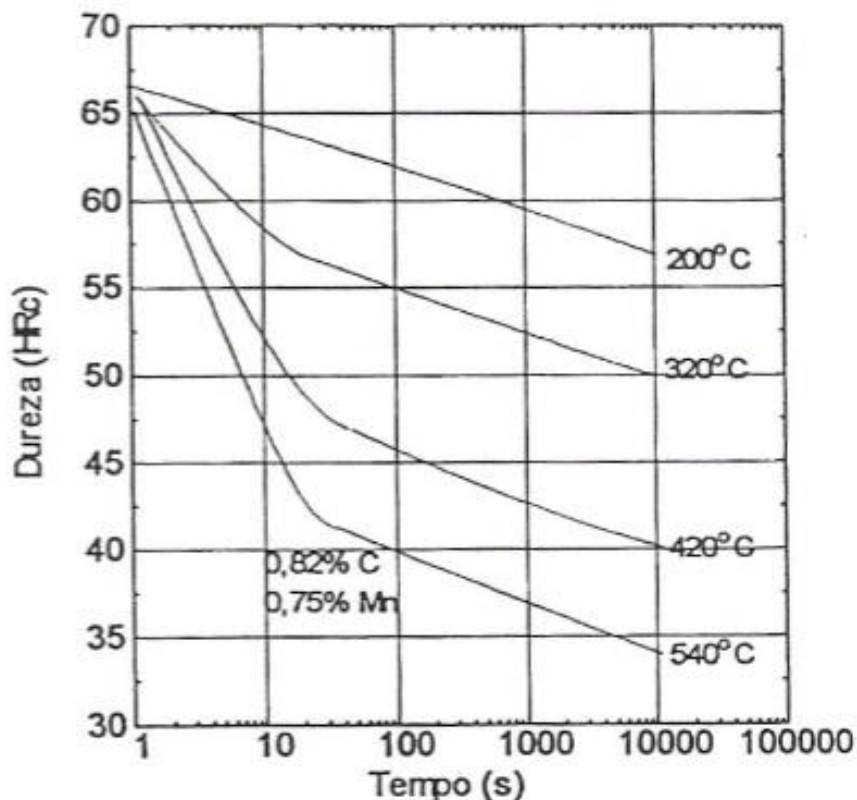


Fonte: Silva (2010).

### 2.2.5 Revenimento

O revenimento é um tratamento térmico usualmente feito após a têmpera. Seu principal objetivo é o alívio de tensões provenientes do processo da têmpera. Também é utilizado para corrigir excessivas durezas e fragilidades do material tornando mais dúctil e resistente ao choque (Chiaverini, 2008). Durante o processo são dois os principais parâmetros que devem ser determinados, a temperatura e o tempo de exposição, sendo o tempo o fator que irá determinar as modificações que a peça irá sofrer como por exemplo a dureza. A figura 8 ilustra a dureza do material quando submetido a diferentes temperaturas de revenimento do aço eutetoide.

Figura 8 - Gráfico dureza x tempo durante o processo de revenimento.



Fonte: Callister (2006).

### 2.3 ENGRENAGENS AUTOMOTIVAS

As engrenagens veiculares são, em sua maioria, cilíndricas de dentes retos ou helicoidais, sendo elas montadas em eixos paralelos da transmissão. (CASTRO, 2005).

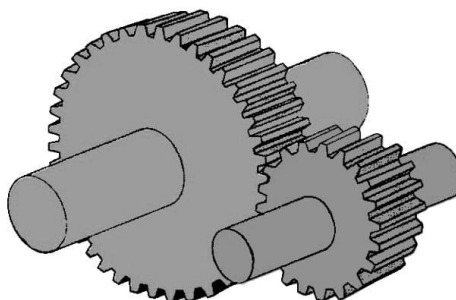
Os modelos principais de engrenagens utilizados na indústria automobilística são engrenagens cilíndricas de dentes retos, engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais e engrenagens cônicas.

### 2.3.1 Engrenagens Cilíndricas De Dentes Retos

Dentre os modelos elas são relativamente as mais fáceis de lidar, sendo para projetar, fabricar e aferir a precisão, possuindo o melhor custo-benefício. (COLLINS, 2006).

Uma engrenagem cilíndrica de dentes retos, figura 9, consiste em uma peça onde todos os dentes ficam paralelos à linha central, ou eixo da engrenagem. Eles são moldados para engrenar sem desalinhamento uma à outra engrenagem de um eixo paralelo. Esses dentes entram em contato um com outro ao longo de toda sua largura ao mesmo instante. O fato de todos os dentes terem um contato integral aumenta a força de transmissão, no entanto, sua operação é bastante ruidosa. (HALDERMAN, 2012).

**Figura 9 - Engrenagens cilíndricas de dentes retos.**



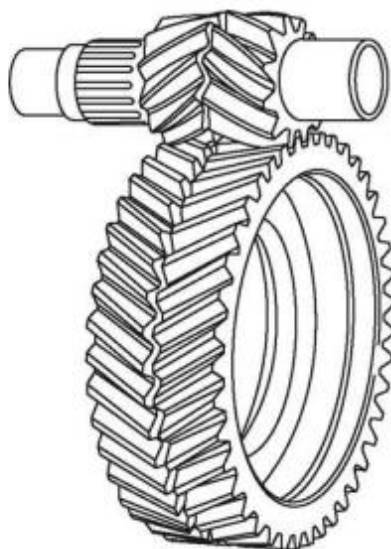
**Fonte: Adaptado de Halderman (2012).**

### 2.3.2 Engrenagens Cilíndricas De Dentes Helicoidais

Também amplamente utilizadas em eixos paralelos, porém com os dentes inclinados com respeito ao eixo de rotação em um ângulo de hélice. Elas são normalmente usadas para serviços severos e de alta velocidade. Possui um sistema mais silencioso e um funcionamento mais suave que as de dentes retos, pois sempre apresenta um ponto de contato por vez e não um contato integral. Suas desvantagens são o alto custo de fabricação e necessidade de mancais com robustez maior devido a geração de cargas axiais. Isso pode ser evitado com a utilização de engrenagens

de dentes helicoidais duplos, figura 10, onde as forças axiais serão anuladas, pois estão presentes em ambos os lados em sentidos contrários. (CHILDS, 2014).

**Figura 10 - Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais duplos.**

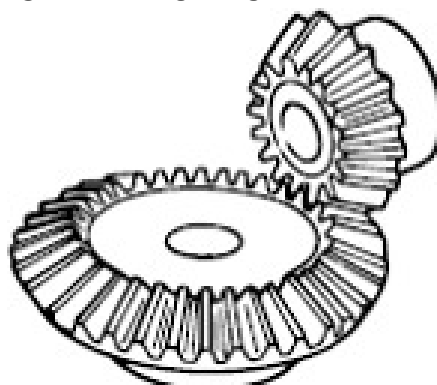


Fonte: (<http://www.globalspec.com/>, 2021).

### 2.3.3 Engrenagens Cônicas

Diferentemente das duas anteriores, as engrenagens cônicas são utilizadas em eixos que se interceptam. As engrenagens cônicas são construídas em corpos cônicos, conforme a figura 11. Elas também geram cargas radiais e axiais. Devem ser montadas de maneira minuciosa, devido necessidade da precisão da distância entre centros das engrenagens. Quando fabricadas com dentes retos são bastante ruidosas, para atenuar o problema são utilizados dentes helicoidais, resultando em uma melhor capacidade de carga. (COLLINS, 2006).

**Figura 11 - Engrenagens cônicas.**



Fonte: (<http://khkgears.net/>, 2021).

## 2.4 DIMENSIONAMENTO DE ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS

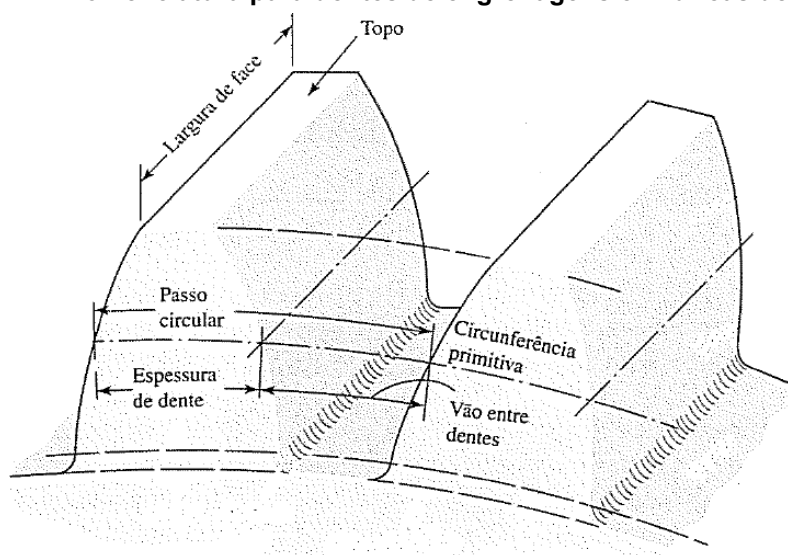
Para realizar um dimensionamento adequado é necessário estabelecer qual tipo de engrenagem é mais adequada para a necessidade.

Para um bom dimensionamento, as engrenagens devem ser projetadas para evitar o desalinhamento entre os dentes e a variação da distância entre a linha de transmissão da força e o centro dos seus eixos, isso resulta em um funcionamento suave e eficiente, mantendo a razão de velocidade constante. (NORTON, 2013).

As engrenagens devem ser projetadas para resistir à falha por flexão dos dentes e à falha por formação de cavidades na superfície deles. A falha da primeira modalidade ocorrerá quando a tensão exercida nos dentes superar o limite de escoamento do material selecionado. Já a falha superficial ocorrerá se a tensão significativa de contato exceder o limite de resistência à falha superficial. (SHIGLEY, 2005).

De acordo com Shigley *et. al.* 2005, as principais terminologias para engrenagens retas estão ilustradas na figura 12. O círculo primitivo é a circunferência teórica onde todos os cálculos se baseiam. Seu diâmetro é o diâmetro primitivo e a partir dele todas as relações da engrenagem são geradas, número de dentes, relação de transmissão, entre outros. A equação 1 é utilizada para determiná-lo. Em um engrenamento os círculos primitivos de um par de engrenagens são tangentes entre si.

**Figura 12 - Nomenclatura para dentes de engrenagens cilíndricas de dentes retos.**



Fonte: Adaptado de Shigley (2005).



$$Dp = m \cdot Z \quad (1)$$

Em que:

$Dp$  = Diâmetro primitivo;

$m$  = Módulo;

$Z$  = número de dentes da engrenagem.

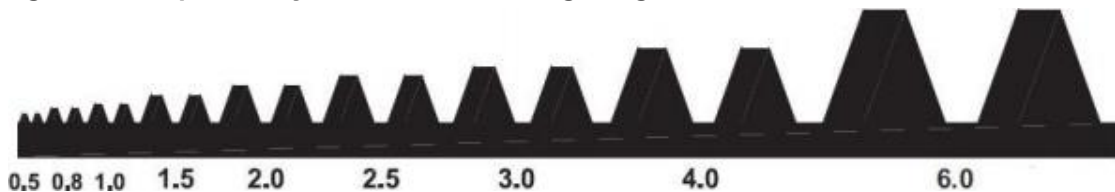
Em um par de engrenagens a menor das duas é denominada de pinhão e a maior de coroa, e dessa forma será denominada no decorrer deste estudo.

O passo circular, é a distância entre um ponto em um dente e um ponto no dente ao lado. Portanto, o passo circular é resultado da soma da espessura do dente e o espaçamento entre eles. (SHIGLEY. 2005).

O módulo é uma grandeza que representa a razão entre o diâmetro primitivo e o número de dentes, conforme a equação 2. Esse é o índice de tamanho de dente no SI, portanto, o diâmetro é normalmente expresso em mm. A figura 13 é a representação dos dentes da engrenagem através do módulo. (SHIGLEY. 2005).

$$M = \frac{Dp}{Z} \quad (2)$$

**Figura 13 - Representação dos dentes da engrenagem através do módulo.**



Fonte: Adaptado de Childs (2014).

#### 2.4.1 Equações De Tensão Agma

Duas equações fundamentais de tensão são utilizadas na metodologia AGMA (*American Gear Manufacturers Association*), uma para tensão de flexão e outra para tensão de contato. A equação 3 tem como função calcular a tensão de flexão atuante no pé do dente da engrenagem e verificar se excede o limite de escoamento do material da engrenagem. (SHIGLEY. 2005).

$$\sigma = \frac{(Wt \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot 1 \cdot K_h \cdot K_b)}{(L \cdot M \cdot Y)}, MPa \quad (3)$$

Sendo:

$Wt$  = é a carga tangencial transmitida (N);

$Ko$  = é o fator de sobrecarga;

$Kv$  = é o fator dinâmico;

$Ks$  = é o fator de tamanho;

$Kh$  = é o fator de distribuição de carga;

$Kb$  = é o fator de espessura de borda;

$L$  = é a largura do dente (mm);

$M$  = é o modulo da engrenagem;

$Y$  = é o fator de forma de Lewis.

De acordo com Shigley *et. al.* 2005, a equação 4 tem como finalidade calcular a resistência à desgaste (tensão de contato). Essa formação é uma falha de fadiga de superfície causada por muitas repetições de tensões elevadas de contato.

$$\sigma_c = \frac{(Ze \cdot \sqrt{(Wt \cdot Ko \cdot Kv \cdot Ks \cdot Kh \cdot Zr)})}{(Dp \cdot L \cdot Zi)}, MPa \quad (4)$$

Em que:

$Ze$  = é um coeficiente elástico ( $\sqrt{MPa}$ );

$Zr$  = é o fator de condição superficial;

$Dp$  = é o diâmetro primitivo do pinhão (mm);

$Zi$  = é o fator geométrico para a resistência à formação de cavidades.

#### 2.4.1.1 Fator geométrico

Conforme Shigley *et. al.* 2005, o fator de forma de Lewis,  $Y$ , varia com o número de dentes do pinhão e da coroa. Ele varia de acordo com a tabela 1 para dentes padronizados de profundidade completa e a um ângulo de pressão de 20°. (SHIGLEY, 2005).

Tabela 1 - Fator de forma de Lewis.

Número de dentes	Y	Número de dentes	Y
12	0,245	28	0,353
13	0,261	30	0,359
14	0,277	34	0,371
15	0,29	38	0,384
16	0,296	43	0,397
17	0,303	50	0,409
18	0,309	60	0,422
19	0,314	75	0,435
20	0,322	100	0,447
21	0,328	150	0,46
22	0,331	300	0,472
24	0,337	400	0,48
26	0,346	Cremalheira	0,485

Fonte: Adaptado de Shigley (2005).

O fator  $Z_i$  é o fator geométrico de resistência à formação de cavidades. Para determinar isso é utilizado a equação 5.

$$Z_i = \frac{(\cos\theta * \sin\theta)}{(2 * Mn)} * \frac{(Mg)}{(Mg+1)}, \text{ para engrenagens externas} \quad (5)$$

Onde  $\theta$  é o ângulo de pressão e a razão de partilha de carga é determinado por  $Mn$ . Define-se a razão de velocidade com a equação 6.

$$Mg = \frac{Zg}{Zp} \quad (6)$$

Onde:

$Zg$  = número de dentes da coroa;

$Zp$  = número de dentes do pinhão.

#### 2.4.1.2 Coeficiente elástico

Esse coeficiente é relacionado a uma maneira simples de combinar e tabular resultados pertinentes a combinação de vários materiais para pinhão e coroa. Ele leva em conta as diferenças dos materiais dos dentes do pinhão e coroa. É encontrado a partir da equação 7. (NORTON, 2013).

$$Ze = \left[ \frac{1}{\pi \left( \frac{1-\nu p^2}{E_p} + \frac{1-\nu g^2}{E_g} \right)} \right]^{1/2}, \sqrt{MPa} \quad (7)$$

Em que:

$\nu p$  = Coeficiente de Poisson do pinhão;

$\nu g$  = Coeficiente de Poisson da coroa;

$E_p$  = Módulo de elasticidade do pinhão;

$E_g$  = Módulo de elasticidade da coroa.

#### 2.4.1.3 Fator dinâmico

Para calcular o fator dinâmico é utilizado a equação 8, ele leva em conta imprecisões na fabricação e o engrenamento dos dentes das engrenagens em ação. Além disso ele também está relacionado a velocidade tangencial das engrenagens. Considera, também, as cargas de vibrações geradas pelo impacto dente contra dente induzido pelo contato não conjugado dos dentes. Essas cargas são chamadas de erros de transmissão. (SHIGLEY, 2005).

Para determinar o fator dinâmico é necessário conhecer os fatores  $A$  e  $B$ , através das equações 9 e 10, respectivamente. É preciso determinar também a velocidade e precisão de transmissão utilizando a equação 11 e a tabela 2.

$$Kv = \left[ \frac{(A + \sqrt{(200 * Vt)})}{A} \right]^B \quad (8)$$

Onde

$$A = 50 + 56 * (1 - B) \quad (9)$$

$$B = 0,25 * (12 - Qv)^{2/3} \quad (10)$$

e

$$Vt = \left[ \frac{(Dp * np * \pi)}{60000} \right], m/s \quad (11)$$

Sendo:

$Vt$  = Velocidade de transmissão;

$np$  = Rotação da engrenagem, pinhão ou coroa (rpm).

**Tabela 2 - Níveis de precisão típicos para vários tipos de aplicação de engrenamentos.**

Nível de Precisão	Faixas Aproximadas das Qualidades Normalizadas
	Valor $Q_v$ da AGMA
Mais alta qualidade	14 ou 15
Alta qualidade	12 ou 13
Precisão relativamente alta	10 ou 11
Boa precisão	8 ou 9
Precisão nominal	6 ou 7
Precisão mínima	4 ou 5

Fonte: Adaptado de Collins (2006).

#### 2.4.1.4 Fator de sobrecarga

Esse fator,  $K_o$ , tem como função considerar todas as cargas que são aplicadas externamente a força tangencial  $Wt$ . Como, por exemplo, variações no torque, causado pela explosão interna dos cilindros em um motor de combustão interna. (SHIGLEY, 2005).

O fator de sobrecarga é determinado pela tabela 3 considerando a fonte da potência e a máquina acionada.

**Tabela 3 - Fatores de sobrecarga.**

Fonte de Potência	Máquina Acionada		
	Uniforme	Choque moderado	Choque Severo
Uniforma (motor elétrico, turbina)	1,00	1,25	1,75 ou mais
Choque leve (motor multicilindros)	1,25	1,5	2,00 ou mais
Choque médio (motor de um único cilindro)	1,5	1,75	2,25 ou mais

Fonte: Adaptado de Norton (2013).

#### 2.4.1.5 Fator de condição de superfície

Segundo Shigley *et. al.* 2005, o fator de condição de superfície,  $Z_r$ , é apenas considerado para o cálculo da resistência a formação de cavidades. Ele depende do acabamento superficial, tensões residuais e efeitos plásticos.

#### 2.4.1.6 Fator de tamanho

O fator representa a desigualdade das propriedades do material causadas pelo tamanho. Pode ser usado para carregamento geral de fadiga, ele permite uma modificação de tensão de dente. A AGMA sugere utilizar  $K_s$  igualando à 1 para engrenagens de menor porte. (NORTON, 2013).

#### 2.4.1.7 Fator de distribuição de carga

De acordo Shigley *et. al.* 2005, esse fator considera a não-uniformidade de distribuição de carga ao longo da linha de contato das engrenagens. é determinado pela equação 12.

$$K_m = 1 + C_{mc} * (C_{pf} * C_{pm} + C_{ma} * C_e) \quad (12)$$

Em que:

$C_{mc}$  = Fator de correção de carga;

$C_{pf}$  = Fator de proporção do pinhão;

$C_{pm}$  = Modificador de proporção do pinhão;

$C_{ma}$  = Fator de alinhamento de malha;

$C_e$  = Fator de correção de alinhamento de malha.

O  $C_{mc}$  é determinado pela análise do coroamento da engrenagem.

$$C_{mc} = \begin{cases} 1 & \text{para dente sem coroamento} \\ 0,8 & \text{para dentes com coroamento} \end{cases}$$

Para o sistema internacional são utilizadas as equações 13, 14 ou 15, de acordo com a largura de face da engrenagem projetada para determinar o  $C_{pf}$ . (ANSI/AGMA 2101 CP95, 1995).

Quando  $L \leq 25\text{mm}$

$$C_{pf} = \frac{L}{10 \cdot D_p} - 0,025 \quad (13)$$

Para  $25 < L \leq 432\text{mm}$

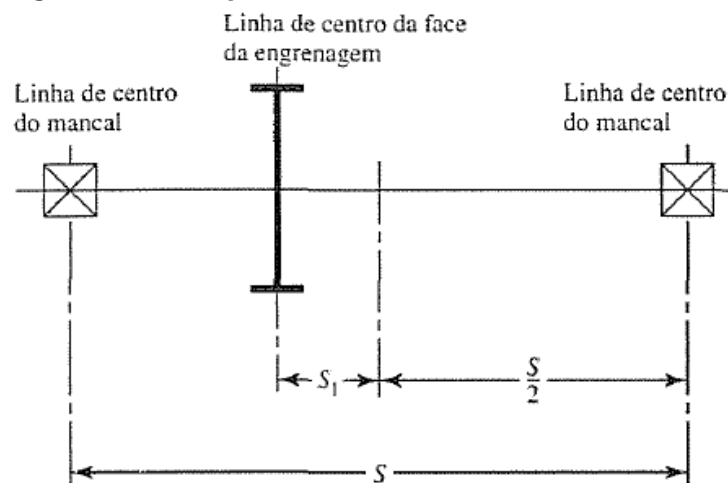
$$C_{pf} = \frac{L}{10 \cdot D_p} - 0,0375 + 4,92 \cdot 10^{-4} \cdot L \quad (14)$$

Ou ainda para  $432 < L \leq 1020\text{mm}$

$$C_{pf} = \frac{L}{10 \cdot D_p} - 0,1109 + (8,15 \cdot 10^{-4} \cdot L) - 3,53 \cdot 10^{-7} \cdot L^2 \quad (15)$$

O  $C_{pm}$  é determinado pela relação da posição da engrenagem com os mancais. Para isso é analisado a figura 14.

**Figura 14 - Definição das distâncias S e S1.**



Fonte: Adaptado de Shigley (2005).

$$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \text{para pinhão entre mancais } S_1/S < 0,175 \\ 1,1 & \text{para pinhão entre mancasias } S_1/S \geq 0,175 \end{cases}$$

Para o fator de correção de alinhamento de malha  $C_e$  é determinado com relação ao momento de ajuste das engrenagens.

$$C_e = \begin{cases} 0.8 & \text{para engrenagens ajustadas nas montagens} \\ 1 & \text{para todas as outras condições} \end{cases}$$

O fator de alinhamento de malha considera o desalinhamento dos eixos de rotação dos cilindros primitivos para o acoplamento das engrenagens, levando em conta todas as causas com exceção da deformação elástica. O  $C_{ma}$  é determinado pela equação 16, e suas constantes determinado pela tabela 4. (ANSI/AGMA 2101 CP95, 1995).

$$C_{ma} = A' + B' * L + C' * L^2 \quad (16)$$

**Tabela 4 - Constantes empíricas  $A'$ ,  $B'$  e  $C'$ .**

Condição	$A'$	$B'$	$C'$
Engrenamento aberto	0,247	0,657(10 <sup>-3</sup> )	-1,196(10 <sup>-7</sup> )
Unidades fechadas, comerciais	0,127	0,622(10 <sup>-3</sup> )	-1,69(10 <sup>-7</sup> )
Unidades fechadas, de precisão	0,0675	0,504(10 <sup>-3</sup> )	-1,44(10 <sup>-7</sup> )
Unidades de engrenagens fechadas, extra precisas	0,0036	0,402(10 <sup>-3</sup> )	-1,27(10 <sup>-7</sup> )

**Fonte: Adaptado de Shigley (2005).**

#### 2.4.1.8 Fator de razão de dureza

Esse fator é uma função da razão de engrenamento e da dureza relativa do pinhão e coroa. O seu valor é sempre maior ou igual à 1, ele atua para aumentar a resistência aparente da coroa.

O pinhão geralmente tem menos dentes que a coroa e é mais delgado, com isso, ele é submetido a mais ciclos de tensão de contato. Quando o pinhão e coroa são endurecidos por completo, é comum fazer o pinhão mais duro, com isso, se mantém a uniformidade da resistência superficial. Esse fator leva em conta essa situação, assim ele atua para endurecer as superfícies do dente da coroa quando em funcionamento. O  $C_h$  é utilizado apenas para a resistência dos dentes da coroa, não do pinhão. (NORTON, 2013).



Para pinhões endurecidos completamente e trabalhando com coroas endurecidas completamente é utilizada a equação 17. (NORTON, 2013).

$$Ch = 1 + A'' * (Mg - 1) \quad (17)$$

Onde  $Mg$  é a razão de engrenamento determinado pela equação 6 e  $A''$  é encontrado a partir da relação  $\frac{HB_p}{HB_g}$ , sendo  $HB_p$  a dureza *Brinell* do pinhão e  $HB_g$  relativo à dureza *Brinell* da coroa. (NORTON, 2013).

Quando  $\frac{HB_p}{HB_g} < 1,2$  então  $A'' = 0$ .

Se  $1,2 \leq \frac{HB_p}{HB_g} \leq 1,7$   $A''$  é determinado pela equação 18.

$$A'' = 0,00898 * \frac{HB_p}{HB_g} - 0,000829 \quad (18)$$

Ou ainda para  $\frac{HB_p}{HB_g} > 1,7$  então  $A'' = 0,0698$ .

Para superfícies endurecidas acima de 48 HRC (*Hardness Rockwell C*), o fator de razão de dureza é determinado através das equações 19 e 20. (NORTON, 2013).

$$Ch = 1 + B * (450 - HB_g) \quad (19)$$

$$B'' = 0,00075 * e^{-0,052 * Rq} \quad (20)$$

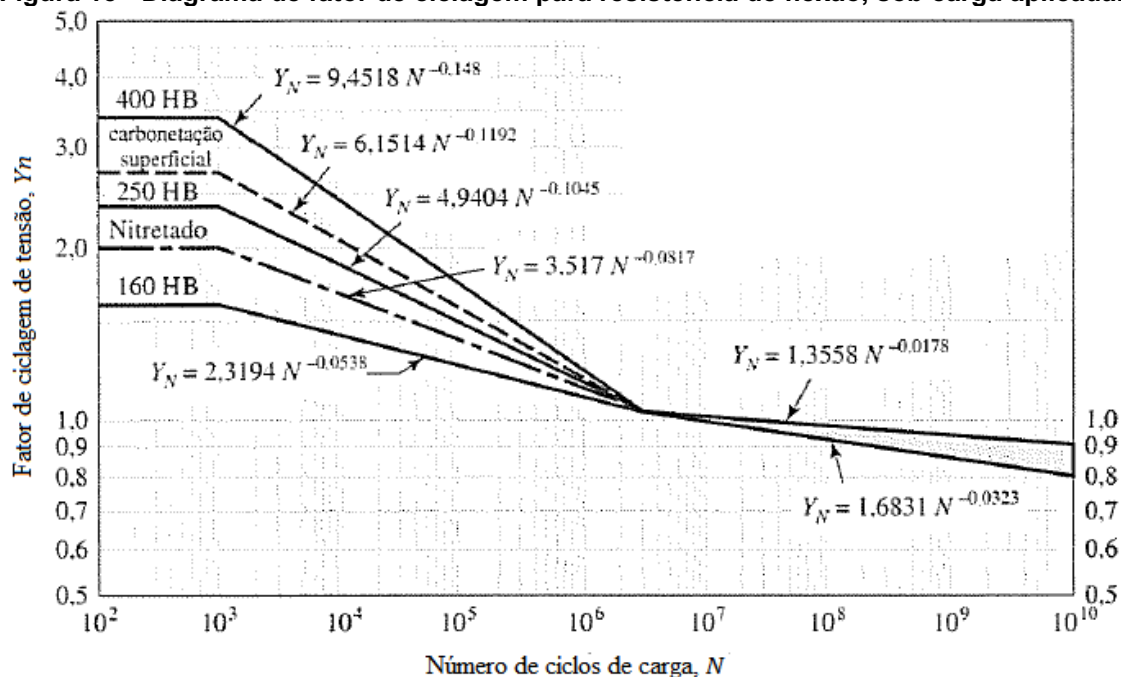
Sendo:

$Rq$  = Rugosidade da superfície dos dentes do pinhão ( $\mu\text{m}$ ).

#### 2.4.1.9 Fatores de vida para ciclagem de tensão

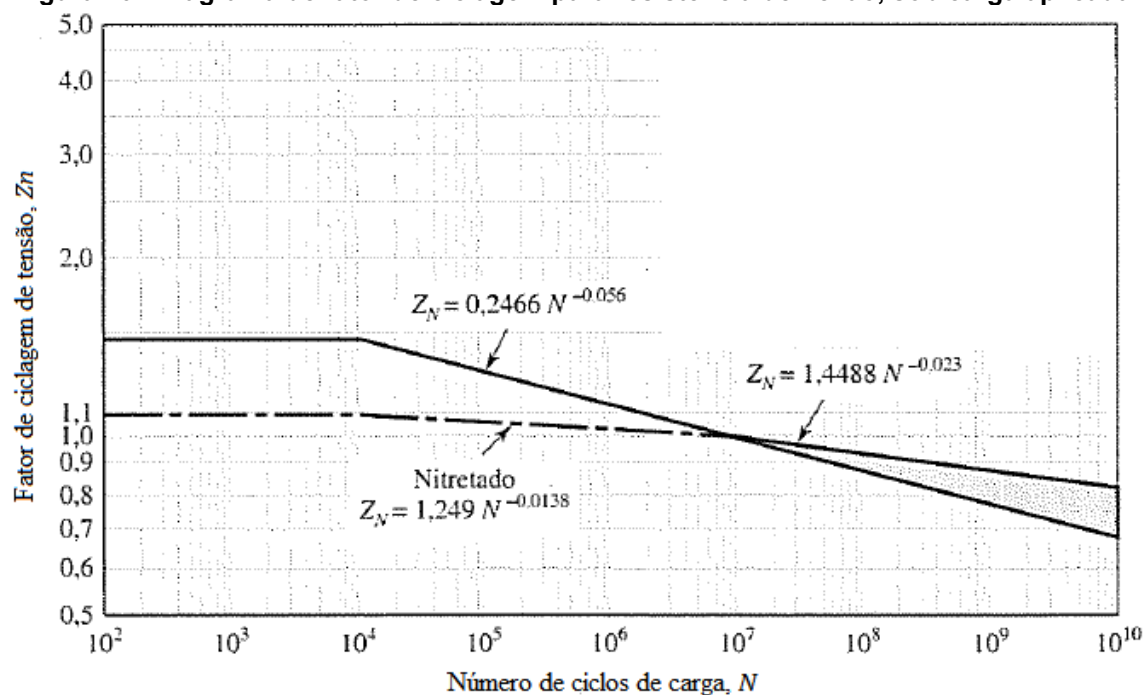
Um ciclo mais longo ou mais curto modificará as resistências AGMA para fadiga de flexão e fadiga por tensões de contato do material. O número de ciclos é baseado no número de contatos de engrenamento, sob carga, do dente analisado. Para os ciclos  $10^7$   $Y_n = Z_n = 1$ , como pode ser analisado nas figuras 15 e 16, respectivamente. (SHIGLEY, 2005).

Figura 15 - Diagrama de fator de ciclagem para resistência de flexão, sob carga aplicada.



Fonte: Adaptado de Shigley (2005).

Figura 16 - Diagrama de fator de ciclagem para resistência de flexão, sob carga aplicada.



Fonte: Adaptado de Shigley (2005).

#### 2.4.1.10 Fator de confiabilidade

O fator de confiabilidade,  $Y_z$ , leva em conta o efeito das distribuições estatísticas das falhas por fadiga do material. Ele pode ser calculado através das equações 21 ou 22, mas pode ser determinado também analisado a tabela 5. As equações utilizam interpolação logarítmica e a tabela são para valores cardiais de  $R$ . Sendo  $R$  o valor de quão confiável é a engrenagem, levando em conta sua manufatura. (SHIGLEY, 2005).

Para  $0,5 < R < 0,99$ , então

$$Y_z = 0,658 - 0,0759 * \ln(1 - R) \quad (21)$$

Se  $0,99 \leq R \leq 0,9999$ , então

$$Y_z = 0,50 - 0,109 * \ln(1 - R) \quad (22)$$

**Tabela 5 - Fator de confiabilidade.**

<b>Confiabilidade</b>	<b><math>Y_z</math></b>
0,9999	1,5
0,999	1,25
0,99	1,00
0,9	0,85
0,5	0,7

**Fonte: Adaptado de Shigley (2005).**

#### 2.4.1.11 Fator de temperatura

Segundo Norton, 2013, esse fator leva em conta a temperatura do corpo da engrenagem, isso pode ser correlacionado à temperatura do lubrificante. Óleos com temperatura de até 120°C, iguala  $Y_\theta$  à 1. Para temperaturas acima disso o fator é determinado pela equação 23.

$$Y_\theta = \frac{273,6 + Temp \text{ } ^\circ C}{344,8} \quad (23)$$

#### 2.4.1.12 Fator de espessura de borda

Quando se projeta uma engrenagem onde a espessura da borda, figura 17, não é o suficiente para proporcionar suporte à raiz do dente, a falha por fadiga flexional pode ocorrer ao longo da borda da engrenagem, e não no filete do dente. Para corrigir isso,  $K_b$  ajusta a tensão de flexão estimada para engrenagens de borda fina. Determinado em função da proporção  $mb$  na equação 24 (SHIGLEY, 2005).

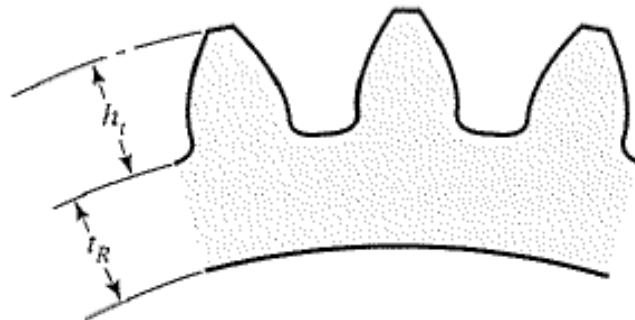
$$mb = \frac{tr}{ht} \quad (24)$$

Onde:

$tr$  = espessura de borda abaixo do dente (mm);

$ht$  = altura do dente (mm).

Figura 17 - Fator de espessura de borda.



Fonte: Adaptado de Shigley (2005).

Para  $mb \geq 1,2$   $K_b$  é igual à 1, caso contrário é determinado pela equação 25.

$$K_b = 1,6 * \ln \frac{2,242}{mb} \quad (25)$$

#### 2.4.2 Tensão Admissível

No procedimento AGMA as resistências são alteradas por vários fatores resultando em valores limite de tensão admissível. Isto é a tensão segura onde o material poderá ser utilizado e exigido, sem que ocorra nenhuma perda de propriedade mecânica. (SHIGLEY, 2005).

No caso da tensão admissível de flexão é utilizado o limite de escoamento de cada material tratado e testado. Isso se deve ao fato que o material trabalha sem fratura até o limite de escoamento.

A tensão admissível de contato  $\sigma_{HP}$  é encontrada através das equações 26 ou 27, dependendo do grau que deseja utilizar.

Para grau 1

$$\sigma_{HP} = 2,22 * HB + 200, MPa \quad (26)$$

Para grau 2

$$\sigma_{HP} = 2,41 * HB + 237, MPa \quad (27)$$

Em que:

$HB$  = Dureza do material em *Brinell*

#### 2.4.3 Fator De Segurança

Segundo Shigley *et. al.* 2005, o fator de segurança é a relação entre a carga de ruptura e a carga admissível. O valor obtido através dos cálculos deve ser maior ou igual à 1 a fim de evitar maior possibilidade de falha ou abrasão. A equação 28 determina o fator de segurança  $Sf$  protegendo contra a falha por fadiga flexional. Já a equação 29 determina o fator  $Sh$  protegendo contra a falha por aparecimento de cavidade.

$$Sf = \frac{\sigma_e}{\sigma} \quad (28)$$

Sendo:

$\sigma_e$  = Limite de escoamento do material.

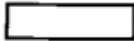
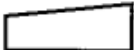
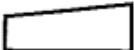

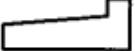
$$(Sh)^2 = \left[ \frac{(Sc * Zn * Ch)}{Y\theta * YZ} \right]^2 \quad (29)$$

O fator foi elevado ao quadrado, pois é necessário ter um  $Sh$  linear à carga sendo transmitida  $Wt$ . (SHIGLEY, 2005).

## 2.5 CHAVETAS

Na engenharia mecânica, a chaveta é um elemento de máquina que é utilizado com a finalidade de conectar um elemento rotativo do sistema a uma árvore de transmissão, neste caso será utilizada para conectar as engrenagens aos eixos. O principal objetivo da chaveta é impedir a rotação relativa entre as duas partes conectadas possibilitando dessa forma a transmissão de torque. Existem diversos tipos de chaveta como ilustrado na figura 18.

**Figura 18 - Tipos de chavetas disponíveis.**

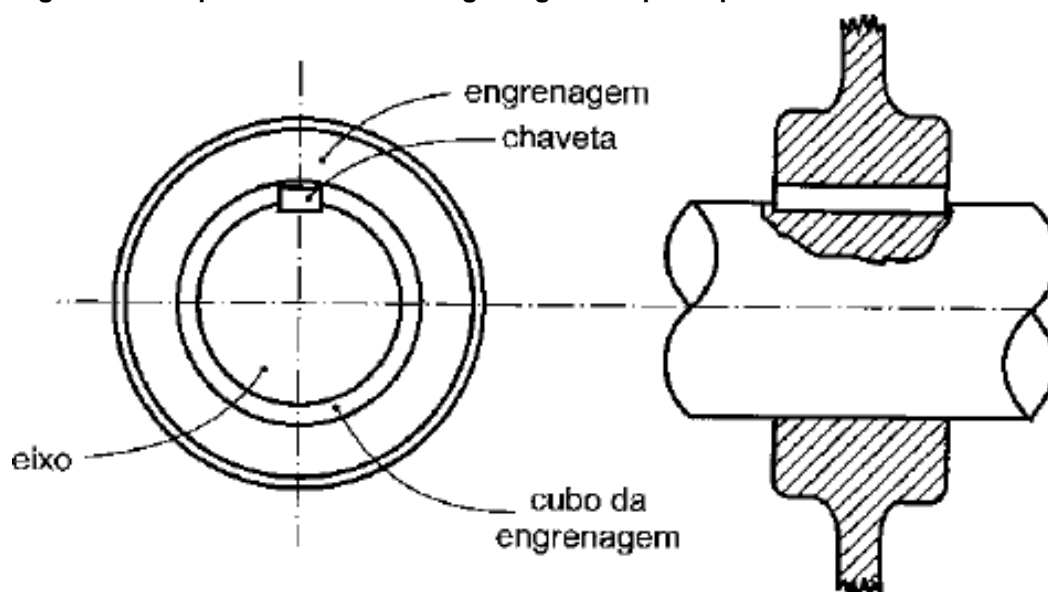
Chaveta Plana		DIN6885
Chaveta Inclinada		DIN6886
Chaveta Meia Lua		DIN6888
Chaveta Tangencial		DIN271
Chaveta Inclinada com Cabeça		DIN6887

**Fonte: Melconian (2009).**

O dimensionamento visa encontrar qual o comprimento ideal para as chavetas do projeto de modo que suporte o esforço aplicado sem sofrerem esmagamento pela pressão de contato ou deformem com a força cisalhante.

A figura 19 mostra o exemplo de uma engrenagem ligada à árvore de transmissão por meio da chaveta.

Figura 19 - Esquemático de uma engrenagem acoplada por meio de chaveta.



Fonte: Melconian (2009).

Para o dimensionamento das chavetas planas é utilizada a norma DIN 6885/1 de acordo com a tabela 6.

Tabela 6 - Furos e rasgos de chaveta para eixos.

<b>Diâmetro do eixo</b>	De	10	12	17	22	30	38	44	50	58
	Até	12	17	22	30	38	44	50	58	65
<b>Seleção de chaveta</b>	Largura b	4	5	6	8	10	12	14	16	18
	Altura h	4	5	6	7	8	9	9	10	11
<b>Rasgo do eixo</b>	t1	3	3,8	4,4	5,4	6	6	6,5	7,5	8

Fonte: Adaptado Melconian (2009).

Alguns dados devem ser previamente conhecidos para o dimensionamento da chaveta como o diâmetro do eixo em que será acoplada, o material em que deve ser fabricada, a potência que irá transmitir e a rotação com que irá girar o conjunto. Com essas informações e com a norma DIN 6885 é possível encontrar os valores de  $b$ ,  $h$  e  $t1$ .

De acordo com o material que deve ser fabricada também é possível encontrar a tensão admissível de cisalhamento e a pressão média de contato. O primeiro passo é encontrar o torque na árvore,  $Mt$ , que é dado pela equação 30.

$$Mt = \frac{3000}{\pi} \cdot \frac{P}{n} \quad (30)$$

Em que  $P$  é a potência que irá transmitir e  $n$  é a rotação em rpm.

O segundo passo é encontrar a força tangencial,  $F_t$ , atuante que é dada pela equação 31.

$$F_t = \frac{M_t}{r} \quad (31)$$

Onde  $r$  é o raio do eixo em que a chaveta será acoplada.

O terceiro passo é propriamente o dimensionamento do comprimento da chaveta onde são calculados dois comprimentos um em relação ao cisalhamento e outro em relação a pressão de contato (esmagamento). O comprimento final da chaveta deve ser o maior entre os dois valores calculados pois assim garante que a chaveta suporte o maior entre ambos os esforços.

O comprimento em relação ao cisalhamento é dado pela equação 32.

$$\tau = \frac{F_t}{b \cdot l_c} \rightarrow l_c = \frac{F_t}{b \cdot \tau} \quad (32)$$

Em que  $\tau$  é a tensão admissível de cisalhamento do material e  $l_c$  é o comprimento mínimo da chaveta em relação a força de cisalhamento.

Já o comprimento em relação a pressão de contato é encontrado pela equação 33.

$$\sigma = \frac{F_t}{l_e(h-t_1)} \rightarrow l_e = \frac{F_t}{\sigma(h-t_1)} \quad (33)$$

Em que  $\sigma$  é a pressão média de contato do material e  $l_e$  é o comprimento mínimo da chaveta referente ao esmagamento.



### 3 METODOLOGIA

#### 3.1 MATERIAIS E MÉTODOS

Como metodologia para execução deste trabalho, definiu-se o emprego dos seguintes procedimentos:

- Escolha do material das engrenagens.
- Tratamentos térmicos;
- Ensaio mecânicos;
- Coleta de Dados;
- Dimensionamento;
- Fabricação das engrenagens;
- Fabricação das chavetas.

Para realizar estes procedimentos utilizou-se os seguintes materiais:

- Aços carbono SAE 4340 e SAE 8640;
- Torno de Comando Numérico Computadorizado;
- Forno;
- Máquinas de ensaios universal para ensaio de tração;
- Durômetro;
- Protótipo Baja;
- *Microsoft Excel*;
- *Solidworks*;
- Fresa Geradora.

##### 3.1.1 Escolha Do Material Das Engrenagens

Para a escolha do material das engrenagens buscou-se selecionar materiais que possuam boa resistência ao desgaste pois é algo que acontece constantemente com as engrenagens devido sua alta rotação e atrito constante. Além disso os aços selecionados devem apresentar boa resistência mecânica e resistência ao desgaste.

De acordo com as características buscadas na literatura os materiais selecionados foram os aços carbono SAE 4340 e SAE 8640.

Após a escolha dos materiais, devem ser dimensionados os corpos de prova para que se possa realizar tratamentos térmicos diferentes e após o tratamento térmico realizar ensaios de tração e dureza para averiguar qual material combinado com qual tratamento térmico irá atingir as melhores propriedades mecânicas.

Visando o melhor aproveitamento dos materiais e a redução do custo dos mesmos os corpos de prova podem ser projetados de tamanho reduzido. De acordo com a ABNT ISO 6892-1, o dimensionamento de corpos de prova deve ter as seguintes dimensões de acordo com a tabela 7.

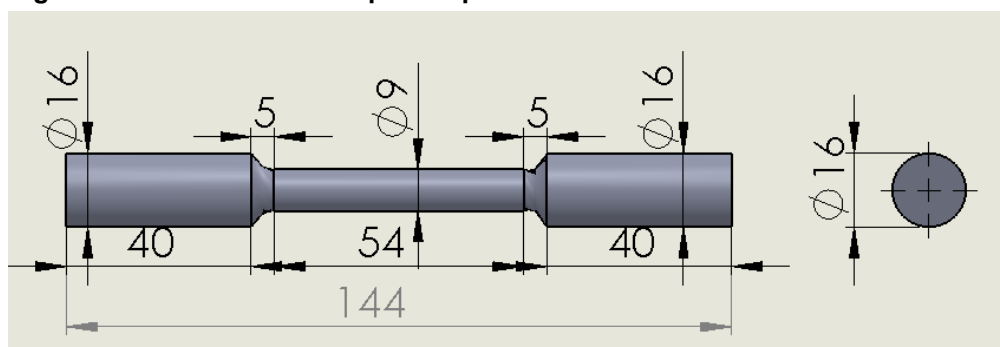
**Tabela 7 - Dimensões do corpo de prova reduzido.**

Dimensionamento corpo de prova reduzido (mm)	
Dimensão da parte útil	54±0,1
Diâmetro da parte útil	9±0,1
Raio de concordância	8
Comprimento do raio	5
Comprimento da cabeça	40
Diâmetro da cabeça	16
Comprimento total	144

Fonte: Adaptado ABNT ISO 6892-1.

A figura 20 busca ilustrar o desenho final de projeto para fabricação dos corpos de prova.

**Figura 20 - Desenho dos corpos de prova.**



Fonte: Autoria própria.

Para fabricação dos corpos de prova foi utilizado o laboratório de usinagem da universidade e o torno de comando numérico computadorizado e como foram selecionados dois materiais para realização de tratamentos térmicos diferentes foram

usinados seis corpos de prova para cada material selecionado, para isso foram adquiridas barras de 1300mm por 1” de cada material selecionado.

### 3.1.2 Tratamentos Térmicos

Para atingir as propriedades de resistência e dureza desejada o tratamento térmico escolhido foi o de têmpera seguida de revenimento. O processo de têmpera consiste em duas etapas sendo o aquecimento seguido de um rápido resfriamento. A tabela 8 indica as faixas de temperatura que cada material deve ser submetido além do tempo que deve ser exposto até esta temperatura, o tipo de resfriamento que deve ser submetido e a quantidade de corpos de prova expostos a cada parâmetro.

**Tabela 8 - Processo de têmpera.**

Aço SAE	Temperatura	Tempo	Resfriamento	Corpos de prova
4340	855°C - 900°C	20 min	Óleo	4
4340	855°C - 900°C	20 min	Ar	2
8640	835°C - 880°C	20 min	Óleo	6

**Fonte: Autorial própria.**

Com o intuito de verificar as propriedades e comparar suas diferenças com os outros materiais dois dos corpos de prova do aço SAE 4340 foram resfriados ao ar.

Após o processo de têmpera os materiais que passaram pelo resfriamento brusco foram submetidos ao processo de revenimento. Para atingir diferentes propriedades e então verificar qual a mais indicada os materiais foram submetidos a temperaturas diferentes além de diferentes tempos de exposição à temperatura. A dureza final para cada material foi estimada, de acordo com a literatura, e os dados encontram-se na tabela 9.

**Tabela 9 - Processo de revenimento.**

Aço SAE	Temperatura	Tempo	Dureza estimada (HRC)	Corpos de prova
4340	300°C	20 min	52	2
4340	400°C	20 min	47	2
8640	300°C	20 min	50	2
8640	400°C	21 min	45	2
8640	500°C	22 min	39	2

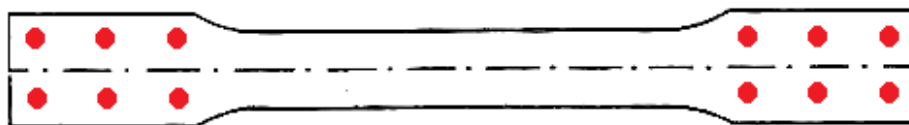
**Fonte: Autorial própria.**

### 3.1.3 Ensaios Mecânicos

Com os corpos de prova usinados e com seus respectivos tratamentos térmicos realizados, foram submetidos a dois ensaios a fim de verificar suas propriedades. O primeiro ensaio foi o ensaio de dureza, a escala escolhida para realização do ensaio foi a HRC (*Hardness Rockwell C*) devido a maior facilidade de acesso ao equipamento nesta escala no laboratório da UTFPR.

Para cada material foram realizados 12 ensaios de dureza em pontos distintos do corpo de prova a fim de evitar qualquer erro de leitura ou concentração de microestruturas em pontos específicos provenientes dos tratamentos térmicos, conforme a figura 21. Para dureza final de cada corpo de prova foi feita a média dos 12 ensaios realizados.

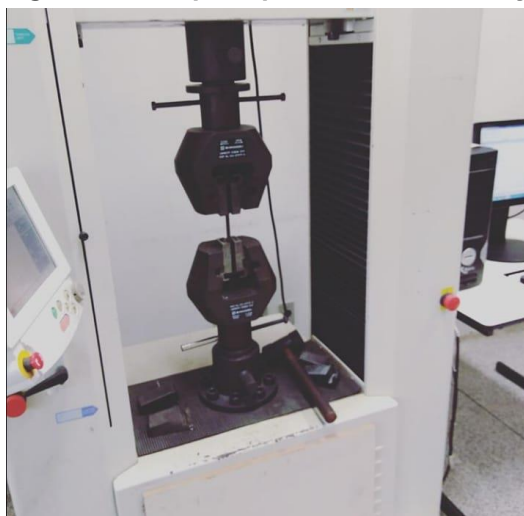
**Figura 21 - Pontos onde foram coletados os resultados no ensaio de dureza.**



**Fonte: Autoria própria.**

O segundo ensaio realizado foi o ensaio de tração pois com ele foi possível obter diversas propriedades do material como a tensão de escoamento, módulo de elasticidade e o limite de resistência a tração e com esses dados foi possível obter detalhadamente as propriedades do material e identificar qual foi o mais indicado para fabricação das engrenagens. A Máquina de Ensaios Universal *SHIMADZU* modelo *AG4-300KN* foi utilizado para realização do ensaio de tração está mostrado na figura 22.

**Figura 22 - Máquina para o ensaio de tração.**



**Fonte: Autoria própria.**

#### 3.1.4 Coleta De Dados

Para o dimensionamento das engrenagens é necessário conhecer os elementos do motor e da transmissão veicular para um protótipo do tipo Baja SAE.

Como padrão da competição estabelecido pela SAE internacional, todos os protótipos desenvolvidos devem utilizar o motor *Briggs & Stratton OHV Intek Model 20* (série 20). Ele tem uma potência de 10 HP, é do tipo estacionário, monocilíndrico de quatro tempos, de combustão interna e com injeção de gasolina por carburação. Não se pode alterar sua potência para melhoria de desempenho podendo resultar na desclassificação da equipe.

O motor sendo estacionário faz com que ele trabalhe em uma faixa de rotação de no máximo 4800rpm, tem a capacidade de transferir todo seu torque reduzido devido às constantes variações de rotação e as exigentes necessidades que estão sujeitos os protótipos durante as competições Baja SAE fazem com que as equipes recorram a outros métodos.

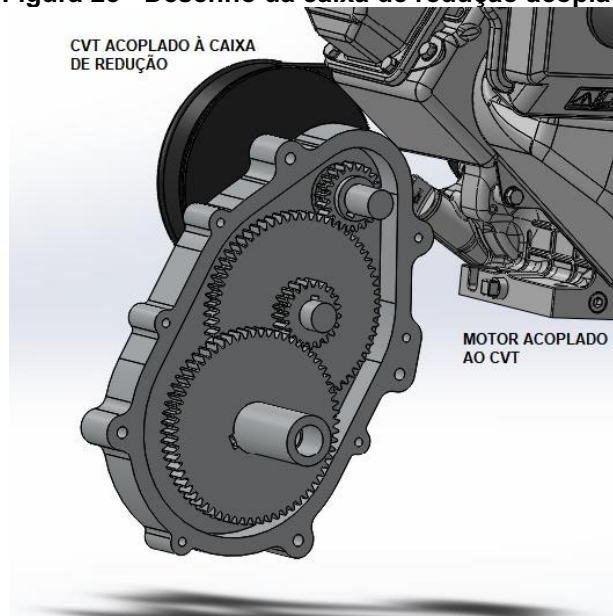
A equipe Baja Gralha Azul para suprir essas necessidades utilizam de um CVT acoplado ao eixo do motor e a caixa de redução acoplada por um eixo à polia movida do CVT. O modelo utilizado pela equipe é do tipo *Polaris P90*. É utilizado uma caixa de redução além do CVT para ter uma redução de rotação ainda maior, aumentando o torque e ajustando a velocidade para obter um carro competitivo. Por fim, duas homocinéticas do modelo Chevrolet Corsa 1996 acoplada ao terceiro eixo da caixa.

A caixa de redução utilizada pela equipe foi usinada em alumínio de liga SAE 7075-T6.

#### 3.1.4.1 Dimensionamento

A caixa de redução composta de quatro engrenagens, dois pinhões e duas coroas, além de árvore de transmissão de três eixos. O primeiro pinhão é acoplado no primeiro eixo conectado à polia movida do CVT, engrenado na primeira coroa acoplada no segundo eixo em paralelo e junto no eixo tem o segundo pinhão engrenado na segunda coroa acoplada no terceiro eixo, conforme a figura 23.

**Figura 23 - Desenho da caixa de redução acoplada ao CVT e motor.**



**Fonte: Autoria própria.**

Para o dimensionamento das engrenagens fez-se o uso do software *Microsoft Excel* para computação e cálculo. Para isso é necessário determinar alguns parâmetros antes de iniciar. O número de dentes dos pinhões e coroas foram previamente estabelecidos sendo 21 e 64 dentes, respectivamente. Além disso, as engrenagens têm módulo 2 e uma relação de transmissão de 9,3:1. Outro fator determinante é o ângulo de pressão entre os dentes durante o engrenamento, sendo ele de 20°. Inicialmente foi utilizado a largura de face igual às engrenagens do protótipo anterior da equipe, o PJ3, pois é necessário pré-estabelecer esse parâmetro para realização dos cálculos. Dessa maneira é possível ter isso como fonte de

comparação para o novo dimensionamento. Com esses parâmetros é possível determinar o diâmetro primitivo através da equação 1.

Para as tensões exercidas seja de flexão ou de contato é necessário determinar os fatores que compõe suas equações. O fator de forma de Lewis  $Y$  para os pinhões é utilizado a tabela 1. Já para as coroas foi determinado por interpolação. O fator geométrico de resistência à formação de cavidades  $Z_i$  é determinado utilizando as equações 5 e 6 e como são engrenagens cilíndricas de dentes retos a razão de partilha de carga  $M_n$  é igual à 1.

O coeficiente elástico é determinado pela equação 7 e as propriedades do material da engrenagem.

Levando em conta o fator dinâmico, equação 8, foi necessário determinar a velocidade de transmissão através da equação 11, e para as constantes foi utilizado as equações 9 e 10, e a tabela 2.

O fator de sobrecarga foi determinado pela tabela 3, considerado a fonte de potência como choque médio e a máquina acionada como choque severo.

Por determinação da AGMA, utiliza-se o fator de condição de superfície igual à 1. De maneira análoga é determinado utilizar o fator de tamanho  $K_s$  igual à 1, por se tratar de uma de pequeno porte.

O fator de distribuição de carga é determinado através de outros fatores e constantes. Então considerou-se os dentes da engrenagem sem coroamento,  $C_{mc}$  igual a 1; largura de face menor que 25mm, utiliza-se a equação 13; a distância entre mancais menor que 0,175 portando  $C_{pm}$  igual a 1; as engrenagens não ajustadas nas montagens,  $C_e$  igual a 1; e fator de alinhamento de malha considerou-se unidades fechadas e comerciais, utiliza-se a equação 16 para resolver. Após determinar isso, determina-se  $K_m$  pela equação 12.

O fator de razão de dureza  $C_h$  foi considerado igual à 1, pois foi considerado a dureza do corpo de prova. Com isso  $\frac{HB_p}{HB_g}$  é igual à 1 Da mesma maneira para os fatores de vida para ciclagem de tensão  $Y_n$  e  $Z_n$  foi utilizado 1, pois considerou-se ciclo de vida de  $10^7$ .

Levando em conta sua manufatura considerou-se uma confiabilidade de 0,9, portanto  $Y_z$  foi determinado pela equação 21. O fator de temperatura foi atribuído o valor de 1, pois a temperatura do lubrificante dentro da caixa não ultrapassa  $120^\circ\text{C}$ . De maneira semelhante o fator de espessura de borda  $K_b$  é igual à 1.

A tensão admissível para flexão dos dentes foram os limites de escoamento dos corpos de prova. Já a tensão admissível de contato foi determinada pela equação 26 de grau 1, seguindo um método mais conservador.

Com todos os fatores determinados utiliza-se as equações 3 e 4 para determinar a tensão de flexão e de contato, respectivamente.

Os fatores de segurança seguiram as orientações do item 2.4.3, sendo satisfatório valores maiores ou igual à 1.

### 3.1.5 Fabricação Da Engrenagem

O processo escolhido para a fabricação das engrenagens foi o processo de Renânia pela fresa geradora. Sua principal característica é o movimento sincronizado de entre a peça e ferramenta, fresa caracol, possibilitando uma maior produção de peças com uma grande exatidão das medidas dimensionadas.

### 3.1.6 Fabricação Das Chavetas

Para a fabricação das chavetas o material selecionado foi o aço SAE 1050 que possui tensão de cisalhamento igual a 60MPa e pressão média de contato 100MPa.

Para este projeto foi adotada a chaveta tipo plana devido sua adequação ao projeto e sua maior facilidade de fabricação.



## 4 RESULTADOS

### 4.1 FABRICAÇÃO DOS CORPOS DE PROVA

Com os materiais pré-selecionados, as barras compradas e com o apoio do professor Marcelo Vasconcelos de Carvalho, foi realizada a programação do torno CNC para a usinagem dos corpos de prova. Após a usinagem contou-se com 6 corpos de prova do aço SAE 4340 e 6 do aço SAE 8640. Os materiais foram identificados para posteriormente serem submetidos aos tratamentos térmicos conforme ilustra a figura 24.

**Figura 24 - Corpos de prova usinados.**



**Fonte: A autoria própria.**

Após o processo de usinagem os corpos de prova foram submetidos aos tratamentos térmicos com os procedimentos de tratamento descrito nas tabelas 8 e 9. A figura 25 mostra a execução do tratamento que foi realizada no laboratório de caracterização de materiais na UTFPR-PG.

**Figura 25 - Execução do processo de têmpera.**



**Fonte: Autoria própria.**

A figura 26 ilustra como os corpos de prova ficaram após passarem pelo processo de têmpera e o revenimento.

**Figura 26 - Corpos de prova após os tratamentos térmicos.**



**Fonte: Autoria própria.**

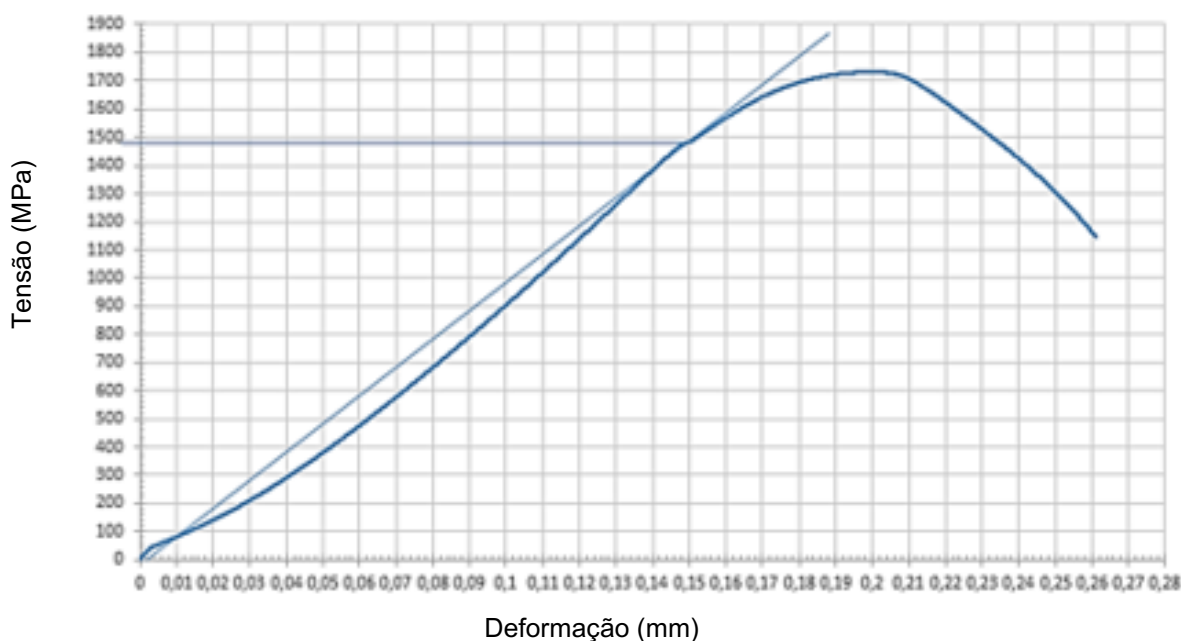
## 4.2 REALIZAÇÃO DOS ENSAIOS MECÂNICOS.

Já com os corpos de prova usinados e com os tratamentos térmicos realizados, os ensaios de tração e dureza foram realizados para se obter os dados sobre as propriedades mecânicas de cada material combinada com cada tratamento.

Para os ensaios de dureza utilizamos o laboratório de ensaios mecânicos da UTFPR-PG e para o ensaio de tração utilizamos o laboratório de ensaios mecânicos da UEPG devido a sua maior capacidade de carga, pois apesar dos corpos redimensionados os tratamentos podem aumentar muito o limite de escoamento do material e dessa forma não haveria problema.

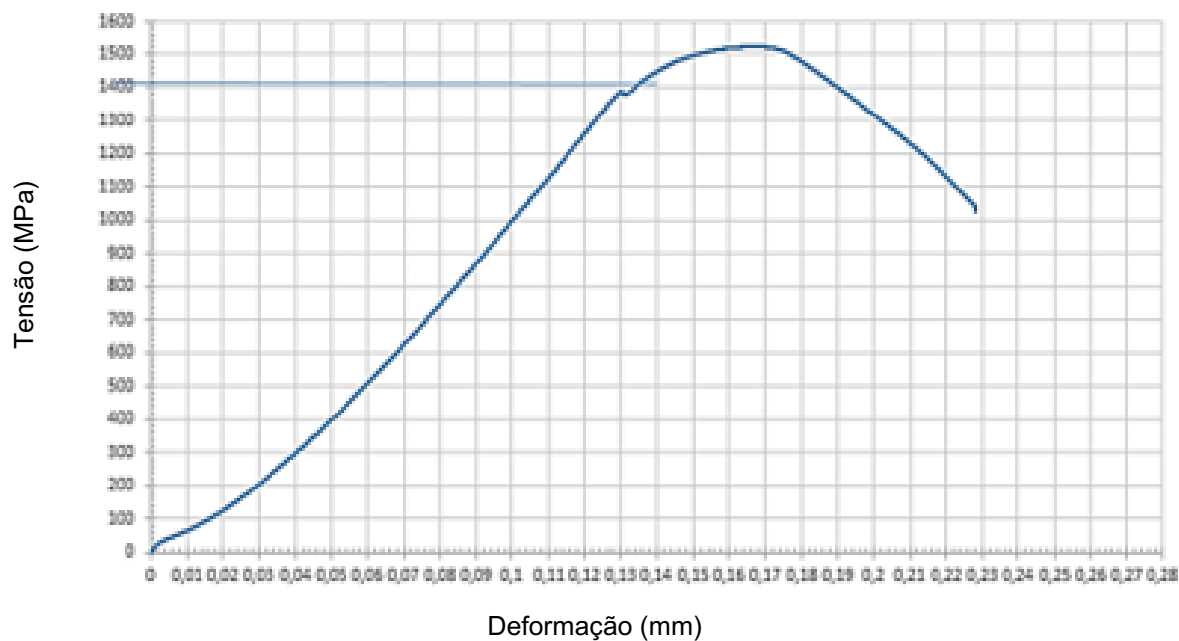
A seguir são apresentadas as figuras 27 a 32 com os gráficos que se dá a tensão pela deformação de cada material, desse modo obtemos a tensão de escoamento em cada caso, junto com as medidas de dureza para cada corpo de prova. Usamos a temperatura de revenimento para diferenciar os materiais, já que foi utilizado diferentes temperaturas para se obter as propriedades dos materiais.

**Figura 27 - Tensão (MPa) x Deformação (mm) - Aço SAE 4340 revenido a 300°C.**



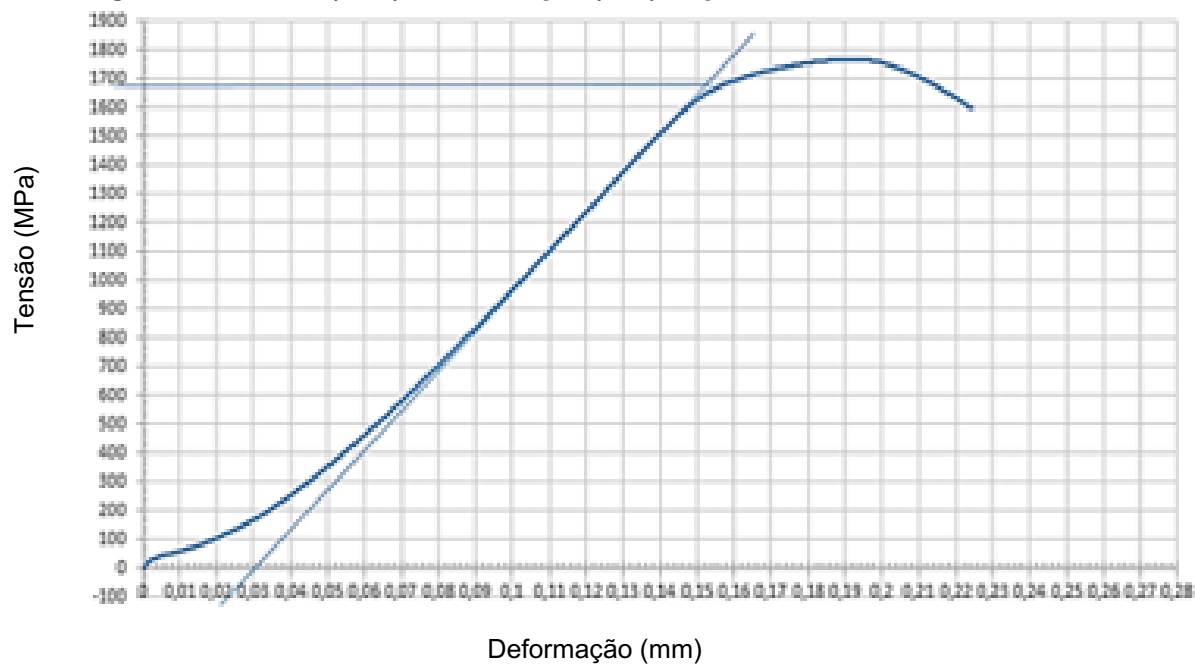
Fonte: Autoria própria.

Figura 28 - Tensão (MPa) x Deformação (mm) - Aço SAE 4340 revenido a 400°C.

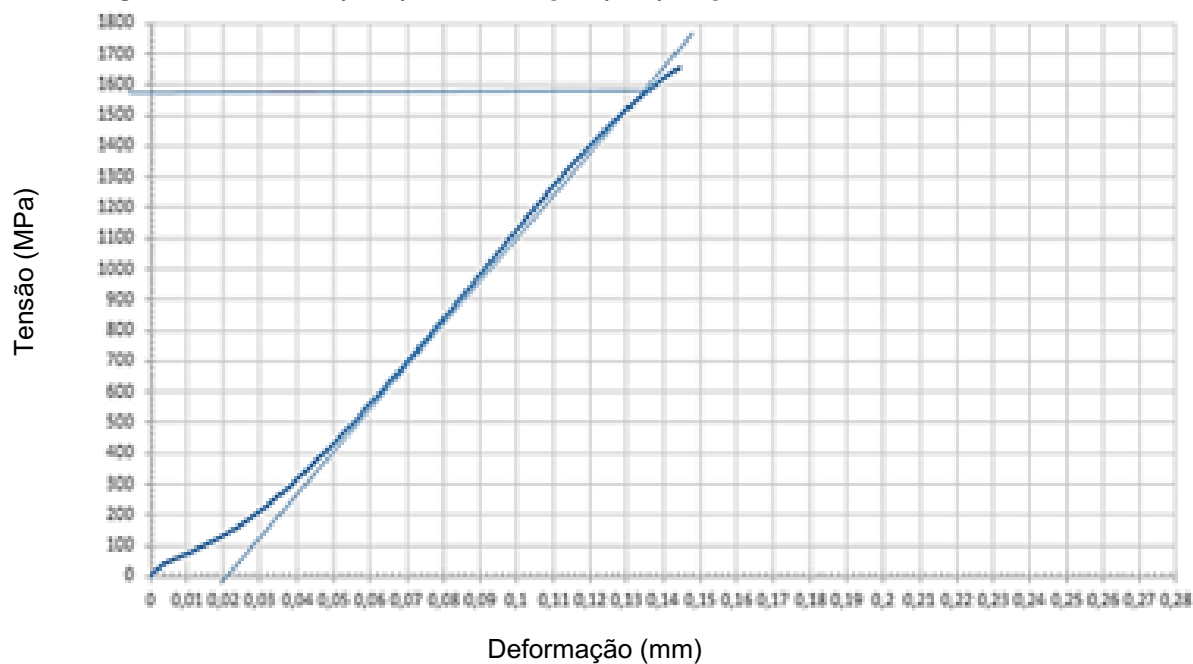


Fonte: Autoria própria.

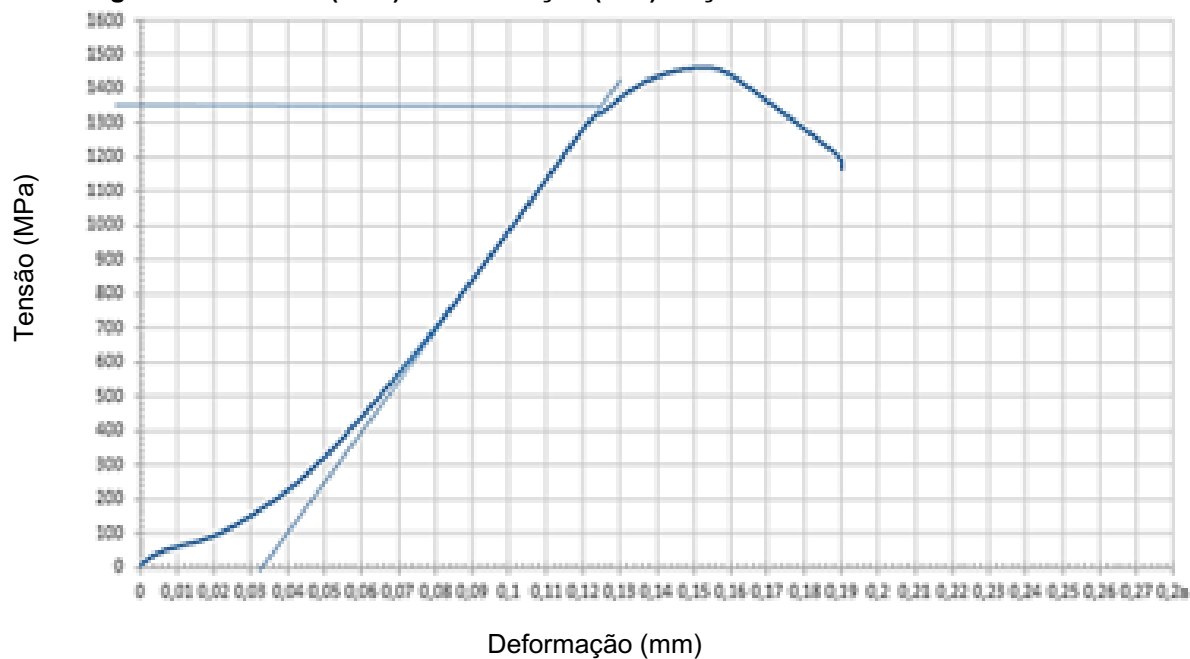
Figura 29 - Tensão (MPa) x Deformação (mm) - Aço SAE 4340 resfriado ao ar.



Fonte: Autoria própria.

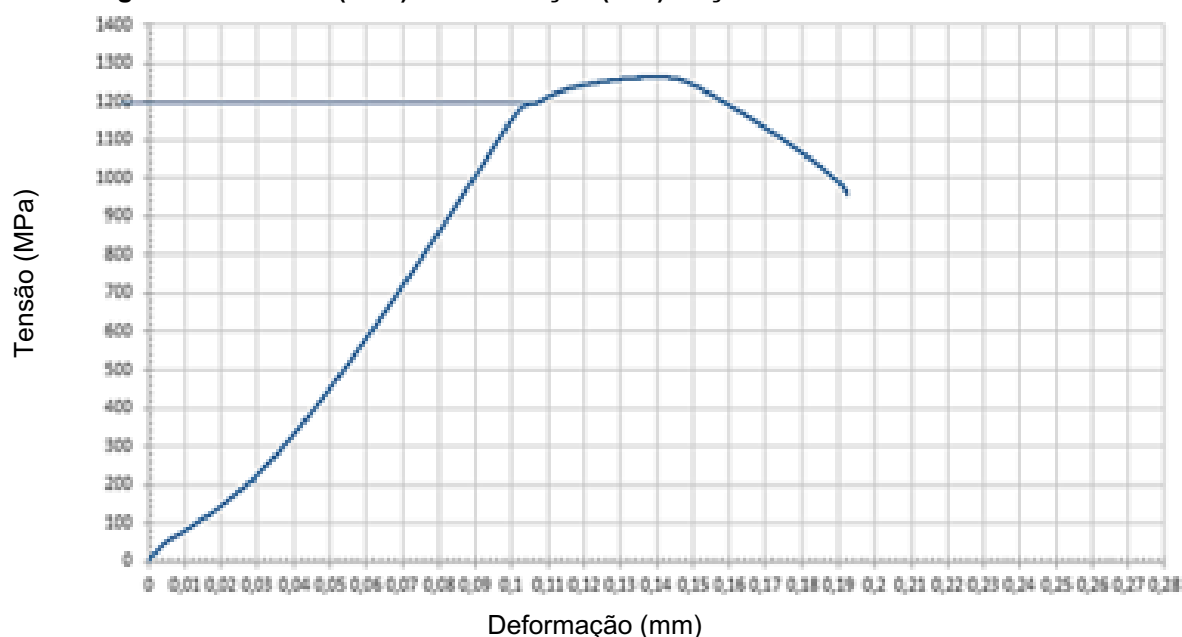
**Figura 30 - Tensão (MPa) x Deformação (mm) - Aço SAE 8640 revenido a 300°C.**

Fonte: Autoria própria.

**Figura 31 - Tensão (MPa) x Deformação (mm) - Aço SAE 8640 revenido a 400°C.**

Fonte: Autoria própria.

**Figura 32 - Tensão (MPa) x Deformação (mm) - Aço SAE 8640 revenido a 500°C.**



**Fonte: Autoria própria.**

A tabela 10 traz as medidas dos ensaios de dureza nos 12 pontos em todos os materiais tratados assim como os resultados dos ensaios de tração das suas tensões de escoamento, as médias e os desvios padrão.

**Tabela 10 - Medidas de dureza dos corpos de prova e seus respectivos limites de escoamento.**

Material Aço SAE	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M9	M10	M11	M12	Média	Desvio Padrão	Limite de Escoamento (MPa)
4340 (300°C)	46	35	36	47	37	26	44	31	26	42	30	37	36	7,3	1452,5
4340 (400°)	38	35	36	42	37	25	41	28	34	34	37	41	36	5,1	1390
4340 (Ar)	28	29	24	28	29	35	34	24	38	34	29	25	30	4,6	1500
8640 (300°)	47	44	49	46	48	46	48	43	45	48	44	43	46	2,1	1430
8640 (400°C)	43	43	41	43	41	41	42	42	38	43	41	40	42	1,5	1265
8640 (500°)	32	32	32	27	37	37	37	30	32	38	30	31	33	3,5	1160

**Fonte: Autoria própria.**

#### 4.3 DIMENSIONAMENTO

Por meio do conteúdo discutido na seção 2.4 e da metodologia da seção 3.1.4, utilizou-se do programa *Microsoft Excel* para apurar os dados para o dimensionamento das engrenagens está representado pela tabela 11, a seguir:

**Tabela 11 - Parâmetros iniciais.**

Descrição		p1	g1	p2	g2	Unidades
Ângulo de Pressão	$\theta$	20	20	20	20	°
Número de dentes	$Z$	21	64	21	64	—
Módulo	$M$	2	2	2	2	—
Largura de face	$L$	15	15	15	15	mm
Diâmetro primitivo	$Dp$	42	128	42	128	mm
Rotação	$n$	4800	1575,00	1575,00	516,797	rpm
Velocidade de Transmissão	$Vt$	10,56	10,56	3,46	3,46	m/s
Relação de transmissão	$i$	3,05	3,05	3,05	3,05	—
Motor	$H$	10,00	10,00	10,00	10,00	Hp
Ciclo de Vida	$N$	$10^7$	$10^7$	$10^7$	$10^7$	—

Fonte: Autoria própria.

Com os ensaios mecânicos realizados, conforme a seção 4.2, foi adquirido os resultados da tabela 12. Foi considerado as durezas médias de cada material e convertido de dureza *Rockwell C* para dureza *Brinell*.

**Tabela 12 - Propriedades mecânicas.**

Material – Aço SAE	Coefficiente de Poisson ( $\nu$ )	Modulo de Elasticidade (GPa)	HRC	HB	Limite de Escoamento (Mpa)
4340 Revenido a 300 °C	0,3	190	36	336	1452,5
4340 Revenido a 400°C	0,3	190	36	336	1390
4340 Resfriado ao ar	0,3	190	30	286	1500
8640 Revenido a 300°C	0,3	190	46	432	1430
8640 Revenido a 400°C	0,3	190	42	390	1265
8640 Revenido a 500°C	0,3	190	33	311	1160
1045 Normalizado	0,3	190	21	231	450

Fonte: Autoria própria.

As propriedades mecânicas do aço SAE 1045 normalizado foram utilizadas para possibilitar a comparação dos coeficientes de segurança das engrenagens do PJ4 e do protótipo anterior, PJ3.

Realizou-se os cálculos para determinação dos fatores conforme descrito na seção 3.1.4. A tabela 13 traz o resultado dos fatores e das tensões AGMA.

**Tabela 13 - Fatores e tensões AGMA.**

Descrição		p1	g1	p2	g2
Fator de forma de Lewis	<i>Y</i>	0,328	0,425	0,328	0,425
Fator de razão de partilha de carga	<i>Mn</i>	1,00	1,00	1,00	1,00
Razão de velocidades	<i>Mg</i>	3,048	3,048	3,048	3,048
Fator geométrico da resistência superficial	<i>Zi</i>	0,140	0,140	0,140	0,140
Precisão de transmissão	<i>Qv</i>	9,000	9,000	9,000	9,000
Fator B para cálculo de <i>Kv</i>	<i>B</i>	0,520	0,520	0,520	0,520
Fator a para cálculo de <i>Kv</i>	<i>A</i>	76,879	76,879	76,879	76,879
Fator dinâmico	<i>Kv</i>	1,276	1,276	1,165	1,165
Fator de sobrecarga	<i>Ko</i>	2,250	2,250	2,250	2,250
Fator de condição de superfície	<i>Zr</i>	1,000	1,000	1,000	1,000
Fator de tamanho	<i>Ks</i>	1,000	1,000	1,000	1,000
Fator de correção de carga	<i>Cmc</i>	1,000	1,000	1,000	1,000
Fator de proporção do pinhão	<i>Cpf</i>	0,004	-0,016	0,008	-0,014
Modificador de proporção do pinhão	<i>Cpm</i>	1,000	1,000	1,000	1,000
Constante empírica	<i>A'</i>	0,127	0,127	0,127	0,127
Constante empírica	<i>B'</i>	0,622(10 <sup>-3</sup> )	0,622(10 <sup>-3</sup> )	0,622(10 <sup>-3</sup> )	0,622(10 <sup>-3</sup> )
Constante empírica	<i>C'</i>	-1,69(10 <sup>-7</sup> )	-1,69(10 <sup>-7</sup> )	-1,69(10 <sup>-7</sup> )	-1,69(10 <sup>-7</sup> )
Fator de alinhamento de malha	<i>Cma</i>	0,127	0,127	0,127	0,127
Fator de correção de alinhamento de malha	<i>Ce</i>	1,00	1,00	1,00	1,00
Fator de distribuição de carga	<i>Km</i>	1,131	1,112	1,136	1,113
Fator de dureza	<i>Ch</i>	—	1,00	—	1,00
Fator de ciclagem de tensão	<i>Zn</i>	1,00	1,00	1,00	1,00
Fator de ciclagem de tensão	<i>Yn</i>	1,00	1,00	1,00	1,00
Fator de confiabilidade	<i>Yz</i>	0,833	0,833	0,833	0,833
Fator de temperatura	<i>Yθ</i>	1,00	1,00	1,00	1,00
Fator de espessura de borda	<i>Kb</i>	1,00	1,00	1,00	1,00
Tensão de flexão AGMA	<i>σ</i>	234,67	177,09	653,27	493,00
Tensão de contato AGMA	<i>σc</i>	931,87	528,14	1554,82	881,19

Fonte: Autoria própria.

As propriedades mecânicas do aço SAE 1045 normalizado foram utilizadas para possibilitar a comparação.

A tabela 14 traz os resultados da tensão admissível de contato para cada material, em cada engrenagem.



**Tabela 14 - Tensões admissíveis de contato.**

<b>Material – Aço SAE</b>	<b>p1</b>	<b>g1</b>	<b>p2</b>	<b>g2</b>
4340 Revenido a 300 °C	945,92	945,92	945,92	945,92
4340 Revenido a 400°C	945,92	945,92	945,92	945,92
4340 Resfriado ao ar	834,92	834,92	834,92	834,92
8640 Revenido a 300°C	1159,04	1159,04	1159,04	1159,04
8640 Revenido a 400°C	1065,8	1065,8	1065,8	1065,8
8640 Revenido a 500°C	244,40	244,40	244,40	244,40
1045 Normalizado	204,44	204,44	204,44	204,44

**Fonte: Autoria própria.**

Com o resultado do ensaio de tração e o cálculo das tensões é possível determinar os coeficientes de segurança contra falha por fadiga flexional e por aparecimento de cavidade, conforme indicado na tabela 15.

**Tabela 15 - Coeficiente de segurança.**

<b>Material – Aço SAE</b>	<b>Coeficientes de Segurança</b>	<b>p1</b>	<b>g1</b>	<b>p2</b>	<b>g2</b>
4340 Revenido a 300 °C	Contra fadiga flexional	6,19	8,20	2,22	2,95
	Contra aparecimento de cavidade	1,49	4,63	0,53	1,66
4340 Revenido a 400°C	Contra fadiga flexional	5,92	7,85	2,13	2,82
	Contra aparecimento de cavidade	1,49	4,63	0,53	1,66
4340 Resfriado ao ar	Contra fadiga flexional	6,39	8,47	2,30	3,04
	Contra aparecimento de cavidade	1,16	3,60	0,42	1,29
8640 Revenido a 300°C	Contra fadiga flexional	6,09	8,07	2,19	2,90
	Contra aparecimento de cavidade	2,23	6,94	0,80	2,49
8640 Revenido a 400°C	Contra fadiga flexional	5,39	7,14	1,94	2,57
	Contra aparecimento de cavidade	1,89	5,87	0,68	2,11
8640 Revenido a 500°C	Contra fadiga flexional	4,94	6,55	1,78	2,35
	Contra aparecimento de cavidade	1,32	4,10	0,47	1,47
1045 Normalizado	Contra fadiga flexional	1,92	2,54	0,69	0,91
	Contra aparecimento de cavidade	0,52	1,63	0,29	0,59

**Fonte: Autoria própria.**

Com os resultados é possível notar o motivo da falha por flexão nos dentes do segundo pinhão do protótipo anterior, PJ3, durante a competição Baja SAE Etapa

Nacional 2018. O aço SAE 1045 normalizado possui um baixo limite de escoamento, em comparação aos aços tratados termicamente, possuindo, assim, um baixo coeficiente de segurança contra fadiga flexional.

Analisou-se os resultados e foi escolhido o aço carbono SAE 4340, revenido à 400°C. Buscando uma redução de peso das engrenagens, decidiu-se reduzir a largura de face das engrenagens para 12mm no primeiro par e 14mm no segundo par. Sendo assim, obteve-se os coeficientes da tabela 16.

**Tabela 16 - Coeficiente de segurança.**

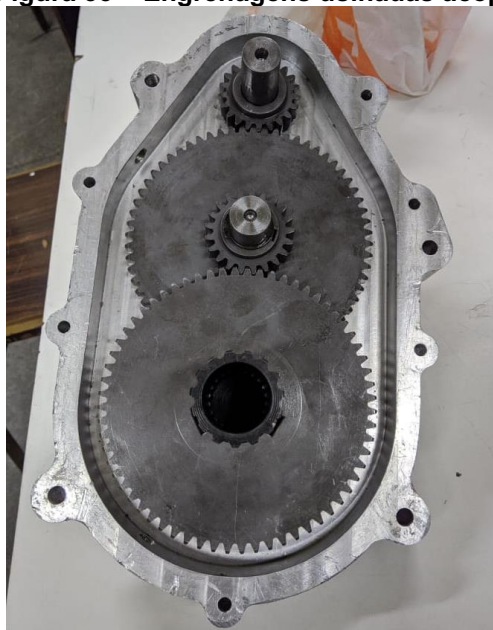
Material – Aço SAE	Coeficientes de Segurança	p1	g1	p2	g2
4340 Revenido a 400°C	Contra fadiga flexional	5,92	7,85	2,13	2,82
	Contra aparecimento de cavidade	1,49	4,63	0,53	1,66

**Fonte: Aatoria própria.**

#### 4.4 FABRICAÇÃO DA ENGRENAGEM

Conforme indicado na seção 3.1.5, utilizou-se o processo de usinagem de Renânia pela fresa geradora. A figura 33 apresenta as engrenagens usinadas, montadas na caixa de redução, conforme descrito na seção 3.1.4.1.

**Figura 33 – Engrenagens usinadas acopladas à caixa de redução.**



**Fonte: Aatoria própria.**

#### 4.5 FABRICAÇÃO DAS CHAVETAS

Para o dimensionamento das chavetas adotou-se as equações 30, 31, 32 e 33 assim como a tabela 6. Foram realizados três dimensionamentos, um para cada árvore de transmissão.

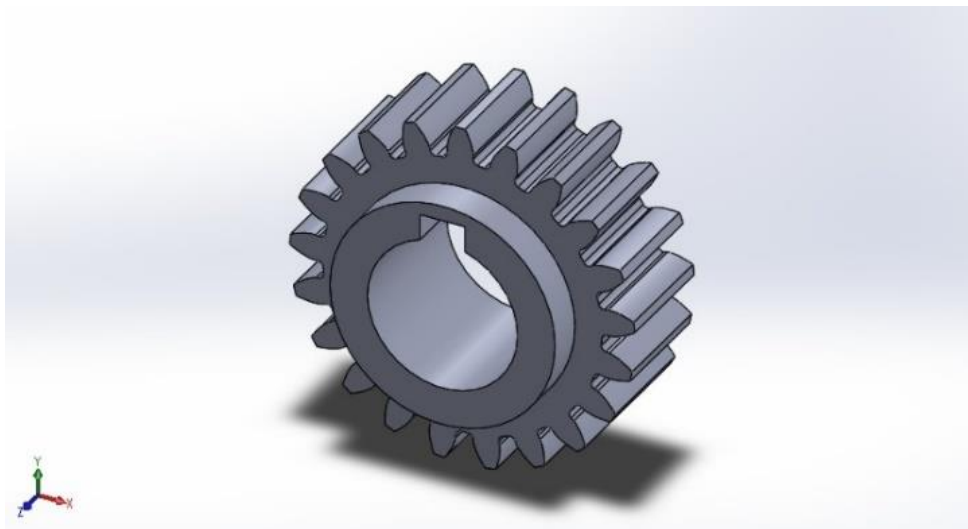
Calculando para o primeiro caso teve-se que o torque na árvore foi dado por  $MT$  que é igual a 14835 Nmm. O próximo passo é encontrar a força tangencial, que consiste em dividir  $MT$  pelo raio do eixo (como neste caso o eixo possui 20mm, logo seu raio será de 10mm), portanto a força tangencial  $FT$  será igual a 1483,5 N.

Por fim foram calculadas as dimensões da chaveta para cada força aplicada. Portanto  $lc = 4,12\text{mm}$ .

E para a pressão de contato temos  $le = 5,934\text{mm}$ . Como a chaveta deve resistir em ambos os casos e  $le > lc$  e  $le = 6\text{mm}$ , temos que o comprimento mínimo de chaveta neste caso deve ser de 6mm. Neste caso a largura da engrenagem será de 15 mm como previamente dimensionado então não haverá problemas de espaçamento. Por conveniência e por adoção de fatores de segurança vamos adotar o comprimento da chaveta com o mesmo comprimento da largura da engrenagem.

A figura 34 busca ilustrar como ficará a engrenagem dimensionada já com seu respectivo rasgo de chaveta.

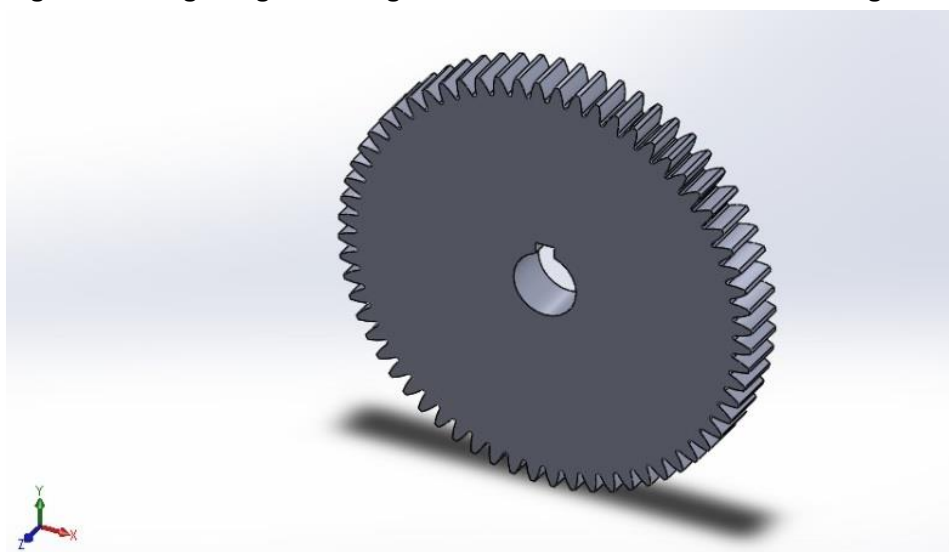
**Figura 34 - Engrenagem da primeira árvore de transmissão com rasgo de chaveta.**



**Fonte: Autoria própria.**

A próxima etapa consiste em repetir os passos de cálculo da primeira engrenagem para o segundo par. O segundo eixo também possui 20mm de diâmetro e, portanto, os valores resultam em  $l_c=12,53\text{mm}$  e  $l_e=18,08\text{mm}$ . O comprimento mínimo adotado para este caso deve ser de 18,1mm e como havia este espaço disponível na engrenagem não houve problemas. A figura 35 busca ilustrar a segunda engrenagem dimensionada já com o respectivo rasgo de chaveta.

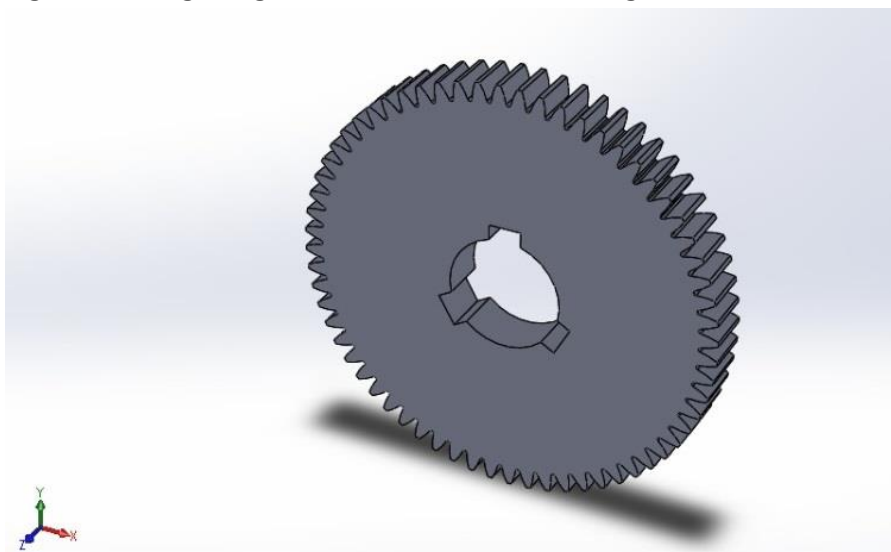
**Figura 35 - Engrenagem da segunda árvore de transmissão com rasgo de chaveta.**



**Fonte: Autoria própria.**

E, por fim, foi dimensionado para o terceiro eixo. A diferença neste caso foi que o diâmetro do eixo é de 35mm, porém os procedimentos de cálculo seguem os mesmos. Os valores encontrados foram de  $l_c=13,0595\text{mm}$  e  $l_e=26,119\text{mm}$  e, portanto, o diâmetro mínimo deve ser de 26,2 mm para esta engrenagem. Porém neste caso não havia este espaço disponível, pois, a engrenagem já dimensionada possui 15 mm de largura. Neste caso portanto adotaremos mais de uma chaveta na engrenagem. Pela literatura poderiam ser adotadas duas chavetas de 15mm espaçadas a  $180^\circ$  uma da outra, porém adotou-se um fator de segurança e optou-se por fazer 3 chavetas de 15mm espaçadas a  $120^\circ$ . A figura 36 busca ilustrar a terceira engrenagem já com seus respectivos rasgos de chaveta.

**Figura 36 - Engrenagem do terceiro eixo com rasgos de chaveta.**



**Fonte: Autoria própria.**

## 5 CONCLUSÃO

Com este trabalho conclui-se que um projeto de transmissão previamente estudado impacta diretamente no resultado do veículo. Aprofundar-se num estudo de materiais, ensaios mecânicos e dimensionamento de engrenagens e chavetas mostram a importância de se conhecer as tensões admissíveis antes da fabricação.

Os resultados esperados com a metodologia para dimensionamento de engrenagens de acordo com o livro *Shigley* e o desenvolvido foram alcançados com a fabricação dos componentes no material selecionado que foi o aço SAE 4340 temperado em óleo e revenido a 400°C. Ao ser testado no protótipo e comparado com as engrenagens anteriores os resultados foram extremamente satisfatórios e o com o aumento da expectativa de ganho de vida útil para as engrenagens, consequentemente aumentou-se sua competitividade.

Após a fabricação e montagem no protótipo se foi capaz de confirmar a teoria e os resultados do veículo nos testes em campo. Eles supriram as expectativas e obteve-se resultados melhores comparando com o protótipo anterior. Teve-se a oportunidade de testar também o projeto em competição nacional Baja SAE e alcançou-se o melhor resultado da equipe até então no projeto de *powertrain* e na prova de aceleração e tração.

Pode-se ainda sugerir que seja elaborado um estudo de redução de massa para as engrenagens o que pode possibilitar uma redução de peso do protótipo o deixando-o ainda mais competitivo.

## REFERÊNCIAS

ANSI/AGMA Standard 2101-C95. **Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth**. American Gear Manufacturers Association, 1995.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR ISO 6892-2:2018**: Materiais metálicos – Ensaio de Tração. Rio de Janeiro, 2018.

BRUNATTO, S.F. **Introdução ao estudo dos aços**. 01/10/16. Disponível em: <<http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM052/Prof.Silvio/INTRODU%C3%87%C3%83O%20AO%20ESTUDO%20DOS%20A%C3%87OS-Parte%205.pdf>> Acesso em: 24 abr. 2021.

CALLISTER, W. D. Jr. **Ciência e engenharia de materiais: uma introdução**. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2006.

CASTRO, R. M. de. **Critério de Projeto para Engrenagens Helicoidais Aplicadas em Transmissões Mecânicas Veiculares**. Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Automotiva (Mestrado Profissionalizante), 2005.

CHILDERS, P. R. N. **Mechanical Design**. 2. ed. Butterworth Heinemann, 2004.

CHIAVERINI Vicente. **Tratamento Térmico das Ligas Metálicas**. São Paulo Associação Brasileira de Metalurgia e Materiais, 2008.

CHIAVERINI, VICENTE. **Tecnologia Mecânica - Processos de Fabricação e Tratamento**. São Paulo: McGraw-Hill, 2007.

COLLINS, J. A. *et al.* **Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas: Uma perspectiva de prevenção de falhas**. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2006.

COSTA, P. G. **A Bíblia do Carro**. [S.l.]: [s.n.], 2002.

HALDERMAN, J. D. **Automotive Technology**. 4. ed. Nova Jersey: Prentice Hall, 2012.

LECHNER, G.; NAUNHEIMER, H. **Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application**. 2. ed. Stuttgart: Springer, 1999.

MELCONIAN, Sarkis. **Elementos de Máquinas**. 9. Ed. Érica, 2009

MELÉNDEZ, E. *et al.* **Structural and strength characterization of steels subjected to boriding thermochemical process**. *Materials Science and Engineering A*, [s. l.], v. 234– 236, p. 900–903, 1997.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas**. 4. ed. – Bookman, 2013.

SILVA, A. L. V. C; MEI, P. R. **Aços e Ligas Especiais**. São Paulo, SP. Editora Edgard Blucher, 3ª ed. 2010.



SHIGLEY, J. E. *et al.* **Projeto de engenharia mecânica**. 7. ed. – Bookman, 2005.