



**Leandro Luis Ritter**

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE TRANSMISSÃO  
PARA UM VEÍCULO BAJA**

**Horizontalina**

**2015**

**Leandro Luis Ritter**

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE TRANSMISSÃO  
PARA UM VEÍCULO BAJA**

Trabalho Final de Curso apresentado como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Curso de Engenharia Mecânica da Faculdade Horizontina.

ORIENTADOR: Anderson Dal Molin, Mestre.

**Horizontina**

**2015**

**FAHOR - FACULDADE HORIZONTALINA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova a monografia:

**“Dimensionamento de um sistema de transmissão para um  
veículo baja”**

Elaborada por:

**Leandro Luis Ritter**

Como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em  
Engenharia Mecânica

**Aprovado em: dd/mm/20aa  
Pela Comissão Examinadora**

---

**Me. Anderson Dal Molin  
Presidente da Comissão Examinadora - Orientador**

---

**Me. Luis Carlos Wachholz  
FAHOR – Faculdade Horizontalina**

---

**Esp. Leonardo Teixeira Rodrigues  
FAHOR – Faculdade Horizontalina**

**Horizontalina  
2015**

## **DEDICATÓRIA**

Dedico este trabalho especialmente ao meu pai, que mesmo não estando presente, deve estar me acompanhando, à minha família e a minha namorada que sempre me incentivaram e apoiaram em todos os momentos do curso, me incentivando para a concretização deste trabalho.

## **AGRADECIMENTOS**

A Deus, pelo dom da vida e por sempre iluminar meu caminho.

Aos meus pais, pelo exemplo de vida, pelo amor sempre presente, pela educação e incentivo em toda minha trajetória.

À minha namorada Débora, que me acompanhou durante toda esta jornada, pelo carinho, compreensão e companheirismo.

Ao meu orientador, Mestre Anderson Dal Molin, pela dedicação com que me ajudou na realização deste trabalho.

À equipe Sinuelo, pela disponibilidade do Baja para a realização do estudo.

A todas as pessoas, que de alguma forma contribuíram para a concretização deste projeto, meu muito obrigado.

*“Aprenda como se você fosse viver para sempre. Viva como se você fosse morrer amanhã.”*

(Mahatma Gandhi)

## RESUMO

Os sistemas de transmissão estão presentes em nosso dia-dia nas mais diversas áreas. Nos veículos destinam-se a transmitir a energia gerada pelo motor de combustão interna para as rodas do veículo. No veículo baja estudado, utiliza-se o sistema de transmissão composto por uma relação fixa, acoplada a uma CVT (transmissão continuamente variável) que realiza a ligação entre o motor e o sistema de transmissão. Esta pesquisa objetiva dimensionar os componentes de um sistema de transmissão com duas marchas que proporcionem maior velocidade ao veículo. O sistema de transmissão com duas marchas possibilitará maior torque para as provas de tração e transposição de obstáculos e maior velocidade para as provas de enduro e aceleração. Os cálculos desenvolvidos nesta pesquisa contemplam o dimensionamento das engrenagens, diâmetro mínimo dos eixos, comprimento das chavetas, relação de transmissão, velocidade e torque máximos. As relações de transmissão encontradas foram de  $i_1 = 10,37$  para a primeira marcha, o que possibilita atingir a velocidade de 47 Km/h e torque de 210.665 N.mm, para a segunda marcha obteve-se a relação de  $i_2 = 6,15$  a qual permite atingir a velocidade de 83 Km/h e torque de 124.936 N.mm. Os resultados obtidos através do dimensionamento mostram que a utilização de um sistema de transmissão com duas marchas melhora o rendimento do veículo baja, o que possibilita atingir melhores resultados nas competições em que o veículo participa.

Palavras chave:

Dimensionamento, sistema de transmissão, relação de transmissão.

## ABSTRACT

Transmission systems are present in our daily lives in many areas. In vehicles, they are intended to convey the energy generated by the internal combustion engine to the vehicle wheels. In Baja, the studied vehicle, we use the transmission system composed of a fixed relationship, coupled to a CVT (continuously variable transmission) which makes the connection between the engine and the transmission system. This research aims to dimension the components of a transmission system with two gears that provide increased speed to the vehicle. The transmission system with two gears allows a greater torque to the tests of traction and transposition of obstacles and speed for the tests of endurance and acceleration. The calculations developed in this study include the sizing of the gears, minimum diameter of the axles, the length of the axle pin, transmission ratio, speed and maximum torque. The gear ratios found were  $i_1 = 10.37$  for the first gear, which makes it possible to achieve the speed of 47 km / h and 210,665 N.mm torque for the second gear a ratio  $i_2 = 6.15$  was obtained which allows to reach the speed of 83 Km / h Torque 124 936 N.mm. The results obtained through dimensioning show that using a transmission system with two gears improves the performance of the vehicle Baja, which allows to reach better results in competitions in which the vehicle participates.

Key words:

Dimensioning, transmission system, the transmission ratio.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: CVT de polias de diâmetro variável.....	15
Figura 2: Local de solitação máxima do dente da engrenagem.....	21
Figura 3: Características geométricas de engrenagem.....	22
Figura 4: Sentido de aplicação das cargas .....	29
Figura 5: Sentido da tensão de cisalhamento .....	33
Figura 6: Dimensões de uma chaveta plana .....	34
Figura 7: Gráfico de torque disponibilizado pelo motor. ....	36
Figura 8: Gráfico de potência máxima. ....	36
Figura 9: Imagem do grupo de engrenagens e eixos .....	40
Figura 10: Esquema cinemático de disposição das engrenagens.....	45

## LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Rendimento dos elementos de transmissão.....	17
Quadro 2 – Relação de variação da CVT.....	37
Quadro 3 – Cálculo das relações .....	40
Quadro 4 – Dimensionamento da potência útil, torque e rotação .....	41
Quadro 5 – Dimensionamento do pinhão Z5.....	42
Quadro 6 – Distância entre centros dos eixos.....	44
Quadro 7 – Dimensionamento do eixo 3.....	46
Quadro 8 – Dimensionamento do eixo 2.....	46
Quadro 9 – Dimensionamento das chavetas .....	47

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>11</b>
1.1. JUSTIFICATIVA.....	11
1.2. OBJETIVOS .....	12
1.2.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	12
<b>2. REVISÃO DA LITERATURA .....</b>	<b>13</b>
2.1 SISTEMAS DE TRANSMISSÃO.....	13
2.1.1 CAIXA DE CÂMBIO MANUAL.....	13
2.1.2 TRANSMISSÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL (CVT) .....	14
2.1.3 ENGRENAGENS.....	15
2.1.4 EIXOS DE TRANSMISSÃO.....	27
2.1.5 CHAVETAS .....	32
<b>3. METODOLOGIA .....</b>	<b>35</b>
3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS.....	35
3.2 COLETA DE DADOS .....	35
3.3 DEFINIÇÃO DA RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO .....	37
<b>4. APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS .....</b>	<b>39</b>
4.1 MEMORIAL DE CÁLCULOS.....	39
4.1.1 DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO .....	39
4.1.2 DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO .....	44
4.1.3 DIMENSIONAMENTO DAS CHAVETAS .....	47
<b>5. CONCLUSÕES .....</b>	<b>49</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>50</b>
<b>APENDICE A – DIMENSÕES DAS ENGRENAGENS. ....</b>	<b>51</b>
<b>ANEXO A – FATOR DE FORMA Q.....</b>	<b>53</b>
<b>ANEXO B –TABELA DE FATORES DE SERVIÇO – AGMA (<math>\varphi</math>).....</b>	<b>54</b>
<b>ANEXO C - TENSÃO ADMISSÍVEL (<math>\sigma</math>).....</b>	<b>55</b>

## 1. INTRODUÇÃO

Os sistemas de transmissão estão presentes em nosso dia-dia nas mais diversas áreas, como em veículos, motocicletas, aviões, equipamentos, mecanismos e máquinas, sendo estes compostos por cabos, correntes, correias ou engrenagens, com a finalidade de transmitir torque e velocidade.

Os veículos automotores são compostos por diversos conjuntos e subconjuntos, dentre estes pode-se citar: sistema de suspensão, chassi ou carroceria, sistema de freio, sistema elétrico e sistema de transmissão, o qual destina-se a transmitir a energia gerada pelo motor de combustão interna para as rodas do veículo.

O projeto Baja SAE (Sociedade de Engenheiros da Mobilidade), desafia acadêmicos das engenharias a desenvolver um veículo baja para representar suas entidades nas competições realizadas pela SAE, nas quais os acadêmicos da FAHOR participam através da Equipe Sinuelo de Baja-FAHOR. Este veículo deve ser construído pelos acadêmicos, ser de baixo custo, confiável, de fácil manutenção e apresentar bom desempenho durante as provas realizadas na competição, que são: conforto, frenagem, suspensão, tração, velocidade final e enduro.

Atualmente, no veículo baja estudado, utiliza-se o sistema de transmissão composto por uma relação fixa, acoplada a uma CVT (transmissão continuamente variável) que realiza a ligação entre o motor e o sistema de transmissão. O sistema atual supre as necessidades na prova de tração, porém apresenta baixo rendimento no quesito velocidade, quando comparado a outros veículos deste segmento. Este baixo rendimento está associado ao sistema de transmissão, que conta com apenas uma relação de engrenamento, sem a possibilidade de variar entre maior torque e velocidade, não permitindo ao veículo atingir a velocidade desejada.

### 1.1. JUSTIFICATIVA

O trabalho em questão foi motivado pela baixa velocidade atingida pelo veículo em estudo, fato que se deve à relação de transmissão fixa apresentada pelo mesmo, que impossibilita a troca de marchas, ou seja, não possibilita a troca entre torque e velocidade.

Nas competições, os veículos são equipados com um motor de mesma potência, restando para as equipes trabalharem em projetos que resultem nas menores perdas possíveis. Os sistemas de transmissão são os que apresentam maior potencial na redução de perdas, pois estes comunicam o motor diretamente com as rodas do veículo.

Justifica-se a realização deste dimensionamento pela necessidade de obter um sistema de transmissão eficiente e corretamente dimensionado, com a finalidade de reduzir as perdas do sistema e possibilitar um incremento na velocidade atingida pelo veículo. Este sistema possibilitará melhor desempenho ao veículo, de forma a otimizar seu rendimento e apresentar melhores resultados quando em operação, tornando o veículo mais competitivo. Por apresentar a possibilidade de troca entre torque e velocidade poderá atingir melhores resultados nas provas de tração, que exigem elevado torque, e velocidades superiores nas provas de aceleração e enduro, consequentemente alcançando melhores posições nas competições de baja organizadas pela SAE.

## 1.2. OBJETIVOS

O objetivo deste estudo é o dimensionamento de um sistema de transmissão com duas marchas, que atenda às necessidades do veículo baja, tanto nos quesitos de tração quanto de velocidade.

### 1.2.1 Objetivos específicos

Os objetivos específicos são:

- Identificar os dados para o dimensionamento do sistema;
- Definir a relação de transmissão;
- Dimensionar a largura das engrenagens;
- Dimensionar o diâmetro dos eixos;
- Dimensionar o comprimento das chavetas;
- Calcular velocidade e torque;
- Analisar os resultados obtidos.

## **2. REVISÃO DA LITERATURA**

No referencial teórico são estudados e apresentados conceitos referentes a sistemas de transmissão, componentes e dimensionamento do sistema de transmissão para um veículo baja.

### **2.1. SISTEMAS DE TRANSMISSÃO**

De acordo com Mello (2003) os sistemas de transmissão transferem o torque que provém do motor para as rodas. Também são responsáveis por aumentar ou diminuir o torque, com o intuito de obter a melhor relação entre este e a velocidade nas rodas.

Segundo Bosch (2005) os sistemas de transmissão de um automóvel possuem a função de fornecer força para realizar a tração e impulsão necessárias para gerar movimento ao veículo, pois as unidades de propulsão de um veículo trabalham em uma determinada faixa de rotação, limitadas a mínima e máxima, gerando valores de potência e torque, não oferecidos de forma uniforme, sendo necessárias as relações de transmissão para transformar as forças disponíveis de torque em forças de tração, requeridas no momento do deslocamento do veículo.

Os elementos de transmissão devem efetuar o procedimento de arranque, ou parada do veículo, mesmo que o motor esteja em funcionamento, converter torque em rotação, proporcionar movimento para frente e para trás, permitir que a unidade de potência trabalhe em rotações diferentes e possibilitar a unidade propulsora operar dentro das faixas ideais para a redução da emissão de poluentes e consumo de combustível (BOSCH, 2005).

#### **2.1.1 Caixa de câmbio manual**

As caixas de câmbio manual estão presentes na grande maioria dos veículos automotores, e as trocas de marcha são influenciadas diretamente pelo motorista do veículo, que necessita desacoplar a caixa de câmbio do motor através da embreagem e realizar a troca de marchas através da alavanca de câmbio de forma manual, o que provoca o movimento direto das peças da transmissão, realizando a troca de marchas.

Isto não se faz necessário em transmissões automáticas ou automatizadas, onde a troca de marchas ocorre sem a influência do motorista (BARBOSA, 2007).

Caixas de transmissão manual, em geral são compostas por embreagem para arranque e desacoplamento, caixa de mudanças com relação de transmissão variável, e mecanismo de mudança de marchas com alavanca de câmbio. Caixas de automóveis geralmente possuem 5 marchas para frente e uma à ré variando sua faixa de relação de 4 a 6,3 e chegam a atingir até 99 % de eficiência (BOSCH, 2005)

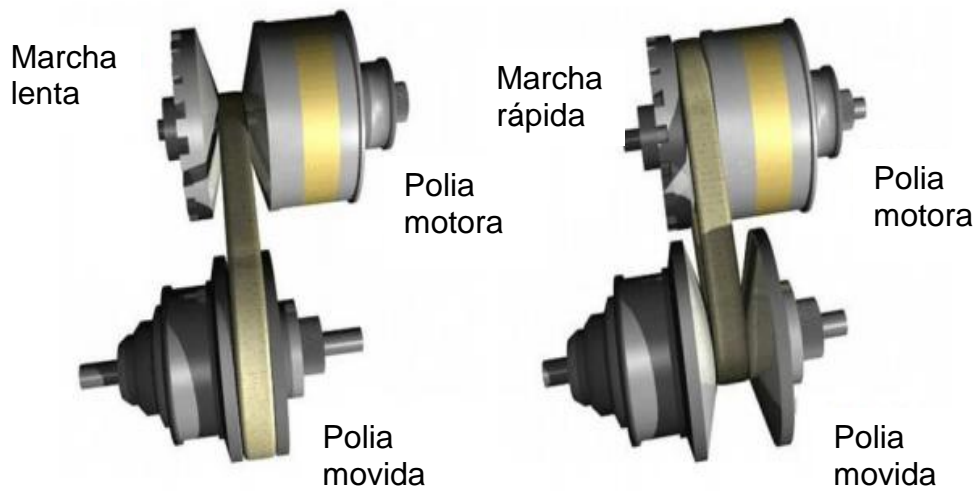
Segundo Reshetov (1979) a tarefa das caixas de mudança com rodas dentadas é a regulação da velocidade do veículo através de transmissões graduadas, que funcionam por meio de pares de engrenagens. Os principais requisitos de uma caixa de mudanças são: garantir a quantidade necessária de rotações na árvore acionada, garantir um coeficiente de rendimento ao sistema, ser o mais curta possível, apresentar pequenas dimensões, fácil manejo, manutenção, montagem e regulação.

### **2.1.2 Transmissão continuamente variável (CVT)**

Os sistemas de transmissão continuamente variável, não apresentam um escalonamento previamente definido, pois as relações sofrem alterações contínuas dentro de uma determinada faixa de trabalho, possibilitando que o motor funcione na rotação mais adequada de acordo com a solicitação, podendo este sistema ser aplicado a veículos com câmbio convencional de engrenagens que possibilitem a troca de marchas ou em reduções fixas pré-determinadas (DIAS, 2010).

Segundo Bosch (2005) as CVT's convertem cada ponto de operação do motor em uma curva operacional, oferecendo vantagens em relação a caixas de mudanças escalonadas, tanto para consumo de combustível, torque e redução de poluentes, mantendo o motor em sua faixa ideal de operação.

Figura1 - CVT de polias de diâmetro variável.



Fonte: DIAS, 2010.

As vantagens apresentadas por este sistema são a menor quantidade de partes móveis quando comparadas a outros sistemas, engrenamento constante, redução no consumo de combustível permitindo que o motor opere em uma mesma rotação, na rotação que apresente maior torque ou menor consumo de combustível (DIAS 2010).

### 2.1.3 Engrenagens

As transmissões por engrenagens são as mais utilizadas para transmitir forças sem deslizamento, em eixos paralelos, reversos ou concorrentes, servindo para transferência de potência, rotação e relações de multiplicação. As transmissões por engrenagens distinguem-se pela segurança, elevada vida útil, pequenas dimensões e baixa manutenção, por outro lado apresentam custo mais elevado quando comparado com sistemas de transmissão por correias, maiores ruídos e transmissões rígidas (NIEMANN, 2002).

Um par de engrenagens é responsável por transformar torque em velocidade e vice-versa, sendo sua aplicação mais usual reduzir velocidade e aumentar o torque. É desejável manter a razão constante entre as engrenagens, sendo que qualquer variação desta razão resultará em oscilação da velocidade e torque no eixo de saída (NORTON, 2010).



Em um par de engrenagens o pinhão é a menor das duas engrenagens, já a maior é frequentemente conhecida como coroa ou engrenagem. As engrenagens de dentes retos apresentam os dentes paralelos ao eixo de rotação, não permitindo deslizamento entre uma engrenagem e outra. De todas as engrenagens esta é a mais simples, barata e de fácil construção (BUDYNAS, 2011).

Transmissões de um estágio, em geral, podem apresentar relação de até 8:1, já para relações maiores aplicam-se relações de transmissão de dois estágios, que operam em relação de até 45:1 e chegam a transmitir potências de até 25.000 CV, rotações de até 100.000 rpm e velocidades tangenciais de 200 m/s. O rendimento dos sistemas varia dependendo da forma construtiva e do tamanho (NIEMANN, 2002).

A razão de velocidades de um par de engrenagens pode ser calculada a partir do número de dentes das engrenagens engrazadas. A razão de engrenamento é expressa pelo número de dentes da engrenagem sobre o número de dentes do pinhão (NORTON, 2004).

De acordo com Melconian (2012) a relação de transmissão ( $i$ ) pode ser descrita pela equação 1.

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{do_2}{do_1} = \frac{n_1}{n_2} \quad (\text{eq.1})$$

Onde:

$i$  = Relação de engrenamento

$Z$  = Número de dentes

$do$  = Diâmetro primitivo [mm]

$n$  = Rotação [rpm]

Segundo Melconian (2012) em qualquer tipo de transmissão é inevitável a perda de potência, estas perdas estão associadas aos elementos da transmissão como mancais, eixos, rolamentos, engrenagens e etc. A perda da potência é dissipada em parte sob forma de energia, transformada em calor, ou atrito entre os elementos resultando a outra parte em potência útil geradora de trabalho.

O quadro 1 apresenta os valores normais de rendimento ( $\eta$ ) para os elementos aplicados ao sistema.

Quadro 1: Rendimento dos elementos da transmissão.

<b>Tipos de transmissão</b>	<b>Rendimento</b>
Correias em $V_{cvt}$	$0,97 \leq \eta_c \leq 0,98$
Engrenagens usinadas	$0,96 \leq \eta_e \leq 0,98$
Rolamento (par)	$0,98 \leq \eta_m \leq 0,99$

Fonte: Melconian, 2012. Adaptado pelo Autor.

Para o rendimento do sistema devem ser multiplicados os rendimentos de todos os componentes que estão em atrito, resultando no rendimento final do sistema, conforme a equação 2 (MELCONIAN, 2012).

$$\eta_t = \eta_{cvt} * \eta_e * \eta_m \quad (\text{eq.2})$$

Onde:

$\eta_t$  = Rendimento total

$\eta_{cvt}$  = Rendimento da transmissão CVT

$\eta_e$  = Rendimento da engrenagem

$\eta_m$  = Rendimento mancal (par)

Através do rendimento dos componentes do sistema obtém-se a potência útil no eixo de saída do sistema, que pode ser calculado através da equação 3.

$$P_u = P_e * \eta_t \quad (\text{eq.3})$$

Onde:

$P_u$  = Potência útil [W]

$P_e$  = Potência de entrada [W]

$\eta_t$  = Rendimento total

Sistemas de transmissão de potência são especificados por uma capacidade em potência, essa designação especifica a combinação de torque e velocidade que a unidade pode suportar (BUDYNAS, 2011).

O torque em um elemento pode ser obtido tendo o conhecimento da potência útil de entrada e rotação de trabalho, conforme a equação 4 (MELCONIAN, 2012).

$$M_T = \frac{30000 \cdot P_u}{\pi \cdot n} \quad (\text{eq.4})$$

Onde:

$M_T$  = Momento Torçor ou Torque [N.m]

$P_u$  = Potência no eixo [W]

$n$  = Rotação [rpm]

Melconian (2012) define a rotação das engrenagens através da equação 5.

$$n_{z_2} = \frac{n_{z_1} \cdot z_1}{z_2} \quad (\text{eq.5})$$

Onde:

$n_{z_2}$  = Rotação da engrenagem [rpm]

$n_{z_1}$  = Rotação do pinhão [rpm]

$z_1$  = Número de dentes do pinhão

$z_2$  = Número de dentes da engrenagem

Para o cálculo do fator de durabilidade, estima-se a quantidade mínima de horas que o pinhão deva suportar trabalhando na rotação definida, sem que apresente falhas na superfície dos dentes, as quais são causadas pelas diversas repetições de tensões que o pinhão é submetido (BUDYNAS, 2011).

A partir da equação 6 calcula-se o fator de durabilidade do pinhão, considerando a rotação de trabalho e a estimativa de durabilidade mínima de horas para as quais o pinhão foi projetado (MELCONIAN, 2012).

$$W = \frac{60 \cdot n_p \cdot h}{10^6} \quad (\text{eq.6})$$

Onde:

$W$  = Fator de Durabilidade [adimensional]

$n_p$  = Rotação do pinhão [rpm]

$h$  = duração do par [horas]

Pressão admissível de contato é a pressão máxima que o pinhão deve trabalhar para que atenda a durabilidade mínima estimada no projeto, sendo que, se ultrapassada a pressão admissível o desgaste será acentuado, ou mesmo ultrapassando a estimativa de horas, também se obtém um desgaste acentuado. A pressão admissível de contato pode ser obtida através da equação 7 (MELCONIAN, 2012).

$$p_{adm} = \frac{0,487.HB}{W^{1/6}} \quad (\text{eq.7})$$

Onde:

$p_{adm}$  = Pressão admissível [MPa]

HB = Dureza Brinell [HRC]

$W$  = Fator de Durabilidade [adimensional]

Segundo Melconian (2012) para pinhões com ângulo de pressão  $\alpha = 20^\circ$  e número de dentes de 18 a 40 deve-se seguir a equação 8, onde obtém-se o volume mínimo do pinhão.

$$b_1 d_{01}^2 = 5,72 \cdot 10^5 \cdot \frac{M_T}{(p_{adm})^2} \cdot \frac{i+1}{i+0,14} \cdot \varphi \quad (\text{eq.8})$$

Onde:

$b_1 d_{01}^2$  = Volume mínimo do pinhão [mm<sup>3</sup>]

$M_T$  = Torque [Nmm]

$p_{adm}^2$  = Pressão admissível [MPa]

$i$  = Relação de transmissão entre o pinhão e a engrenagem

$\varphi$  = Fator de serviço

Encontrando-se o valor do volume mínimo do pinhão, é possível calcular o diâmetro mínimo do pinhão, através da equação 9, conforme Melconian, (2012), onde:

$$d_{01} = \sqrt[3]{\frac{b_1 d_{01}^2}{0,25}} \quad (\text{eq.9})$$

Onde:

$d_{0_1}$  = Diâmetro mínimo encontrado [mm]

$b_1 d_{0_1}^2$  = Volume mínimo do pinhão [mm<sup>3</sup>]

0,25 = Incremento para módulos entre 1 e 4 mm (DIN 780).

O módulo normalizado é encontrado partir da equação 10.

$$m_n = \frac{d_{0_1}}{z_1} \quad (\text{eq.10})$$

Onde:

$m_n$  = Módulo Normalizado

$d_{0_1}$  = Diâmetro mínimo do pinhão [mm]

$z_1$  = Número de dentes do pinhão

Definido o módulo normalizado para a engrenagem é possível calcular a largura mínima da engrenagem para o critério de resistência ao desgaste, conforme a equação 11.

$$b_{d_1} = \frac{b_1 d_{0_1}^2}{d_{0_1}^2} \quad (\text{eq.11})$$

Onde:

$b_{d_1}$  = largura mínima do pinhão para resistência ao desgaste [mm]

$b_1 d_{0_1}^2$  = Volume mínimo do pinhão [mm<sup>3</sup>]

$d_{0_1}^2$  = Diâmetro mínimo do pinhão ao quadrado [mm]

Somente o dimensionamento ao critério de desgaste da engrenagem é insuficiente, é necessário verificar a resistência a flexão no pé do dente, pois a engrenagem somente estará apta a suportar os esforços da transmissão quando a tensão atuante no pé do dente for menor ou igual a tensão admissível do material, conforme a equação 12 (MELCONIAN, 2012).

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F_t \cdot q \cdot \varphi}{b \cdot m_n} \leq \sigma_{material} \quad (\text{eq.12})$$

Onde:

$\sigma_{material}$  = Tens\~ao admiss\~ivel no material [MPa]

$\sigma_{m\acute{a}x}$  = Tens\~ao m\~axima atuante [MPa]

$F_t$  = For\~ca tangencial [N]

$q$  = Fator de forma

$\varphi$  = Fator de servi\~co

$b$  = largura do pinh\~ao [mm]

$m_n$  = M\~odulo normalizado

A carga tangencial ( $F_T$ ) \~e a respons\~avel pelo movimento das engrenagens, sendo tamb\~em esta a carga que origina o momento fletor que tende a romper o p\~e do dente da engrenagem, conforme a figura 2. A for\~ca tangencial pode ser encontrada atrav\~es da equa\~cao 13 (MELCONIAN, 2012).

$$F_t = \frac{M_T}{r} \quad (\text{eq.13})$$

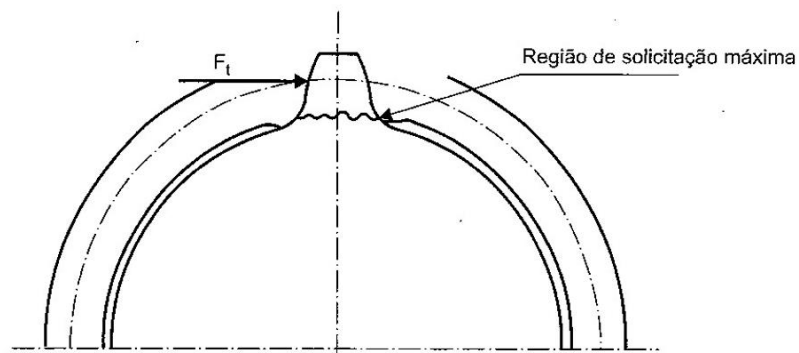
Onde:

$F_t$  = For\~ca Tangencial [N]

$M_T$  = Momento Tor\~coer ou Torque [Nm]

$r$  = Raio [m]

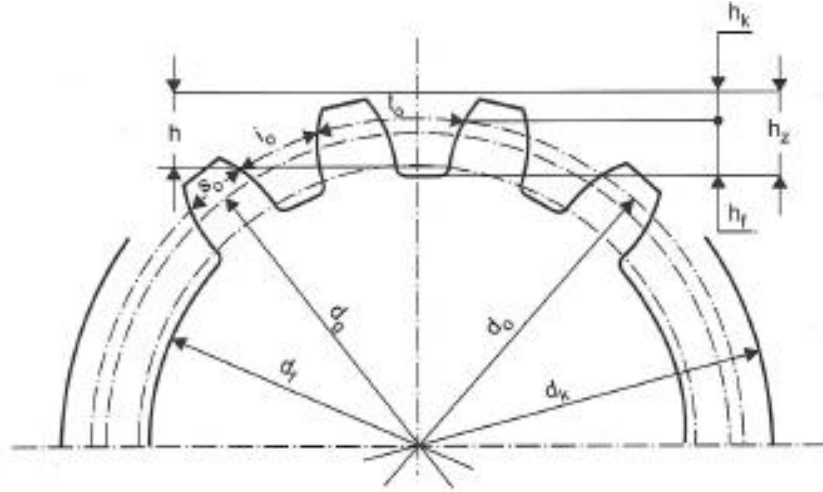
Figura 2: Local de sollicita\~cao m\~axima no dente da engrenagem



Fonte: Melconian, 2012.

Segundo Melconian (2012), os principais parâmetros a serem dimensionados na engrenagem estão representados na figura 3.

Figura 3: Características geométricas de engrenagem.



Fonte: Melconian, 2012.

Onde:

$t_o$  = passo das engrenagens [mm]

$l_o$  = vão entre os dentes ou folga nula no flanco [mm]

$h_k$  = altura da cabeça do dente [mm]

$h_f$  = altura do pé do dente [mm]

$h$  = altura do dente [mm]

$h_z$  = altura total do dente [mm]

$s_o$  = espessura do dente no primitivo [mm]

$d_o$  = diâmetro primitivo [mm]

$d_g$  = diâmetro de base [mm]

$d_f$  = diâmetro interno ou diâmetro do pé do dente [mm]

$d_k$  = diâmetro externo ou diâmetro de cabeça do dente [mm]

O passo ( $t_o$ ) é a multiplicação entre o módulo do dente por ( $\pi$ ) como pode ser observado na equação 14 (MELCONIAN, 2012).

$$t_o = m * \pi \quad (\text{eq.14})$$

Onde:

$t_o$  = passo das engrenagens [mm]

$m$  = Módulo [mm]

O vão entre os dentes no diâmetro primitivo ou folga nula no flanco pode ser obtido através da divisão do passo diametral por 2, conforme equação 15 (MELCONIAN, 2012).

$$l_o = \frac{t_o}{2} \quad (\text{eq.15})$$

Onde:

$l_o$  = Vão entre os dentes no primitivo (folga nula ou flanco) [mm]

$t_o$  = Passo [mm]

A altura da cabeça do dente é a mesma do módulo de engrenamento e é obtida através da equação 16 (MELCONIAN, 2012).

$$h_k = m \quad (\text{eq.16})$$

Onde:

$h_k$  = Altura da cabeça do dente [mm]

$m$  = Módulo [mm]

A altura do pé do dente é obtida através da equação 17 (MELCONIAN, 2012).

$$h_f = 1,2 * m_n \quad (\text{eq.17})$$

Onde:

$h_f$  = Altura do pé do dente [mm]

$m_n$  = Módulo normalizado [mm]

A altura do dente é obtida pela multiplicação do módulo do dente por 2, como pode ser observado na equação 18 (MELCONIAN, 2012).



$$h = 2 * m_n \quad (\text{eq.18})$$

Onde:

$h$  = Altura do dente [mm]

$m_n$  = Módulo normalizado [mm]

A altura total do dente ( $h_z$ ) é obtida através da equação 19 e é encontrada pela multiplicação de (2,2) pelo módulo do dente (MELCONIAN, 2012).

$$h_z = 2,2 * m_n \quad (\text{eq.19})$$

Onde:

$h_z$  = Altura total do dente [mm]

$m_n$  = Módulo normalizado [mm]

A espessura do dente no primitivo segundo Melconian (2012) é calculada pela equação 20.

$$S_o = \frac{t_o}{2} \quad (\text{eq.20})$$

Onde:

$S_o$  = Espessura de pé do dente no primitivo (folga nula ou flanco) [mm]

$t_o$  = Passo [mm]

Folga da cabeça é calculada através da equação 21, sendo a multiplicação do módulo de engrenamento por 0,2 (MELCONIAN, 2012).

$$S_k = 0,2 * m_n \quad (\text{eq.21})$$

Onde:

$S_k$  = Folga da cabeça do dente [mm]

$m_n$  = Módulo normalizado [mm]

Segundo Budynas (2011) o círculo primitivo é um círculo teórico sobre o qual todos os cálculos são baseados, seu diâmetro é o diâmetro primitivo. Os círculos de um par de engrenagens engrazadas são tangentes entre si.

Melconian (2012) define o diâmetro primitivo como sendo o módulo multiplicado pelo número de dentes da engrenagem ou pinhão, que pode ser encontrado na equação 22.

$$d_o = m_n * z \quad (\text{eq.22})$$

Onde:

$d_o$  = Diâmetro primitivo [mm]

$m_n$  = Módulo de engrenamento [mm]

$z$  = Número de dentes da engrenagem ou pinhão.

O diâmetro de base é obtido pela multiplicação do diâmetro primitivo pelo cosseno do ângulo de pressão, este é utilizado para gerar os dentes das engrenagens, conforme equação 23. (MELCONIAN, 2012).

$$d_g = d_o * \cos\alpha \quad (\text{eq.23})$$

Onde:

$d_g$  = Diâmetro de base [mm]

$d_o$  = Diâmetro primitivo [mm]

$\alpha$  = Ângulo de pressão

O ângulo de pressão de um par de engrenagens é definido como o ângulo entre a linha de ação e a direção da velocidade. Os ângulos de pressão dos pares de engrenagens são definidos na distância nominal entre os centros das engrenagens, quando estas são cortadas. Os valores padronizados são de 14,5°, 20° e 25°, sendo o de 20° mais frequentemente usado. As engrenagens podem ser fabricadas com qualquer ângulo de pressão, mas o custo torna-se elevado quando comparado as engrenagens de ângulo padrão (NORTON, 2004).

O diâmetro interno ou diâmetro de pé do dente, caracteriza-se como sendo o diâmetro primitivo menos duas vezes a altura do pé do dente, de acordo com a equação 24 (MELCONIAN, 2012).

$$d_f = d_o - 2 * h_f \quad (\text{eq.24})$$

Onde:

$d_f$  = Diâmetro interno [mm]

$d_o$  = Diâmetro primitivo [mm]

$h_f$  = Altura do pé do dente [mm]

Conforme a equação 25, o diâmetro externo ou diâmetro de cabeça caracteriza-se como sendo o diâmetro primitivo mais duas vezes a altura da cabeça do dente, também conhecido como sendo o círculo limitante externo da engrenagem (MELCONIAN, 2012).

$$d_k = d_o + 2 * h_k \quad (\text{eq.25})$$

Onde:

$d_k$  = Diâmetro de cabeça ou diâmetro externo [mm]

$h_k$  = módulo de engrenamento [mm]

$d_o$  = Diâmetro primitivo [mm]

Melconian (2012) define a distância entre centros ( $C_c$ ) como sendo a média entre a soma dos diâmetros primitivos das duas engrenagens engrazadas, que pode ser obtida através da equação 26.

$$C_c = \frac{d_{o_1} + d_{o_2}}{2} \quad (\text{eq.26})$$

Onde:

$C_c$  = Distância entre centros [mm]

$d_{o_1}$  = Diâmetro primitivo pinhão [mm]

$d_{o_2}$  = Diâmetro primitivo da engrenagem [mm]

### 2.1.4 Eixos de transmissão

Eixos são elementos de construção mecânica e destinam-se a suportar outros elementos como polias, engrenagens, rodas de atrito, rolamentos e etc. Os eixos são classificados praticamente em duas categorias, sendo os eixos, que trabalham fixos e suportam elementos que giram sobre o mesmo, ou eixos árvore que trabalham em movimento junto com os elementos que estão fixos sob ele (MELCONIAN, 2012).

Os eixos de transmissão são usados em praticamente em todas as máquinas para transmitir torque e rotação de um ponto a outro, estes incluem engrenagens, polias ou catracas. Os eixos geralmente são montados em mancais na configuração biapoiada, ou em balanço, dependendo da configuração da máquina. As cargas nos eixos de transmissão são predominantemente duas, sendo uma de torção devido ao torque transmitido e outra de flexão devido as cargas transversais em engrenagens, polias e catracas, estas duas cargas ocorrem geralmente em combinação, porque o torque transmitido está associado com as forças nos dentes das engrenagens (NORTON, 2004).

A engrenagem motora dá origem a uma carga radial na engrenagem movida, que reage com a engrenagem motora na mesma intensidade, porém em sentido oposto, ocasionando a carga radial ( $F_r$ ) que pode ser obtida através da equação 27 (MELCONIAN, 2012).

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_0 \quad (\text{eq.27})$$

Onde:

$F_r$  = Carga radial [N]

$F_t$  = Carga tangencial [N]

$\operatorname{tg} \alpha_0$  = Tangente do ângulo de pressão do engrenamento

A reação vertical no apoio "A" ( $RA$ ), pode ser obtida através da equação 28 (ANTUNES; FREIRE, 1997).

$$RA = \frac{a * F_r}{l} \quad (\text{eq.28})$$

Onde:

$RA$  = Reação vertical no apoio A [N]

$a$  = Distância da engrenagem até a reação B [mm]

$F_r$  = Força radial [N]

$l$  = Distância entre as reações de apoio

A reação horizontal no apoio “A” ( $HA$ ), pode ser obtida através da equação 29 (ANTUNES; FREIRE, 1997).

$$HA = \frac{a * F_t}{l} \quad (\text{eq.29})$$

Onde:

$HA$  = Reação horizontal no apoio A [N]

$a$  = Distância da engrenagem até a reação B [mm]

$F_t$  = Força tangencial [N]

$l$  = Distância entre as reações de apoio [mm]

O momento fletor vertical é obtido através da equação 30 (ANTUNES; FREIRE, 1997).

$$M_V = RA * b \quad (\text{eq.30})$$

Onde:

$M_V$  = Momento fletor vertical [Nmm]

$RA$  = Reação vertical no apoio A [N]

$b$  = Distância da engrenagem até a reação A [mm]

O momento fletor horizontal é obtido através da equação 31 (ANTUNES; FREIRE, 1997).

$$M_H = HA * b \quad (\text{eq.31})$$

Onde:

$M_H$  = Momento fletor horizontal [Nmm]

$H_A$ = Reação horizontal no apoio A [N]

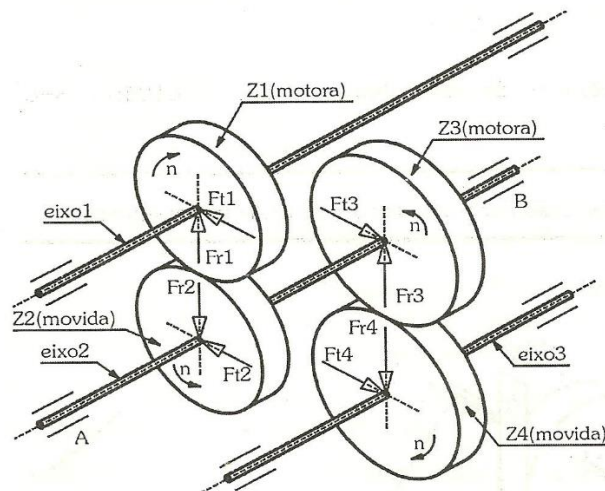
$b$ = Distância da engrenagem até a reação A [mm]

Segundo Antunes; Freire (1997), a flexão tende a curvar o eixo, para atenuar a flexão do eixo, sempre que possível as cargas devem ser aplicadas o mais próximo possível das reações de apoio, quando um eixo apresentar duas engrenagens e as forças tangenciais forem em sentidos contrários as forças de reação devem ser subtraídas, já se forem de mesmo sentido devem ser somadas.

A aplicação dos esforços pode ser observada na figura 4.

Figura 4: Sentido de aplicação das cargas.

“Forças em Sentidos Contrários”.



Fonte: Antunes; Freire, 1997

Para um eixo com duas engrenagens as reações e momentos devem ser calculadas considerando as forças das duas engrenagens, a reação vertical no apoio “A” ( $R_A$ ) para um eixo com duas engrenagens, pode ser obtida através da equação 32 (ANTUNES; FREIRE, 1997).

$$R_A = \frac{b \cdot F_{r2}}{l} \pm \frac{a \cdot F_{r3}}{l} \quad (\text{eq.32})$$

Onde:

$R_A$  = Reação vertical de apoio A [N]

$b$  = Distância da primeira engrenagem até a reação B [mm]

$a$  = Distância da segunda engrenagem até a reação B [mm]

$F_{r2}$  = Força radial da engrenagem 2 [N]

$F_{r3}$  = Força radial da engrenagem 3 [N]

$l$  = Distância entre as reações de apoio

A reação horizontal no apoio “A” ( $HA$ ), para um eixo com duas engrenagens pode ser obtida através da equação 33 (ANTUNES; FREIRE, 1997).

$$HA = \frac{b \cdot F_{t2}}{l} \pm \frac{a \cdot F_{t3}}{l} \quad (\text{eq.33})$$

Onde:

$HA$  = Reação de apoio no plano horizontal [N]

$b$  = Distância da primeira engrenagem até a reação B [mm]

$a$  = Distância da segunda engrenagem até a reação B [mm]

$F_{t2}$  = Força tangencial da engrenagem 2 [N]

$F_{t3}$  = Força tangencial da engrenagem 3 [N]

$l$  = Distância entre as reações de apoio [mm]

O momento fletor vertical do eixo com duas engrenagens, segundo Antunes; Freire (1997), é obtido através da equação 34.

$$M_V = RA \cdot t - F_{r2} \cdot c \quad (\text{eq.34})$$

Onde:

$M_V$  = Momento fletor vertical [Nmm]

$RA$  = Reação vertical no apoio A [N]

$t$  = Distância da segunda engrenagem até a reação A [mm]

$F_{r2}$  = Força radial da engrenagem 2 [N]

$c$  = Distância entre as duas engrenagens [mm]

O momento fletor horizontal para um eixo com duas engrenagens é obtido através da equação 35 (ANTUNES; FREIRE, 1997).

$$M_H = HA * t - F_{t2} * c \quad (\text{eq.35})$$

Onde:

$M_H$ = Momento fletor horizontal [Nmm]

$HA$ = Reação de apoio no plano horizontal [N]

$t$ = Distância da segunda engrenagem até a reação A [mm]

$F_{t2}$ = Força tangencial da engrenagem 2 [N]

$c$  = Distância entre as duas engrenagens [mm]

O momento fletor resultante de um eixo é obtido pela equação 36 (MELCONIAN, 2012).

$$M_r = \sqrt{M_V^2 + M_H^2} \quad (\text{eq.36})$$

Onde:

$M_r$ = Momento resultante máximo [Nmm]

$M_V$ = Momento fletor vertical [Nmm]

$M_H$ = Momento fletor horizontal [Nmm]

Conhecidos os momentos máximos calcula-se o momento ideal para posteriormente obter-se o diâmetro mínimo do eixo. O momento ideal é obtido pela equação 37 (MELCONIAN, 2012).

$$M_i = \sqrt{M_r^2 + \left(\frac{\bar{\alpha}}{2} \cdot M_T\right)^2} \quad (\text{eq.37})$$

Onde:

$M_i$  = Momento Ideal [Nmm]

$M_r$  = Momento resultante máximo [Nmm]

$M_T$  = Momento torçor, torque [Nmm]

$\bar{\alpha}$  = Coeficiente de Bach



O coeficiente de Bach é o produto da tensão admissível a flexão, pela tensão admissível na torção ou tensão de cisalhamento, e este é utilizado para calcular o momento ideal de um eixo, conforme a equação 38 (MELCONIAN, 2012).

$$\bar{a} = \frac{\sigma_{fad_m}}{\tau_{tad_m}} \quad (\text{eq.38})$$

Onde:

$\sigma_{fad_m}$  = Tensão admissível a flexão [MPa]

$\tau_{tad_m}$  = Tensão admissível na torção [MPa]

O diâmetro mínimo do eixo se obtém através da equação 39 (ANTUNES; FREIRE, 1997).

$$d \geq 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_i}{\sigma_{fad_m}}} \quad (\text{eq.39})$$

Onde:

$d$  = diâmetro mínimo do eixo [mm]

$M_i$  = momento ideal [N.mm]

$\sigma_{fad_m}$  = tensão admissível de flexão [MPa]

Segundo Melconian, (2012), o material indicado para fabricação de eixos é o st5011 (ABNT 1035) que apresenta tensão admissível de flexão de 50 MPa e tensão admissível de torção de 40 MPa.

### 2.1.5 Chavetas

Chavetas são elementos destinados a fixar elementos como engrenagens, polias ou catracas, estas podem ser encontradas sob tamanhos e formatos padronizados (ANTUNES; FREIRE, 1997).

Melconian (2012) define as chavetas como: chaveta plana DIN6885, chaveta inclinada, chaveta meia lua, chaveta tangencial e chaveta inclinada com cabeça. As chavetas planas são indicadas para torque em sentido único, nas chavetas inclinadas

o cubo é montado à força e o torque transmissível é maior que nas chavetas planas. Chavetas meia lua ajustam-se automaticamente, tornando-se mais econômicas, este tipo de chaveta é indicado para máquinas operatrizes, automóveis e transmissões de torque médio. As chavetas tangencial e inclinada com cabeça admitem aplicação de torque nos dois sentidos.

As chavetas paralelas são produzidas a partir de barras padronizadas, laminadas a frio, com tolerância negativa, jamais sua dimensão será maior que a dimensão nominal, somente menor podendo ser realizado o corte do assento da chaveta por um cortador de fresa padrão de 1/4", apresentando uma ligeira folga (NORTON, 2004).

Segundo Melconian (2012) existem duas principais cargas aplicadas às chavetas, as quais devem ser consideradas no dimensionamento de uma chaveta para um eixo ou engrenagem, sendo estas as cargas de tangenciais responsáveis por provocar o cisalhamento da chaveta na superfície, e a pressão de contato, a qual tende a amassar a chaveta, como pode ser observado na figura 5. A tensão por cisalhamento pode ser calculada pela equação 40 (MELCONIAN, 2012).

$$\tau = \frac{F_t}{b \cdot l} \quad (\text{eq.40})$$

Onde:

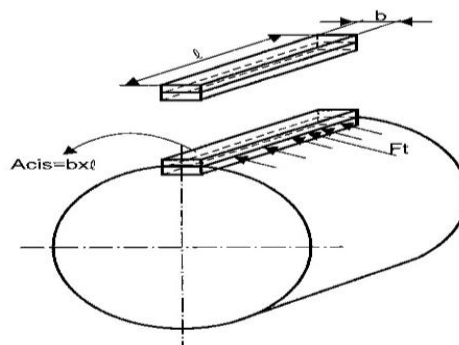
$\tau$  = Tensão de cisalhamento [MPa]

$F_t$  = Força tangencial [N]

$b$  = largura da chaveta [mm]

$l$  = Comprimento da chaveta [mm]

Figura 5: Sentido da tensão de cisalhamento.



Fonte: Melconian, 2012.

A pressão de contato pode ser obtida a partir da equação 41 (MELCONIAN, 2012).

$$\sigma_d = \frac{F_t}{l(h-t_1)} \quad (\text{eq.41})$$

Onde:

$\sigma_d$  = Pressão de contato [MPa]

$F_t$  = Força tangencial [N]

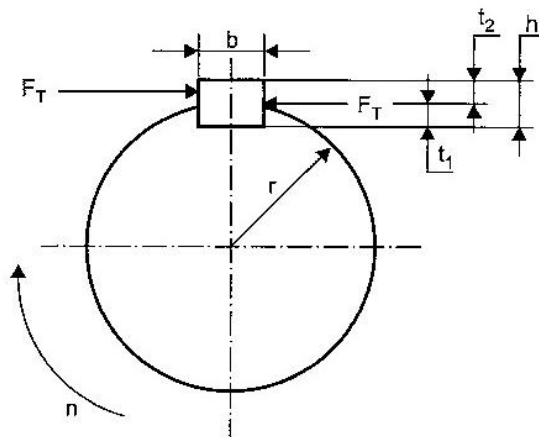
$l$  = Comprimento da chaveta [mm]

$h$  = altura da chaveta [mm]

$t_1$  = altura da chaveta dentro do eixo [mm]

As dimensões de uma chaveta plana podem ser observadas na figura 6.

Figura 6: Dimensões da chaveta.



Fonte: Melconian, 2012.

Segundo Melconian, (2012), o material indicado para fabricação de chavetas é o st60 ou st80 (ABNT 1050 ou 1060) nos quais obtém-se pressão média de contato  $\overline{\sigma_d} = 100$  MPa e tensão admissível de cisalhamento  $\overline{\tau} = 60$  MPa.

### **3. METODOLOGIA**

Neste capítulo apresenta-se a metodologia utilizada para o dimensionamento do sistema de transmissão para o veículo baja, o levantamento das informações relacionadas ao veículo e informações para o dimensionamento do sistema de transmissão, concluindo com o dimensionamento dos componentes do sistema. Para este dimensionamento se seguirá a metodologia proposta por Melconian (2012).

#### **3.1. MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS**

Para o dimensionamento dos componentes do sistema de transmissão do veículo baja foi necessário conhecer as principais informações relacionadas a estes componentes. Para tal foi realizada uma pesquisa bibliográfica sobre dimensionamento de transmissões, potência e torque do motor, utilizando livros, artigos e catálogos.

Como metodologia para realização do trabalho, seguiu-se com:

- Revisão da literatura;
- Coleta de dados;
- Definição da relação de transmissão;
- Dimensionamento das engrenagens;
- Cálculo da distância entre centros dos eixos;
- Dimensionamento dos eixos;
- Dimensionamento das chavetas;
- Dimensionamento do torque e velocidade máxima.

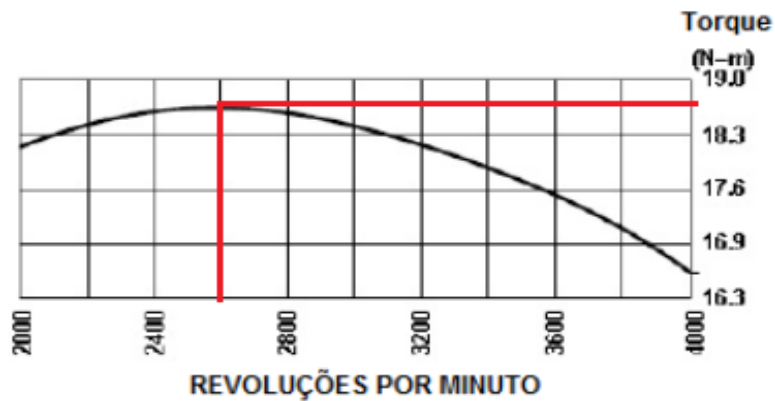
#### **3.2. COLETA DE DADOS**

Na coleta de dados foram obtidas informações referentes a tamanho de pneus, potência do motor, torque e relações de trabalho da CVT. Também se fez necessário definir a relação de transmissão para atingir as velocidades desejadas com o veículo em cada marcha.

O motor definido para as competições de baja, segundo a SAE International, é o motor Briggs & Stratton modelo Intek™ OHV de 10 HP, série 20, código 20S232, refrigerado a ar (SAE BRASIL, 2012).

O motor empregado em todos os veículos que participam das competições deve ser utilizado na configuração original de fábrica, sem alteração de componentes que possam vir a disponibilizar maior torque ou ganho de potência. As informações referentes ao torque e potência do motor utilizado para a realização deste estudo podem ser obtidas através das figuras 7 e 8.

Figura 7: Gráfico de torque disponibilizado pelo motor.



Fonte: Briggs & Stratton apud Sousa, 2011.

Observando-se o gráfico é possível verificar que o motor apresenta o torque máximo de 18,6 N.m, quando a rotação está em 2600 rpm, diante desta constatação dimensiona-se o sistema de transmissão para estas condições.

Figura 8: gráfico de potência máxima.



Fonte: Briggs & Stratton apud Sousa, 2011.

Em seguida levantou-se informações relacionadas à relação de variação da CVT, como reduções mínima e máxima apresentadas por ela, sendo o fabricante Gaged Engineering, modelo GX9, que é utilizada pela equipe Sinuelo FAHOR, conforme quadro 2.

Quadro 2: Relação de variação da CVT.

CORREIA	MÍNIMA REDUÇÃO	MÁXIMA REDUÇÃO
Magnun Belt 860-660	0,77:1	4:1

Fonte: Gaged Engineering, apud Paula 2013. Adaptado pelo Autor.

Diante dos valores de torque máximo gerado pelo motor verificou-se a relação de trabalho da CVT para esta condição, obtendo-se a relação de 1,27:1. A relação de transmissão gerada pela CVT foi obtida com o emprego de um foto tacômetro digital da marca MINIPA, modelo MDT2244B, onde realizou-se a medição da rotação da CVT, com o motor trabalhando a 2600 rpm.

Para o cálculo da velocidade máxima atingida pelo veículo fez-se necessária a coleta das medidas do pneu utilizado, obtendo-se o raio de 250 mm.

Coletadas as informações referentes ao motor e CVT partiu-se para a coleta de algumas especificações que o sistema deve atender. Almeja-se atingir as velocidades máximas em torno de 45 a 50 Km/h para a primeira marcha e 75 a 80Km/h para a segunda marcha, visto que estas condições se fazem necessárias para superar as velocidades máximas obtidas por outras equipes em competições anteriores. Há a necessidade de um sistema de transmissão pequeno, por isso a distância entre centros para o eixo de entrada e saída deve ser de 170 a 200mm, para que não acarrete em interferências entre a CVT e componentes de saída do eixo da transmissão.

### 3.3. DEFINIÇÃO DA RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO

Para a definição da relação da transmissão definiu-se atingir 80 Km/h para a segunda marcha, com o intuito de superar as velocidades máximas atingidas pelas equipes vencedoras em anos anteriores, já para a primeira marcha optou-se em atingir

45 Km/h visto que o sistema de transmissão atual supre as necessidades de torque nestas condições. Tendo conhecimento da velocidade máxima desejada para o veículo, a rotação máxima do motor e a relação de redução mínima da CVT, definiu-se a relação que proporcionasse atender a especificação da velocidade desejada. Para a velocidade máxima do veículo foram considerados outros parâmetros, que não seguem os de torque máximo, sendo necessário considerar a rotação máxima recomendada para o motor, que é de 4000 rpm e a redução mínima da CVT que é de 0,77:1, obtendo-se assim uma relação aproximada de 10,3:1 para a primeira marcha e 6,1:1 para a segunda marcha, sendo que nestas condições a relação de transmissão definida consiga atingir o torque necessário e as velocidades desejadas.

## **4. APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS**

### **4.1. MEMORIAL DE CÁLCULOS**

No memorial de cálculos serão apresentados os cálculos relacionados aos componentes do sistema de transmissão, sendo estes: 3 pares de engrenagens, 3 eixos, as chavetas do sistema, distância entre centro dos eixos, velocidade e torque máximo obtido em cada marcha.

Para a realização dos cálculos primeiramente definiu-se a relação de transmissão que atenda as necessidades do veículo quando em trabalho, posteriormente calculou-se o volume mínimo da pinhão e o módulo normalizado para a fabricação das engrenagens, sendo necessário o módulo mínimo de 2mm, porém para atender a distância entre centros dos eixos definiu-se o módulo de 2,5 para o pinhão Z5 e a engrenagem Z6, que sofrem maiores esforços, oferecendo um tamanho do pé do dente maior que as demais engrenagens que foram dimensionadas com o módulo 2mm. Também optou-se pela diferenciação do módulo para que o sistema não apresente largura excessiva, pois com o módulo menor se faz necessário uma engrenagem mais larga, para que atenda os esforços de resistência a flexão no pé do dente.

As engrenagens dimensionadas foram de dentes retos com formato involuta do dente, por serem de construção mais simples, mais baratas, proporcionar a fabricação de laterais da caixa de transmissão com menor espessura, mancais mais simples e baratos, devido as engrenagens de dentes retos não apresentarem forças axiais como as engrenagens de dentes helicoidais.

#### **4.1.1 Dimensionamento das engrenagens do sistema de transmissão**

Para o dimensionamento do sistema primeiramente calculou-se a relação de transmissão e o número de dentes de cada engrenagem. No dimensionamento das engrenagens aplicou-se o ângulo de engrenamento de  $20^\circ$ , para que não ocorra interferência de engrenamento entre o pinhão e a coroa, definiu-se o número mínimo



de 18 dentes para os pinhões Z1 e Z5, para que se possa atingir a relação necessária e obter um sistema de pequenas dimensões.

Dentre os objetivos do dimensionamento se pretende obter uma relação de 10:1 para a primeira marcha e 6:1 para a segunda marcha. Definiu-se o número de dentes das engrenagens e calculou-se as relações de transmissão obtidas, conforme quadro 3.

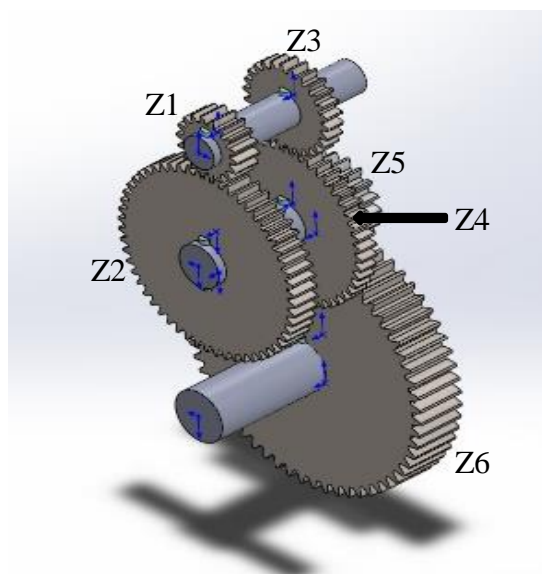
Quadro 3: Cálculo das relações.

Engrenagens	Equação	Eixo I, Eixo II	Eixo II, Eixo III
Z1 = 18 dentes	$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{d_{o2}}{d_{o1}} = \frac{n_1}{n_2}$	$i_1 = 3,1111$	1º Marcha
Z2 = 56 dentes			$i_{1,3} = 10,37$
Z3 = 26 dentes		$i_2 = 1,8461$	2º Marcha
Z4 = 48 dentes			$i_{2,3} = 6,15$
Z5 = 18 dentes			
Z6 = 60 dentes		$i_3 = 3,3333$	

Após a realização dos cálculos obteve-se os resultados finais dos grupos de engrenagens que compõem a primeira e segunda marcha, encontrando-se uma relação final de 10,37:1 na primeira marcha e 6,15:1 na segunda marcha, conforme descrito no quadro 3.

Na figura 9 pode ser visto o conjunto de engrenagens e eixos montados.

Figura 9: Imagem do grupo de engrenagens e eixos.



Considerando que a CVT gera uma relação de trabalho de 1,27:1 nas condições analisadas, segue-se para o dimensionamento das engrenagens.

Através da análise dos gráficos das figuras 6 e 7, conclui-se que na rotação que motor desempenha o maior torque este apresenta a potência de 7 hp, nesta condição a CVT trabalha com uma relação de 1,27:1, gerando uma rotação de 2040 rpm no eixo de entrada do sistema de transmissão (E<sub>1</sub>).

Tendo conhecimento da relação de transmissão, potência e rotação, calculou-se a potência útil em cada eixo do sistema, torque gerado e a rotação das engrenagens no sistema, conforme o quadro 4.

Quadro 4: Dimensionamento da Potência Útil, Torque e Rotação.

Potência Útil	Equação	$P_u$
Eixo 1	$P_u = P_e * \eta_{cvt} * \eta_e * \eta_m$	$P_{uE1} = 4.957,38 \text{ W}$
Eixo 2		$P_{uE2} = 4.663,90 \text{ W}$
Eixo 3		$P_{uE3} = 4.387,80 \text{ W}$
Torque	Equação	$M_T$
Eixo 1	$M_T = \frac{30000 \cdot P_u}{\pi \cdot n}$	$M_{TE1} = 23.205,58 \text{ N.mm}$
Eixo 2		$M_{TE2} = 67.922,78 \text{ N.mm}$
Eixo 3		$M_{TE3} = 211.917,9 \text{ N.mm}$
Rotação	Equação	$n$
Z1	$n_{Z_2} = \frac{n_{Z_1} \cdot z_1}{z_2}$	$n_{Z_1} = 2.040 \text{ rpm}$
Z2		$n_{Z_2} = 655,7 \text{ rpm}$
Z3		$n_{Z_3} = 2.040 \text{ rpm}$
Z4		$n_{Z_4} = 1.105,03 \text{ rpm}$
Z5		$n_{Z_5} = 655,7 \text{ rpm}$
Z6		$n_{Z_6} = 196,72 \text{ rpm}$

Diante dos resultados obtidos pode-se evidenciar a perda de potência e torque do eixo de entrada ao eixo de saída. Já a rotação não apresenta esta perda devido ao sistema ser composto por engrenagens, as quais não permitem o deslizamento entre uma engrenagem e outra como em rodas de atrito ou correias. A rotação das engrenagens apresentadas é relacionada a primeira marcha do sistema, aumentando a rotação do pinhão Z5 e da engrenagem Z6 quando utilizada a segunda marcha.

Para o dimensionamento das engrenagens foi utilizado o fator de forma ( $q$ ) = 3.5 (anexo A), fator de serviço ( $\varphi$ ) = 1,25 (anexo B), tensão admissível ( $\sigma$ ) = 200 MPa para resistência a flexão no pé do dente (anexo C) e a dureza de 6270 MPa para o critério de resistência ao desgaste.

No quadro 5 está o dimensionamento do pinhão Z5, deu-se prioridade a este por sofrer maior solitação do sistema. No dimensionamento ao critério de pressão sempre deve-se utilizar os dados do pinhão (engrenagem menor), pois se este suportar a quantidade de horas a coroa com certeza suportará, pois esta gira com menor rotação.

Quadro 5: Dimensionamento do Pinhão Z5.

Parâmetro dimensionado	Equação	Resultado
Fator de Durabilidade	$W = \frac{60 \cdot n_p \cdot h}{10^6}$	$W_{Z5} = 3,93$
Pressão Admissível	$p_{adm} = \frac{0,487 \cdot HB}{W^{1/6}}$	$p_{adm.Z5} = 2.442,79 \text{ MPa}$
Volume mínimo do pinhão	$b_1 d_{01}^2 = 5,72 \cdot 10^5 \frac{M_T}{p_{adm}^2} \frac{i+1}{i+0,14} \cdot \varphi$	$b_5 d_{05}^2 = 10.178,63 \text{ mm}^3$
Diâmetro mínimo do pinhão	$d_{01} = \sqrt[3]{\frac{b_1 d_{01}^2}{0,25}}$	$d_0 = 34,4 \text{ mm}$
Módulo Normalizado	$m_n = \frac{d_{01}}{z_1}$	$m_n = 1,91 \text{ mm}$
Largura Mínima do pinhão, critério de desgaste	$b_d = \frac{b d_0^2}{d_0^2}$	$b_{md} = 8 \text{ mm}$
Força Tangencial	$F_t = \frac{M_T}{r}$	$F_T = 3.018,8 \text{ N}$
Largura mínima do pinhão, resistência a flexão no pé do dente	$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F_t \cdot q \cdot \varphi}{b \cdot m_n} \leq \sigma_{material}$	$b \geq 26,5 \text{ mm}$
Passo	$t_o = m \cdot \pi$	$t_o = 6,28 \text{ mm}$
Vão entre os dentes	$l_o = \frac{t_o}{2}$	$l_o = 3,14 \text{ mm}$
Altura da cabeça do dente	$h_k = m$	$h_k = 2,5 \text{ mm}$

<b>Altura do pé do dente</b>	$h_f = 1,2 * m_n$	$h_f = 3 \text{ mm}$
<b>Altura do dente</b>	$h = 2 * m_n$	$h = 5 \text{ mm}$
<b>Altura total do dente</b>	$h_z = 2,2 * m_n$	$h_z = 5,5 \text{ mm}$
<b>Espessura do dente no primitivo</b>	$S_o = \frac{t_o}{2}$	$S_o = 3,14 \text{ mm}$
<b>Folga da cabeça</b>	$S_k = 0,2 * m_n$	$S_k = 0,5 \text{ mm}$
<b>Diâmetro primitivo</b>	$d_o = m_n * z$	$d_o = 45 \text{ mm}$
<b>Diâmetro de base</b>	$d_g = d_o * \cos\alpha$	$d_g = 42,28 \text{ mm}$
<b>Diâmetro interno</b>	$d_f = d_o - 2 * h_f$	$d_f = 39 \text{ mm}$
<b>Diâmetro externo</b>	$d_k = d_o + 2 * h_k$	$d_k = 50 \text{ mm}$

Conforme calculado, o módulo normalizado para o pinhão Z5 é de, no mínimo 2 mm, porém para que se possa atender a distância mínima entre os centros dos eixos, para o pinhão Z5 e a engrenagem Z6 adotou-se o módulo de 2,5mm, o que garante maior resistência a flexão no pé do dente da engrenagem, já as demais engrenagens foram dimensionadas com o módulo de 2 mm.

Para uma engrenagem biapoiada atender as especificações do dimensionamento, sua relação de largura pelo diâmetro primitivo deve ser menor que 1.2, portanto para verificar se o pinhão atendeu as especificações calculou-se a relação de sua largura pelo diâmetro primitivo  $b/d_o$ , obtendo-se 0,58, o que confirma que o pinhão atende as especificações do dimensionamento.

O pinhão Z5 foi dimensionado para vida útil programada de 1000 h, onde se obteve a largura mínima no critério ao desgaste de 8 mm, por trabalhar a 655 rpm, já o pinhão Z1, apesar de trabalhar com menor torque, mas com rotação maior, necessita de largura mínima de 8,66 mm. Porém não basta dimensionar uma engrenagem apenas pelo critério de resistência ao desgaste, visto que no dimensionamento quanto a resistência à flexão no pé do dente os valores encontrados foram superiores.

Para o dimensionamento das engrenagens foi utilizado o Aço SAE8640 com a tensão admissível de 200 Mpa, que é considerada uma tensão ideal para o dimensionamento de engrenagens, já se a tensão atuante estiver acima da tensão admissível, a engrenagem pode não suportar os esforços da transmissão, vindo a romper o dente da engrenagem no pé do dente.

Após o dimensionamento do pinhão Z5 os cálculos foram repetidos para as demais engrenagens, a fim de obter o dimensionamento do conjunto que compõem a relação de transmissão definida. Como podem ser observados os dados de módulo, altura total do dente, passo, altura comum do dente, vão entre os dentes no diâmetro primitivo, folga da cabeça, espessura do dente no primitivo e altura da cabeça do dente não apresentaram variações nas engrenagens dimensionadas com o mesmo módulo, o resultado do dimensionamento das engrenagens pode ser consultado no anexo A.

Dando sequência aos cálculos apresenta-se a distância entre centro dos eixos, onde Z1, Z2, Z3 e Z4 apresentam a mesma distância entre centros por estarem montadas no mesmo grupo, eixos I e II, já as engrenagens Z5 e Z6, apresentam distância entre centros diferenciadas das demais, pois são montadas ao eixo II e III como segue:

Quadro 6: Distância entre centros dos eixos.

<b>Distância entre centro, eixo I e eixo II</b>	$C_c = \frac{d_{o1} + d_{o2}}{2}$	$C_{c1,2} = 74 \text{ mm}$
<b>Distância entre centro, eixo II e eixo III</b>		$C_{c2,3} = 97,5 \text{ mm}$
<b>Distância entre centro, eixo I e eixo III</b>		$C_{c1,3} = 171,5 \text{ mm}$

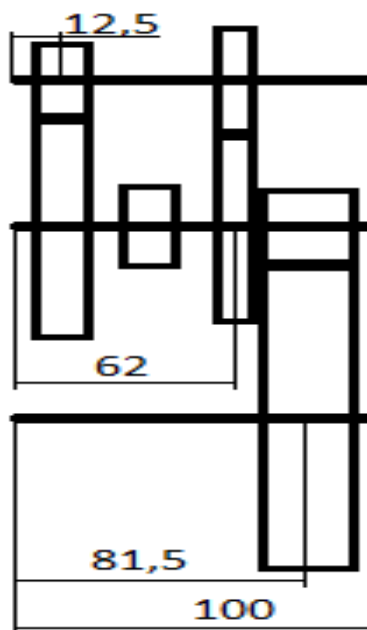
Assim pode-se confirmar que as engrenagens atendem as distâncias entre centros solicitadas ao dimensionamento que são de 170 a 200 mm de distância entre os eixos I e III, possibilitando montar um sistema de transmissão de pequenas dimensões, e que atenda às necessidades do veículo.

#### 4.1.2 Dimensionamento dos eixos do sistema de transmissão

Para o dimensionamento dos eixos foi definida a distância de 100 mm entre os apoios dos mancais para que seja possível montar o grupo de engrenagens. No esquema cinemático da figura 10 pode ser observada a disposição das engrenagens

e distância da aplicação das cargas até os mancais, que devem ser considerados para o dimensionamento dos eixos do sistema de transmissão.

Figura 10: Esquema cinemático da disposição das engrenagens.



No quadro 7 apresenta-se o dimensionamento do eixo 3, por ser o eixo mais solicitado do sistema, visto que o mesmo transmite o maior torque.

Para o dimensionamento dos eixos foi utilizado o material st 5011 (ABNT1035) que apresenta a tensão admissível de flexão ( $\sigma$ ) = 50 MPa e tensão admissível na torção ( $\tau$ ) 40 MPa. Diante dos valores encontrados dimensionou-se o diâmetro mínimo dos eixos  $E_1$ , e eixo  $E_3$ , obtendo-se o diâmetro mínimo de 30,58 mm para o eixo 3, como pode ser observado no quadro 6. Para o diâmetro mínimo do eixo  $E_1$  foram repetidos os mesmos cálculos apresentados para o eixo  $E_3$  pelo fato destes dois eixos apresentarem apenas uma engrenagem, obtendo-se o diâmetro mínimo para o eixo  $E_1 = 16,6$  mm.

O dimensionamento do eixo dois ( $E_2$ ), por apresentar duas engrenagens, pode ser observado no quadro 8, onde foi dimensionado o diâmetro mínimo de 22,76 mm. Para o dimensionamento do eixo 2 considerou-se o pinhão Z5 e a engrenagem Z2 por apresentar maior torção ao eixo, visto que a mesma está montada mais afastada da engrenagem Z5 quando comparada com a engrenagem Z4 e transmite maior torque por apresentar maior relação de transmissão.

Quadro 7: Dimensionamento do eixo 3.

<b>Força Tangencial</b>	$F_t = \frac{M_T}{r}$	$F_t = 2.825,57 \text{ N}$
<b>Força Radial</b>	$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_0$	$F_r = 1.028,42 \text{ N}$
<b>Reação vertical de apoio A</b>	$RA = \frac{a * F_r}{l}$	$RA = 190 \text{ N}$
<b>Reação horizontal de apoio A</b>	$HA = \frac{a * F_t}{l}$	$HA = 522,73 \text{ N}$
<b>Momento fletor vertical</b>	$M_V = RA * b$	$M_V = 15.485 \text{ N}$
<b>Momento fletor horizontal</b>	$M_H = HA * b$	$M_H = 42.602,49 \text{ N}$
<b>Momento fletor resultante</b>	$M_{r(máx)} = \sqrt{M_V^2 + M_H^2}$	$M_{r(máx)} = 45.329,43 \text{ N.mm}$
<b>Momento ideal</b>	$M_i = \sqrt{M_r^2 + \left(\frac{a}{2} * M_T\right)^2}$	$M_i = 139.993,03 \text{ N.mm}$
<b>Coefficiente de Bach</b>	$\bar{a} = \frac{\sigma_{fadm}}{\tau_{tadm}}$	$\bar{a} = 1,25$
<b>Diâmetro mínimo do eixo</b>	$d \geq 2,17 * \sqrt[3]{\frac{M_i}{\sigma_{fadm}}}$	$d \geq 30,58 \text{ mm}$

Quadro 8: Dimensionamento do eixo 2.

<b>Força Tangencial</b>	$F_t = \frac{M_T}{r}$	$F_{t2} = 3.773,48 \text{ N}$
		$F_{t3} = 3.018,8 \text{ N}$
<b>Força Radial</b>	$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_0$	$F_{r2} = 1.373,43 \text{ N}$
		$F_{r3} = 1.098,75 \text{ N}$
<b>Reação vertical de apoio A</b>	$RA = \frac{b * F_{r2}}{l} - \frac{a * F_{r3}}{l}$	$RA = 998,49 \text{ N}$
<b>Reação horizontal de apoio A</b>	$HA = \frac{b * F_{t2}}{l} - \frac{a * F_{t3}}{l}$	$HA = 2.743,33 \text{ N}$
<b>Momento fletor vertical</b>	$M_V = RA * t - F_{r2} * c$	$M_V = - 13.389,73 \text{ N}$
<b>Momento fletor horizontal</b>	$M_H = HA * t - F_{t2} * c$	$M_H = - 36.789,54 \text{ N}$
<b>Momento fletor resultante</b>	$M_r = \sqrt{M_V^2 + M_H^2}$	$M_r = 39.150,41 \text{ N.mm}$

<b>Momento ideal</b>	$M_i = \sqrt{M_r^2 + \left(\frac{a}{2} \cdot M_T\right)^2}$	$M_i = 57.748,63 \text{ N.mm}$
<b>Coeficiente de Bach</b>	$\bar{a} = \frac{\sigma_{fadm}}{\tau_{tadm}}$	$\bar{a} = 1,25$
<b>Diâmetro mínimo do eixo</b>	$d \geq 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_i}{\sigma_{fadm}}}$	$d \geq 22,76 \text{ mm}$

Através do dimensionamento comprova-se que conforme aumenta o torque ou a relação de transmissão necessita-se de eixos com diâmetros maiores, também interfere no diâmetro o momento gerado pelas engrenagens, pois quanto mais afastada da reação de apoio maior o diâmetro do eixo para transmitir o movimento sem torcionar o eixo.

#### 4.1.3 Dimensionamento das chavetas

O dimensionamento das chavetas, conforme o quadro 9, segue com o cálculo da tensão de cisalhamento, a qual tende a cisalhar ou romper a chaveta devido ao torque aplicado, e o dimensionamento de pressão média na superfície, que tende a amassar a chaveta. Tendo conhecimento dos valores do material st80 (ABNT1060) que admitem a pressão média de contato ( $\bar{\sigma}_d$ ) de 100 MPa e tensão admissível de cisalhamento ( $\bar{\tau}$ ) de 60 MPa, dimensionou-se o comprimento mínimo das chavetas para que atendam as solicitações.

Quadro 9: Dimensionamento das chavetas.

<b>Tensão admissível ao cisalhamento</b>	<b>Equação</b>	<b>l</b>
Eixo 1	$\tau = \frac{F_t}{b \cdot l}$	$l_c \geq 6,44 \text{ mm}$
Eixo 2		$l_c \geq 14,51 \text{ mm}$
Eixo 3		$l_c \geq 37,97 \text{ mm}$
<b>Pressão de contato</b>	<b>Equação</b>	<b>l</b>
Eixo 1	$\sigma_d = \frac{F_t}{l(h-t_1)}$	$l_e \geq 7,73 \text{ mm}$
Eixo 2		$l_e \geq 17,41 \text{ mm}$
Eixo 3		$l_e \geq 45,57 \text{ mm}$



Através dos valores de tensão de cisalhamento e pressão de contato conclui-se que a pressão de contato apresenta comprimento mínimo da chaveta ligeiramente maior que a tensão de cisalhamento, as chavetas são baseadas na norma DIN6885 de espessura e largura de 6 mm. Constatou-se que para o eixo I é necessária apenas uma chaveta por engrenagem, já para os eixos II e eixo III necessita-se do emprego de duas chavetas por engrenagem para que atendam as solicitações de carga sem sofrer avarias, pois o comprimento mínimo da chaveta é superior a largura da engrenagem.

Para o cálculo da velocidade máxima do veículo foi considerada a rotação máxima recomendada para o motor. Conforme a figura 7, a qual apresenta rotação máxima recomendada para o motor de 4000 rpm, sendo que nesta condição a CVT trabalha na redução mínima de 0,77.

Diante dos valores apresentados pode-se encontrar a rotação no eixo de entrada de 5194 rpm, já no eixo final do sistema, na primeira relação encontra-se 500,9 rpm e na segunda relação a rotação é de 884,5 rpm.

Em posse destes valores calculou-se a velocidade máxima do veículo, que é obtida pela multiplicação do comprimento da circunferência do pneu pela rotação do eixo 3, onde obteve-se a velocidade de 13,1 m/s ou 47,18 Km/h na primeira marcha e 23,14 m/s ou 83,3 km/h na segunda marcha.

As velocidades apresentadas anteriormente são os valores teóricos encontrados, porém estas diferem dos valores reais, visto que nos cálculos foram consideradas condições ideais, como rotação máxima do motor e redução mínima da CVT. Não foram consideradas as perdas por atrito com o solo, resistência aerodinâmica e inclinação da rampa.

O rendimento total disponível no eixo de saída da transmissão é obtido através da multiplicação do rendimento de cada componente do sistema apresentando rendimento final do sistema de 86 %.

A definição do torque final no eixo de saída do sistema obteve-se através da equação 4, para a qual se fez necessária a potência útil e rotação no eixo, onde obteve-se o torque máximo no eixo de saída de 210.665 N.mm para a primeira marcha e 124.936 N.mm para a segunda marcha, nas condições de torque máximo.

## 5. CONCLUSÕES

Ao término deste trabalho, tendo seguido todas as etapas propostas para o dimensionamento do sistema de transmissão para o veículo em estudo pode-se concluir que a transmissão atende as necessidades do veículo. Através do dimensionamento obteve-se uma relação de transmissão com duas marchas para um veículo baja, sendo que a primeira marcha ficou definida com relação  $i_1 = 10,37$ , apresentando velocidades mais baixas que a relação da segunda marcha. A primeira marcha desenvolve torque mais elevado e atinge velocidade máxima de 47,18 Km/h em condições ideais, apresentando torque máximo de 210.665 N.mm para a condição na qual foi realizado o estudo, esta marcha é utilizada para transpor obstáculos e provas de tração. Já a segunda marcha ficou com a relação de transmissão  $i_2 = 6,15$ , possibilitando atingir maiores velocidades, de até 83,3 Km/h em condições ideais, e apresenta torque máximo de 124.936 N.mm no eixo de saída. Esta marcha será empregada onde as condições da prova não exigirem torque tão elevado, sendo proposta para provas de aceleração, velocidade máxima e durante o enduro, em condições normais.

Ao analisar os resultados pode-se afirmar que o sistema dimensionado atingiu os objetivos e que a implementação deste estudo é de fundamental importância, pois contribui para a equipe conquistar melhores resultados e consequentemente alcançar melhores posições nas competições das quais participa.

Pode-se concluir que o trabalho atingiu os objetivos propostos, pois a transmissão projetada possibilita atingir as velocidades propostas no trabalho, podendo ser utilizado por outros pesquisadores, visto que o mesmo foi validado através de cálculos baseados em metodologia específica. Este trabalho possibilita trabalhos futuros onde pode ser utilizado para o dimensionamento dos demais componentes deste sistema de transmissão.

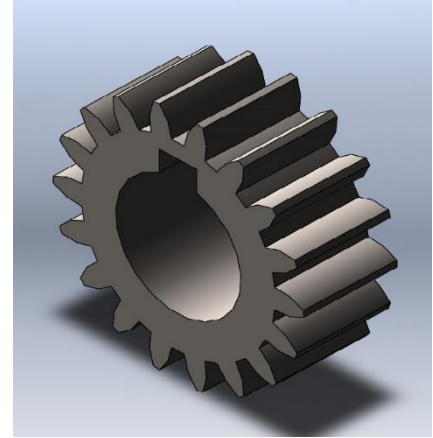
## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANTUNES, I; FREIRE, M. A. C. **Elementos de Máquinas**. São Paulo: Érica, 1997.
- BAJA SAE BRASIL. **Requisitos Gerais do Veículo**. Regulamento Baja SAE Brasil (2012). Disponível em: <[http://www.saebrasil.org.br/eventos/programas\\_estudantis/arquivos/Baja\\_2013\\_RBSB\\_5\\_-\\_Requisitos\\_Gerais\\_do\\_Veiculo\\_-\\_Emenda\\_2.pdf](http://www.saebrasil.org.br/eventos/programas_estudantis/arquivos/Baja_2013_RBSB_5_-_Requisitos_Gerais_do_Veiculo_-_Emenda_2.pdf)>. Acesso em Setembro de 2015.
- BARBOSA, G, S. **Análise de sistema manual de controle de caixa de transmissão veicular – uma abordagem ergonômica**. 2007. Dissertação (Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2007.
- BOSCH, R. **Manual de tecnologia automotiva**. 25 ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.
- BUDYNAS, R. G. **Elementos de Máquinas de Shigley: projeto de engenharia mecânica**. 8 ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.
- DIAS, F, M. **Otimização de bancada de ensaio de CVT** . 2010. Projeto de Graduação. Disponível em: <<http://fga.unb.br/articles/0000/5974/PG2.pdf>> Acesso em Abril de 2015.
- MELCONIAN, S. **Elementos de Máquinas**. 10 ed. São Paulo: Érica 2012.
- MELLO, R. **Análise da sensibilidade do campo acústico veicular à excitação do sistema de transmissão**. 2003. Dissertação (Mestrado em engenharia mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003.
- NIEMANN, G. **Elementos de Máquinas**. 6º reimpressão. São Paulo: Editora Edgard Blücher, 2002.
- NORTON, R, L. **Cinemática e Dinâmica dos Mecanismos**. Porto Alegre: McGraw-Hill, 2010.
- NORTON, R, L. **Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada**. 2.Ed. Porto Alegre: Bookman, 2004.
- PAULA, A. E. **Projeto Mecânico do Sistema de Transmissão de um Veículo Baja**. 2013. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Guaratinguetá, 2013.
- RESHETOV, D, N. **Atlas de Construção de Máquinas**. 2. Ed. Rio de Janeiro: Renovada Livros Culturais, 1979.
- SOUZA, H. E. A. **Projeto de uma caixa de redução fixa para veículo mini baja do IFPB**. 2011. Monografia (Graduação Tecnologia em Automação Industrial). Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia da Paraíba, João Pessoa, 2010.

## APENDICE A – Dimensões das engrenagens.

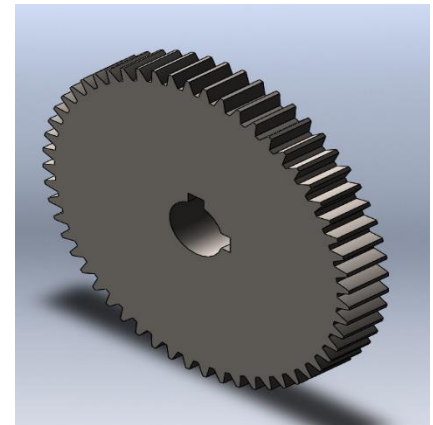
### Pinhão Z1:

Número de dentes ( $z$ ): 18  
 Módulo ( $m$ ): 2 mm  
 Largura mínima ( $b_{\min}$ ): 14,1 mm  
 Diâmetro primitivo ( $d_o$ ): 36 mm  
 Diâmetro externo ( $d_k$ ): 40 mm  
 Diâmetro interno ( $d_f$ ): 33,6 mm  
 Diâmetro de base ( $d_g$ ): 33,82 mm  
 Altura total do dente ( $h_z$ ): 4,4 mm  
 Altura comum do dente ( $h$ ): 4 mm  
 Passo ( $t_o$ ): 6,28 mm  
 Vão entre os dentes no diâmetro primitivo ( $l_o$ ): 3,14 mm  
 Folga da cabeça ( $s_k$ ): 0,4 mm  
 Espessura do dente no primitivo ( $s_o$ ): 3,14 mm  
 Altura da cabeça do dente ( $h_k$ ): 2 mm



### Engrenagem Z2:

Número de dentes ( $z$ ): 56  
 Módulo ( $m$ ): 2 mm  
 Largura mínima ( $b_{\min}$ ): 14,1 mm  
 Diâmetro primitivo ( $d_o$ ): 112 mm  
 Diâmetro externo ( $d_k$ ): 116 mm  
 Diâmetro interno ( $d_f$ ): 109,6 mm  
 Diâmetro de base ( $d_g$ ): 105,24 mm  
 Altura total do dente ( $h_z$ ): 4,4 mm  
 Altura comum do dente ( $h$ ): 4 mm  
 Passo ( $t_o$ ): 6,28 mm  
 Vão entre os dentes no diâmetro primitivo ( $l_o$ ): 3,14 mm  
 Folga da cabeça ( $s_k$ ): 0,4 mm  
 Espessura do dente no primitivo ( $s_o$ ): 3,14 mm  
 Altura da cabeça do dente ( $h_k$ ): 2 mm



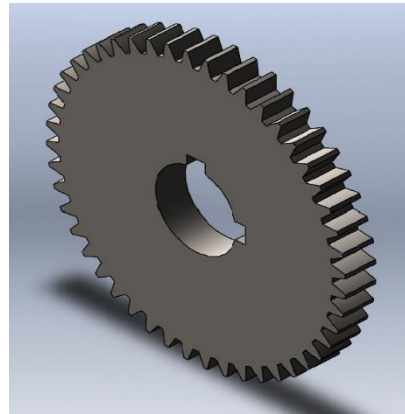
### Pinhão Z3:

Número de dentes ( $z$ ): 26  
 Módulo ( $m$ ): 2 mm  
 Largura mínima ( $b_{\min}$ ): 9,76 mm  
 Diâmetro primitivo ( $d_o$ ): 52 mm  
 Diâmetro externo ( $d_k$ ): 56 mm  
 Diâmetro interno ( $d_f$ ): 49,6 mm  
 Diâmetro de base ( $d_g$ ): 48,86 mm  
 Altura total do dente ( $h_z$ ): 4,4 mm  
 Altura comum do dente ( $h$ ): 4 mm  
 Passo ( $t_o$ ): 6,28 mm  
 Vão entre os dentes no diâmetro primitivo ( $l_o$ ): 3,14 mm  
 Folga da cabeça ( $s_k$ ): 0,4 mm  
 Espessura do dente no primitivo ( $s_o$ ): 3,14 mm  
 Altura da cabeça do dente ( $h_k$ ): 2 mm

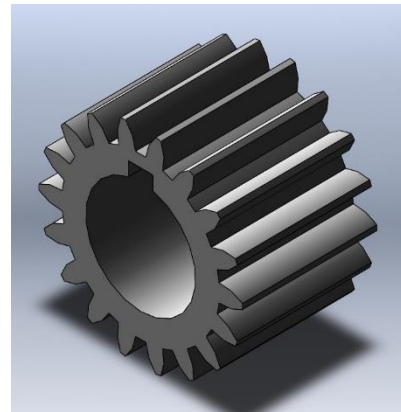


**Engrenagem Z4:**

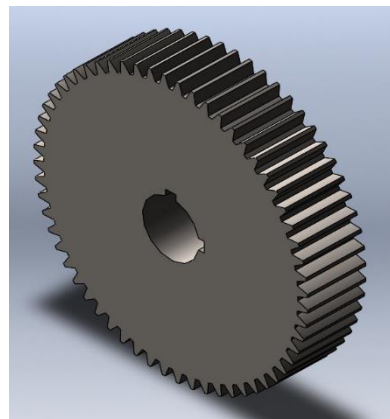
Número de dentes ( $z$ ): 48  
 Módulo ( $m$ ): 2 mm  
 Largura mínima ( $b_{\min}$ ): 9,76 mm  
 Diâmetro primitivo ( $d_o$ ): 96 mm  
 Diâmetro externo ( $d_k$ ): 100 mm  
 Diâmetro interno ( $d_f$ ): 93,6 mm  
 Diâmetro de base ( $d_g$ ): 90,21 mm  
 Altura total do dente ( $h_z$ ): 4,4 mm  
 Altura comum do dente ( $h$ ): 4 mm  
 Passo ( $t_o$ ): 6,28 mm  
 Vão entre os dentes no diâmetro primitivo ( $l_o$ ): 3,14  
 Folga da cabeça ( $s_k$ ): 0,4 mm  
 Espessura do dente no primitivo ( $s_o$ ): 3,14 mm  
 Altura da cabeça do dente ( $h_k$ ): 2 mm

**Pinhão Z5:**

Número de dentes ( $z$ ): 18  
 Módulo ( $m$ ): 2,5 mm  
 Largura mínima ( $b_{\min}$ ): 26,5 mm  
 Diâmetro primitivo ( $d_o$ ): 45 mm  
 Diâmetro externo ( $d_k$ ): 50 mm  
 Diâmetro interno ( $d_f$ ): 42 mm  
 Diâmetro de base ( $d_g$ ): 42,28 mm  
 Altura total do dente ( $h_z$ ): 5,5 mm  
 Altura comum do dente ( $h$ ): 5 mm  
 Passo ( $t_o$ ): 7,85 mm  
 Vão entre os dentes no diâmetro primitivo ( $l_o$ ): 3,92mm  
 Folga da cabeça ( $s_k$ ): 0,5 mm  
 Espessura do dente no primitivo ( $s_o$ ): 3,92 mm  
 Altura da cabeça do dente ( $h_k$ ): 2,5 mm

**Engrenagem Z6:**

Número de dentes ( $z$ ): 60  
 Módulo ( $m$ ): 2,5 mm  
 Largura mínima ( $b_{\min}$ ): 26,5 mm  
 Diâmetro primitivo ( $d_o$ ): 150 mm  
 Diâmetro externo ( $d_k$ ): 155 mm  
 Diâmetro interno ( $d_f$ ): 147 mm  
 Diâmetro de base ( $d_g$ ): 140,95 mm  
 Altura total do dente ( $h_z$ ): 5,5 mm  
 Altura comum do dente ( $h$ ): 5 mm  
 Passo ( $t_o$ ): 7,85 mm  
 Vão entre os dentes no diâmetro primitivo ( $l_o$ ): 3,92mm  
 Folga da cabeça ( $s_k$ ): 0,5 mm  
 Espessura do dente no primitivo ( $s_o$ ): 3,92 mm  
 Altura da cabeça do dente ( $h_k$ ): 2,5 mm



## ANEXO A – Fator de forma q

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

Fonte: Melconian, 2012, p. 102.

**ANEXO B – Tabela de fatores de serviço – AGMA ( $\phi$ )**

Aplicações	Serviços	
	10h	24h
<b>BOMBAS</b>		
Centrífugas	1,00	1,25
Dupla ação multicilíndrica	1,25	1,50
Recíprocas de descargas livres	1,25	1,50
Rotativas de engrenagens ou	1,00	1,25
<b>BRITADORES</b>		
Pedra e minérios	1,75	1,00
<b>CERVEJARIAS E</b>		
Cozinhadores – serviço	1,00	1,25
Tachos de fermentação –	1,00	1,25
Misturadores	1,00	1,25
<b>CLARIFICADORES</b>	1,00	1,25
<b>CLASSIFICADORES</b>	1,00	1,25
<b>DRAGAS</b>		
Guinchos, transportadores e	1,25	1,50
Cabeçotes rotativos e peneiras	1,75	2,00
<b>EIXO DE TRANSMISSÃO</b>		
Cargas uniformes	1,00	1,25
Cargas pesadas	1,25	1,50
<b>ELEVADORES</b>		
Caçambas – carga uniforme	1,00	1,25
Caçambas – carga pesada	1,25	1,50
Elevadores de carga	1,25	1,50
<b>EMBOBINADEIRAS</b>		
Metais	1,25	1,50
Papel	1,00	1,25
Têxtil	1,25	1,50
<b>ENLATADORES E</b>	1,00	1,25
<b>ESCADAS ROLANTES</b>	1,00	1,25
<b>FÁBRICA DE CIMENTO</b>		
Britadores de mandíbulas	1,75	2,00
Fornos rotativos	1,75	1,50
Moinhos de bolas e rolos	1,75	1,50
<b>FÁBRICAS DE PAPEL</b>		
Agitadores (Misturadores)	1,25	1,50
Alvejadores	1,00	1,25
Batedores e despulpadores	1,25	1,50
Calandras	1,25	1,80
Hipercalandras	1,75	3,00
Cilíndros	1,25	1,50

**Fonte:** Melconian, 2012, p 104.

**ANEXO C - Tensão admissível ( $\sigma$ )**

<b>MATERIAL</b>	<b>MP<sub>a</sub> (N/mm<sup>2</sup>)</b>
FoFo cinzento	40
FoFo nodular	80
Aço fundido	90
SAE 1010/1020	90
SAE 1040/1050	120
SAE 4320/4340	170
SAE 8620/8640	200
St5011 ABNT1035	50

**Fonte:** Adaptado de Melconian, 2012.