

**FUNDAÇÃO OSWALDO ARANHA
CENTRO UNIVERSTÁRIO DE VOLTA REDONDA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**BIANCA MATEUS RAMOS
DAVID MARCELO DELGADO DOS SANTOS
FERNANDO MESQUITA NUNES
VITOR FERREIRA BOTELHO**

**DIMENSIONAMENTO DE UMA CAIXA DE REDUÇÃO PARA O
SISTEMA DE TRANSMISSÃO DE UM VEÍCULO BAJA**

Volta Redonda-RJ
2018

**FUNDAÇÃO OSWALDO ARANHA
CENTRO UNIVERSITÁRIO DE VOLTA REDONDA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**DIMENSIONAMENTO DE UMA CAIXA DE REDUÇÃO PARA O
SISTEMA DE TRANSMISSÃO DE UM VEÍCULO BAJA**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao Curso de Engenharia
Mecânica do Centro Universitário de Volta
Redonda - UniFOA, como requisito parcial
para obtenção de título de Bacharel em
Engenharia Mecânica

Alunos: Bianca Mateus Ramos
David Marcelo Delgado dos
Santos

Fernando Mesquita Nunes

Vitor Ferreira Botelho

Orientador: Prof. Alexandre Alvarenga
Palmeira

FOLHA DE APROVAÇÃO

BIANCA MATEUS RAMOS
DAVID MARCELO DELGADO DOS SANTOS
FERNANDO MESQUITA NUNES
VITOR FERREIRA BOTELHO

DIMENSIONAMENTO DE UMA CAIXA DE REDUÇÃO PARA O SISTEMA DE TRANSMISSÃO DE UM VEÍCULO BAJA

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao Curso de Engenharia
Mecânica do Centro Universitário de Volta
redonda - UniFOA, como requisito parcial
para obtenção de Certificado de conclusão
do Curso de Graduação.

Orientador: Prof. Alexandre Alvarenga
Palmeira

Volta Redonda, ____ de _____ de _____.

BANCA EXAMINADORA

Professor Doutor Alexandre Alvarenga Palmeira

Professor Doutor Alexandre Fernandes Habibe

Professor Especialista Antônio de Pádua Sobreira Leal

EPÍGRAFE

“A melhor maneira encontrada pelo homem para se aperfeiçoar é aproximando-se de Deus” (Pitágoras);

AGRADECIMENTO

Gostaríamos de agradecer primeiramente a Deus o maior de todos os mestres, que tornou tudo isso possível, que ao decorrer de nossas vidas nos guiou para o caminho correto, nos amparou nos momentos de dificuldades e nos abençoou com grandes vitórias.

A esta universidade, ao seu corpo docente, direção e administração pela ética, respeito e profissionalismo que tiveram conosco ao longo desses anos.

Agradecemos aos professores que durante todo o curso nos orientaram e se dedicaram na missão de nos proporcionar conhecimento. Obrigado mestres por compartilharem conosco suas experiências e histórias de vida.

Aos nossos pais, que nos apoiaram incondicionalmente, nos deram forças nos momentos de dificuldades e torceram pela nossa vitória.

A todos que de alguma forma contribuíram com a nossa formação, o nosso muito obrigado.

RESUMO

Este trabalho acadêmico tem como finalidade realizar o dimensionamento dos elementos de máquinas compostos em uma caixa de redução direcionado para um sistema de transmissão para um veículo do modelo Baja SAE.

Através deste dimensionamento, analisar os valores nas faixas de velocidades e torque com auxílio dos cálculos de relação de transmissão baseado nos parâmetros definidos para o sistema de transmissão.

A caixa de redução dimensionada trabalha associada com um sistema de transmissão continuamente variável e um motor assegurando as variações de torque e rotações necessárias para o veículo.

Desta forma, é possível concluir que os resultados obtidos através dos valores nas análises gráficas apontam que o sistema de transmissão dimensionado possibilita atingir resultados teóricos satisfatórios para a elaboração de um veículo nas competições BAJA SAE.

ABSTRACT

This academic work has the purpose to carry out the dimensioning of the machine elements in a reduction box directed to a transmission system for a vehicle of the Baja SAE model.

Through this dimensioning, analyzed the values in the speeds and torque ranges with support of transmission ratio calculations based on the parameters defined for the transmission system.

The reduction box dimensioned works associated with a transmission system and a motor ensuring the torque and rotation variations required for the vehicle.

In this way, it is possible to conclude that the results obtained through the values in the graphical analyzes show that the dimensioned transmission system allows to reach satisfactory theoretical results for the elaboration of a vehicle in the competitions BAJA SAE.

Key-words: Transmission System; Baja SAE; Dimensioning.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Modelo veículo crosskart - Baja (1). Fonte:	12
Figura 2 - Modelo veículo crosskart - Baja (2). Fonte:	12
Figura 3 - Local da solicitação máxima do dente da engrenagem. Fonte: Melconian, 2012	23
Figura 4 - Características geométricas de engrenagem. Fonte: Melconian, 2012.....	24
Figura 5 - Gráfico de torque em relação a rotação.Fonte: Briggs & Stratton, 2011.....	36
Figura 6 - Gráfico de potência em relação a rotação. Fonte:Briggs e Stratton, 2011.....	36
Figura 7 - Ilustração do conjunto de engrenagens dimensionado para a caixa de redução. Fonte: Elaborada pelo autor	41
Figura 8 - Esquema cinemático do conjunto de engrenagens. Fonte: elaborada pelo autor.....	45
Figura 9 - Gráfico referente a relação entre rotação do motor e velocidade do veículo. Fonte: Elaborada pelo autor.....	48
Figura 10 - Gráfico referente a relação de transmissão da CVT e a rotação do motor. Fonte: Elaborada pelo autor.....	49
Figura 11 - Gráfico referente ao torque no eixo de saída em relação a rotação do motor. Fonte: Elaborada pelo autor	50

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Valores normais de rendimento para cada tipo de transmissão	17
Tabela 2 - Eficiência de caixas de câmbio	18
Tabela 3 - Valores de relação de transmissão da CVT.....	37
Tabela 4 - Valores das relações de transmissão para os critérios definidos.....	38
Tabela 5 - Valores das relações de transmissão para caixa eixo da caixa de redução.....	39
Tabela 6 - Valores do número de dentes das engrenagens e a relação de transmissão.	41
Tabela 7 - Dimensionamento da Potência, Rotação e Torque.	42
Tabela 8 - Dimensionamento dos esforços na engrenagem z_3	43
Tabela 9 - Dimensionamento das engrenagens z_1 , z_2 , z_3 e z_4	44
Tabela 10 - Dimensionamento do eixo 3 da caixa de redução.	46
Tabela 11 - Dimensionamento das chavetas	47
Tabela 12 - Valores de eficiência no sistema de transmissão	50

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AGMA	American Gear Manufacturers Association (Associação dos Fabricantes de Engrenagem dos Estados Unidos)
CVT	Continuously Variable Transmission (Transmissão Continuamente Variável)
DIN	Deutsches Institut für Normung (Instituto de Normalização Alemã)
HP	Horse Power (Cavalo-vapor)
HRC	Hardness Rockwell (Dureza Rockwell)
mm	Milímetro
mm ³	Milímetro Cúbico
MPa	Mega Pascal
N	Newton
Nm	Newton-metro
Nmm	Newton-milímetro
rpm	Rotações Por Minuto
SAE	Society of Automotive Engineers (Sociedade de Engenheiros Automotivos)
W	Watts

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	11
1.1. Contexto	11
1.2. Objetivo	11
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	13
2.1. Sistema de transmissão	13
2.1.1. Transmissão manual	13
2.1.2. Transmissão continuamente variável	13
2.1.3. Transmissão por engrenagens	14
2.1.4. Transmissão por correntes	14
2.2. Fatores Para o Dimensionamento de um Sistema de Transmissão.	15
2.2.1. Relação de transmissão	15
2.2.2. Torque	15
2.3. Desempenho de um Sistema de Transmissão	16
2.4. Rendimento das Transmissões	16
2.5. Definição dos Motores de Combustão Interna	18
2.5.1. Classificação e aplicação dos motores de combustão.	19
2.6. Elementos de Máquinas	19
2.6.1. Engrenagens	19
2.6.2. Eixos de transmissão.	28
2.6.3. Chavetas	33
3. METODOLOGIA	35
3.1. Métodos e Técnicas Utilizadas	35
3.2. Definição dos Principais Parâmetros	35
3.3. Coleta de Dados	35
3.4. Relação de transmissão	37
4. MEMÓRIA DE CÁLCULO E DIMENSIONAMENTO	40
4.1. Dimensionamento das Engrenagens	40
4.2. Dimensionamento dos Eixos de Transmissão.	44
4.3. Dimensionamento das Chavetas do Sistema de Transmissão.	46
5. ANÁLISE DOS RESULTADOS	48
6. CONCLUSÃO	51
Referências Bibliográficas.	52
ANEXO A – Fator de forma (Q)	53

ANEXO B – Tabela de fatores de serviço - AGMA (ϕ)	54
ANEXO C - Tensão admissível de flexão (σ)	55
ANEXO D – Desenho das engrenagens z2 e z4	56
ANEXO E – Desenho das engrenagens z1 e z3	57
ANEXO F – Características mecânicas dos aços	58

1. INTRODUÇÃO

1.1. Contexto

O trabalho apresentado originou da necessidade de se obter um sistema de transmissão para um veículo do modelo baja, através do dimensionamento de uma caixa de redução, com a finalidade de conseguir resultados teóricos significativos do motor nas faixas de rotações determinadas.

Os sistemas de transmissão estão aplicados nos mais diversos setores, sendo estes automobilísticos, aéreos, equipamentos rotativos e outros mecanismos, desta forma, compostos por engrenagens, correias, correntes e outros componentes, todos com o objetivo de transmitir torque e velocidade.

O sistema de transmissão é destinado para transmitir a energia e rotação gerada pelo motor para as rodas do veículo.

O Projeto Baja SAE (Sociedade de Engenheiros Automotivos) é um desafio acadêmico direcionado aos alunos de engenharia com a finalidade de desenvolver um veículo baja para que o mesmo represente a sua entidade acadêmica em competições realizadas pela SAE. Este veículo deve ser construído pelos acadêmicos e devem ser considerados alguns principais parâmetros como: ser de baixo custo, um veículo seguro e confiável, de fácil manutenção e principalmente apresentar bom desempenho quando utilizado durante as provas aplicadas na competição.

1.2. Objetivo

Como objetivo geral desse trabalho é destacado a realização do dimensionamento dos elementos de máquinas compostos para uma caixa de redução (engrenagens, eixos e chavetas) para um sistema de transmissão de veículo do modelo baja SAE para atender os seguintes parâmetros abaixo:

- Atingir a faixa de velocidades máximas entre 40 à 50km/h dentro da faixa de rotação onde se obtêm valor máximo de torque do motor. (condições para atender as situações nas competições que exigem velocidades médias com valores altos de torque).
- Atingir velocidades máximas na faixa 70 à 80km/h dentro da faixa de relação de transmissão mínima disponível pela CVT. (Condições para superar as velocidades máximas obtidas pelas equipes vencedoras nas competições de baja).

- Analisar a desempenho de velocidade e torque obtido quando aplicada a rotação máxima do motor dentro da faixa de relação de transmissão mínima da CVT.

Com isso, com o foco direcionado para atender os principais parâmetros definidos, o trabalho apresentado realiza por etapas o dimensionamento dos principais elementos para viabilizar o sistema de transmissão necessário para o veículo determinado.



Figura 1 - Modelo veículo crosskart - Baja (1). Fonte:



Figura 2 - Modelo veículo crosskart - Baja (2). Fonte:

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Sistema de Transmissão

O sistema de transmissão tem como responsabilidade realizar a transmissão de força, rotação e torque de um motor para um outro equipamento, e todo esse processo é proporcionado devido a diversos componentes mecânicos, cada um com sua função adversa, suficiente para que todo o sistema trabalhe de forma harmônica.

Os componentes responsáveis para realizar o processo de transmissão realizam a conversão do torque em rotação, desta forma, proporcionando que o veículo tenha capacidade de trabalhar em diversas faixas de rotações e assim viabilizando atingir diferentes valores de velocidades.

O sistema de transmissão tem a função de realizar a conexão entre o motor e as rodas do veículo através de elementos de máquinas, como engrenagens, polias e correntes, que são responsáveis para disponibilizar a força e rotação necessária para atender o desempenho requerido pelo motorista.

A relação de transmissão de um sistema tem como suas definições a relação dos diâmetros de dois elementos conectados a uma força motora e a outra a um eixo movido, no qual se encontram as rodas de um veículo.

Quanto maior for o valor de relação de transmissão, maior será o fator de multiplicação da rotação do motor para as rodas, em contrapartida, quanto menor for o valor de relação de transmissão, maior será o fator de redução da rotação do motor para as rodas.

2.1.1. Transmissão manual

O sistema de transmissão manual, de sua forma em geral, é constituído por uma haste com a função de alavanca localizada próximo ao motorista com a capacidade de realizar as trocas de marchas necessárias, de acordo, com evolução e necessidade de velocidade para o desempenho do veículo.

Os principais requisitos de uma caixa de câmbio de transmissão são garantir a quantidade de rotações necessárias, garantir o rendimento do sistema de transmissão, proporcionar facilidade de manutenção, montagem e regulagem do sistema.

2.1.2. Transmissão continuamente variável

O sistema de transmissão continuamente variável (CVT) é constituída por duas polias com sistema de regulagem e uma correia para realizar a transmissão do movimento existente.

O sistema de transmissão continuamente variável (CVT) proporciona diversas vantagens em comparação ao sistema de transmissão manual, como exemplo: um sistema de engrenamento da transmissão constante; redução do consumo de combustível devido ao motor operacionalizar em uma rotação constante, da qual, o valor de rotação constante represente o parâmetro que apresente o valor de maior torque ou menor consumo de combustível.

2.1.3. Transmissão por engrenagens

O sistema de transmissão de engrenagens é baseado em um equipamento compostos por no mínimo duas engrenagens com o objetivo de realizar trocas de torque e velocidades em relação a rotação.

Um dos principais exemplos de um sistema de transmissão de engrenagens é uma caixa de redução ou trem de engrenagens que são um conjunto de diversas engrenagens entre si sendo uma dependente da outra para realização de movimento.

O sistema de engrenagens geralmente aplicados em veículos são as engrenagens do tipo cilíndricas de dentes retos ou as engrenagens do tipo helicoidais montadas com os eixos paralelos em caixas de câmbio manual ou automáticas.

De certo modo, existem diversos modelos de engrenagens que são empregadas atualmente nos mais variados setores da indústria, cada tipo e modelo de acordo com sua aplicabilidade ou necessidade do equipamento.

2.1.4. Transmissão por correntes

O sistema de transmissão por correntes é um sistema geralmente aplicado para realizar transmissões de movimentos com distâncias médias entre eixos paralelos.

O sistema de transmissão por correntes em comparação com o sistema de transmissão por correia, a transmissão por corrente possui medidas de diâmetros menores nas rodas dentadas e assegura uma relação de transmissão constante, uma vez que este sistema funcione sem variação.

Um dos principais exemplos de aplicação de um sistema de transmissão por correntes é de uma bicicleta.

A relação de transmissão de um sistema de transmissão por correntes é de até 6 vezes a rotação empregada e possui um rendimento de potência na faixa de 97 a 98%.

2.2. Fatores Para o Dimensionamento de um Sistema de Transmissão.

Os fatores primordiais para realização do dimensionamento de um sistema de transmissão são a relação de transmissão e o valor de torque.

Esses parâmetros são utilizados com base para a realização de comparações e avaliação de diversos tipos de transmissões diferentes com o propósito de se obter o melhor custo benefício e atenda aos requisitos necessários para utilização.

2.2.1. Relação de transmissão

A determinação de uma relação de transmissão de um sistema de transmissão é essencial identificar se o sistema desejado é com o objetivo de redução ou ampliação.

O sistema de transmissão denominado para ampliação é quando determinamos a transmissão do movimento de rotação da engrenagem maior para a engrenagem menor, desta forma, resultando em um aumento de rotação na saída do sistema.

Entretanto, o sistema de transmissão denominado para redução é quando determinamos a transmissão do movimento de rotação da engrenagem menor para a engrenagem maior, com isso, resultando em uma redução de rotação na saída do sistema.

Há alguns pontos em que a relação de transmissão total é considerado dependente como: a rotação do motor; a potência específica do veículo; e da finalidade de uso do veículo.

2.2.2. Torque

Para que um determinado veículo saia do seu estado de repouso e que também possa transpor terrenos e estrada com grandes inclinações é exigida uma quantidade de torque necessário.

O torque é uma força de torção ou de giro que é aplicada em um determinado eixo de rotação.

O uso combinado de um sistema de transmissão de engrenagens acoplado a uma fonte geradora de potência possibilita a obtenção de diversas faixas de variações de rotações e velocidades e, de acordo com a variação de rotação é obtido os valores de torque do sistema.

Deste modo, o torque gerado pelo motor, que é a fonte geradora de potência, é transferido e multiplicado de acordo com a relação de transmissão do sistema para o eixo de saída do veículo onde se encontra as rodas e desta forma gerando força de tração necessária para as diversas situações apresentadas.

2.3. Desempenho de um Sistema de Transmissão

Para definir o desempenho de um sistema de transmissão de um veículo é avaliado a sua velocidade máxima e sua capacidade de aceleração. Entretanto, outra forma de avaliar o desempenho da transmissão é comparando a tração disponível do veículo com a tração necessária para transpor os obstáculos enfrentados.

Para alcançar o máximo de desempenho de um sistema de transmissão na qual está sendo projetado, deve-se considerar a obtenção de preciso dimensionamento dos seus elementos de transmissão, tais como: engrenagens, rodas dentadas, correntes, polias correias, etc.

O sistema de transmissão de um veículo deve ser dimensionado para diferentes condições de aplicação e operação de forma que assim possa proporcionar a conversão de diversos valores de torque ou velocidade quando necessário.

2.4. Rendimento das Transmissões

A perda de potência em qual seja o sistema de transmissão é inevitável e, geralmente, são originadas pelo desgaste ocasionado por atrito entre as superfícies dos elementos de máquinas compostos no sistema de transmissão e também pelo escorregamento entre a correia e as polias devido ao desgaste dos canais da polia ocasionado pelo atrito exercido em sua superfície com a rotação da correia.

As informações apresentadas na Tabela 1 demonstram os valores de eficiência (η) para os principais componentes de transmissão.

Tabela 1 - Valores normais de rendimento para cada tipo de transmissão

Tipo	η
Correias planas	0,96-0,97
Correias em V	0,97-0,98
Correntes silenciosas	0,97-0,99
Correntes Renold	0,95-0,97
Rodas de atrito	0,95-0,98
Engrenagens fundidas	0,92-0,93
Engrenagens usinadas	0,96-0,98
Rosca sem fim 1 entrada	0,45-0,60
Rosca sem fim 2 entrada	0,70-0,80
Rosca sem fim 3 entrada	0,85-0,80
Mancais – Rolamento	0,98-0,99
Mancais - Deslizamento	0,96-0,98

Fonte: Melconian, 2009. Adaptado pelo Autor.

Deste modo, a potência útil pode ser obtida em um eixo através da equação 1, multiplicando a potência fornecida pelo motor e o valor de eficiência de todos os componentes envolvidos.

$$P_u = P_e * \eta_t$$

(eq.1)

Sendo:

P_u = potência útil [W]

P_e = potência de entrada [W]

η_t = rendimento total

Para dimensionar o rendimento total do sistema é necessário considerar o rendimento de todos os elementos de transmissão que estão em atrito no sistema e multiplicar todos os valores de rendimento resultando no rendimento total conforme a equação 2.

$$\eta_t = \eta_{cvt} * \eta_e * \eta_m$$

(eq.2)

Sendo:

η_t = rendimento total

η_{cvt} = rendimento da transmissão CVT

η_e = rendimento da engrenagem

η_m = rendimento mancal (par)

A potência de entrada da transmissão subtraído pela quantidade de energia dissipada, sob forma de calor e ruído, resulta na potência útil geradora de trabalho de acordo com a equação 3.

$$P_u (HP) = P_e - P_d$$

(eq.3)

Sendo:

P_u = potência útil [HP]

P_e = potência de entrada [HP]

P_d = potência dissipada [HP]

A eficiência de um sistema de transmissão está na faixa de variação entre 92 e 97% para automóveis de passeio e de 80 a 97% para veículos comerciais e de outras aplicações.

As informações apresentadas na tabela 2 demonstram os valores percentuais de eficiências para os diversos tipos de caixas de câmbio.

Tabela 2 - Eficiência de caixas de câmbio

Tipo de caixa de câmbio		η em %
Par de engrenagens	Dentes retos	99–99,8
	Dentes cônicos	90–93
Transmissão mecânica com lubrificação por salpico	Carro de passageiro	92–97
	Veículo comercial	90–97
Transmissão automática convencional, com relações de transmissão diferentes, com conversor de torque e travamento de embreagem.		90–95
Transmissão mecânica continuamente variável	Aplicação de força não controlada pela potência requerida	70–80
	Aplicação de força controlada pela potência requerida	80–86

Fonte: Dias, 2011.

2.5. Definição dos Motores de Combustão Interna

Os motores de combustão interna têm como proposta a geração de potência através da combustão ocasionada pela queima do combustível contido no motor.

A mistura ar-combustível é o principal parâmetro para originar o processo de combustão no motor.

O trabalho gerado devido a energia originada do processo de combustão é transferido a um sistema de transmissão para que possa ser utilizado para a geração de movimento em um determinado equipamento para atender as necessidades estabelecidas.

2.5.1. Classificação e aplicação dos motores de combustão.

Há diversos tipos de motores de combustão interna e é possível classifica-los por diversos fatores como:

- aplicação: automotiva, aeronáutica, ferroviária, marinha, geração de energia.
- projeto básico do motor: alternativo e rotativo.
- ciclos de trabalho: motores a quatro tempos e a dois tempos.
- projeto e local das válvulas: *overhead*, *underhead* e válvulas rotativas.
- combustível: gasolina, óleo diesel, gás natural e etanol, etc.
- método de preparação da mistura: carburador e injeção eletrônica.
- método de ignição: centelha por vela ou ignição por compressão.
- método de resfriamento: resfriamento por água, resfriamento por ar e sem resfriamento.

2.6. Elementos de Máquinas

Os elementos de máquinas são mecanismos e peças mecânicas que de uma forma em geral fazem parte de um determinado equipamento.

Os elementos de máquinas são classificados por diversos tipos, formas e funções diferentes dependendo de qual for a sua empregabilidade.

Dentre os mais variados elementos de máquinas existentes pode-se referir aos elementos de apoio (mancais, guias, etc.), elementos de fixação (parafusos, porcas, chavetas, etc.), elementos de transmissão (engrenagens, correias, correntes, etc.) e outros tipos de elementos.

2.6.1. Engrenagens

Um conjunto de engrenagens é responsável pela transmissão de torque e velocidade através da potência gerada por uma fonte motora, sendo que uma das principais aplicações é a redução de velocidades para obtenção de torque.

A relação de velocidades de um conjunto de engrenagens é mensurada mediante ao número de dentes das engrenagens acopladas.

A relação de transmissão (i) de um conjunto de engrenagens pode ser calculada através da equação 4.

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{o2}}{d_{o1}} = \frac{n_1}{n_2}$$

(eq.4)

Sendo:

i = relação de engrenamento

Z = número de dentes

d_o = diâmetro primitivo [mm]

n = rotação [rpm]

O esforço de torque em um componente é obtido de acordo com a equação 5 tendo sob conhecimento os valores de potência útil de entrada do eixo e a rotação do eixo.

$$M_T = \frac{30000 \cdot P_u}{\pi \cdot n}$$

(eq.5)

Sendo:

MT = momento torçor ou torque [N.m]

P_u = potência no eixo [W]

n = rotação [rpm]

Para mensurarmos a rotação em cada engrenagem no sistema de transmissão é necessário utilizar a equação 6.

$$n_{z_2} = \frac{n_{z_1} \cdot z_1}{z_2}$$

(eq.6)

Sendo:

n_{z2} = rotação da engrenagem [rpm]

n_{z1} = rotação do pinhão [rpm]

$z1$ = número de dentes do pinhão

$z2$ = número de dentes da engrenagem

Aplicando a equação 7 obtemos o fator de durabilidade da engrenagem, no qual é estimado o valor mínimo de horas que a engrenagem aguenta em uma determinada rotação sem demonstrar falhas.

$$W = \frac{60 \cdot n_p \cdot h}{10^6}$$

(eq.7)

Sendo:

W = fator de durabilidade [adimensional]

n_p = rotação da engrenagem [rpm]

h = duração estimado [horas]

A equação 8 apresenta como dimensionar a pressão admissível que é responsável por avaliar o desgaste acentuado em uma engrenagem

$$p_{adm} = \frac{0,487 \cdot HB}{W^{1/6}}$$

(eq.8)

Sendo:

p_{adm} = pressão admissível [MPa]

HB = dureza brinell [HRC]

W = fator de durabilidade [adimensional]

Através da equação 9 obtemos o volume mínimo do pinhão, isto para engrenagens que possuam ângulo de pressão $\alpha = 20^\circ$ e o número de dentes entre 18 e 40 dentes.

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

(eq.9)

Sendo:

$b_1 d_{01}$ = volume mínimo do pinhão [mm³]

MT = torque [Nmm]

p_{adm2} = pressão admissível [MPa]

i = relação de transmissão entre o pinhão e a engrenagem

φ = fator de serviço

A equação 10 é utilizada para determinarmos o diâmetro mínimo da engrenagem.

$$d_{01} = \sqrt[3]{\frac{b_1 d_{01}^2}{0,25}}$$

(eq.10)

Sendo:

d_{01} = diâmetro mínimo encontrado [mm]

$b_1 d_{01}$ = volume mínimo do pinhão [mm³]

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

Deste modo, com a equação 11 obtemos o módulo normalizado da engrenagem.

$$m_n = \frac{d_{01}}{z_1}$$

(eq.11)

Sendo:

m_n = módulo normalizado

d_{01} = diâmetro mínimo do pinhão [mm]

z_1 = número de dentes do pinhão

Posterior a determinação do módulo normalizado, com o uso da equação 12 conseguimos mensurar a largura mínima de uma engrenagem conforme o critério de resistência ao desgaste.

$$b_{d_1} = \frac{b_1 d_{01}^2}{d_{01}^2}$$

(eq.12)

Sendo:

b_{d1} = largura mínima do pinhão para resistência ao desgaste [mm]

$b1d_{01}$ = volume mínimo do pinhão [mm³]

d_{01} = diâmetro mínimo do pinhão ao quadrado [mm]

Entretanto, é necessário também avaliar a resistência a flexão no pé do dente para verificar o valor de largura mínima de uma engrenagem diante dos esforços de transmissão de acordo com a equação 13.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F_t \cdot q \cdot \varphi}{b \cdot m_n} \leq \sigma_{material}$$

(eq.13)

Sendo:

$\sigma_{material}$ = tensão admissível no material [MPa]

$\sigma_{m\acute{a}x}$ = tensão máxima atuante [MPa]

F_t = força tangencial [N]

q = fator de forma

φ = fator de serviço

b = largura do pinhão [mm]

m_n = módulo normalizado

A figura 3 demonstra a força tangencial sendo aplicada na engrenagem com a finalidade de romper o pé do dente da engrenagem.

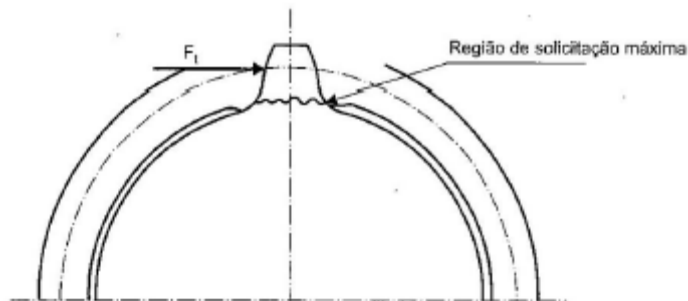


Figura 3 - Local da solicitação máxima do dente da engrenagem. Fonte: Melconian, 2012

A equação 14 determina qual o valor da força tangencial exercida em uma engrenagem.

$$F_t = \frac{M_T}{r}$$

(eq.14)

Sendo:

F_t = força tangencial [N]

M_T = momento torçor ou torque [Nm]

r = raio [m]

A figura 4 apresenta os principais parâmetros que são necessários para realizar o dimensionamento de uma engrenagem.

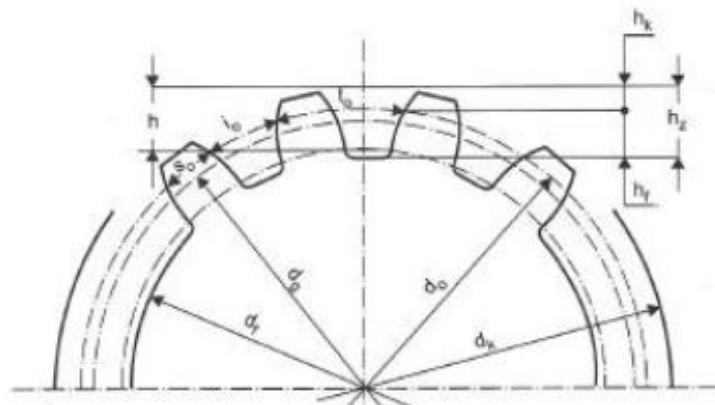


Figura 4 - Características geométricas de engrenagem. Fonte: Melconian, 2012

Sendo:

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]

df = diâmetro interno ou diâmetro do pé do dente [mm]

dk = diâmetro externo ou diâmetro de cabeça do dente [mm]

A equação 15 é utilizada para obter-se o valor do passo de uma engrenagem.

$$t_o = m * \pi$$

(eq.15)

Sendo:

t_o = passo das engrenagens [mm]

m = módulo [mm]

O vão entre os dentes de uma engrenagem pode ser mensurado através da equação 16.

$$l_o = \frac{t_o}{2}$$

(eq.16)

Sendo:

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

t_o = passo [mm]

A equação 17 pode ser calculada para conseguir o valor da altura da cabeça do dente de uma engrenagem.

$$h_k = m$$

(eq.17)

Sendo:

h_k = altura da cabeça do dente [mm]

m = módulo [mm]

A equação 18 pode-se calcular a altura do pé do dente de uma engrenagem.

$$h_f = 1,2 * m_n$$

(eq.18)

Sendo:

hf = altura do pé do dente [mm]

mn = módulo normalizado [mm]

A altura do dente de uma engrenagem obtém-se a partir da equação 19.

$$h = 2 * m_n$$

(eq.19)

Sendo:

h = altura do dente [mm]

mn = módulo normalizado [mm]

A equação 20 possibilita obter-se o valor de altura total do dente de engrenagem.

$$h_z = 2,2 * m_n$$

(eq.20)

Sendo:

hz = altura total do dente [mm]

mn = módulo normalizado [mm]

O valor da espessura do dente de uma engrenagem pode ser calculado através da equação 21.

$$S_o = \frac{t_o}{2}$$

(eq.21)

Sendo:

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

t_o = passo [mm]

A equação 22 possibilita conseguir o valor da folga de cabeça de uma engrenagem.

$$S_k = 0,2 * m_n$$

(eq.22)

Sendo:

Sk = folga da cabeça do dente [mm]

mn = módulo normalizado [mm]

O diâmetro primitivo de uma engrenagem é determinado com o uso da equação 23.

$$d_o = m_n * z$$

(eq.23)

Sendo:

d_o = diâmetro primitivo [mm]

mn = módulo de engrenamento [mm]

z = número de dentes da engrenagem.

O diâmetro base de uma engrenagem é determinado aplicando a equação 24.

$$d_g = d_o * \cos\alpha$$

(eq.24)

Sendo:

d_g = diâmetro de base [mm]

d_o = diâmetro primitivo [mm]

α = ângulo de pressão

Os valores de ângulos de pressão padronizados que são mais aplicados são de 14,5°, 20° e 25°, sendo que o valor de 20° é o mais utilizado para dimensionamento de engrenagens.

O diâmetro interno de uma engrenagem é determinado de acordo com a equação 25.

$$d_f = d_o - 2 * h_f$$

(eq.25)

Sendo:

d_f = diâmetro interno [mm]

d_o = diâmetro primitivo [mm]

h_f = altura do pé do dente [mm]

O diâmetro externo de uma engrenagem é expresso na equação 26.

$$d_k = d_o + 2 * h_k$$

(eq.26)

Sendo:

d_k = diâmetro de cabeça ou diâmetro externo [mm]

h_k = módulo de engrenamento [mm]

d_o = diâmetro primitivo [mm]

2.6.2. Eixos de transmissão.

Os eixos são elementos mecânicos com o propósito de transmitir movimento para outros determinados elementos de máquinas como rodas, rolamentos, engrenagens, etc.

O principal objetivo de um eixo é transmitir torque e rotação de um determinado local ao outro de acordo com a necessidade de um equipamento.

Os dois esforços atuantes nos eixos de transmissão são os esforços de torção, originado pelo torque, e os esforços de flexão, originado das forças transversais nos elementos fixados (mancais, engrenagens, etc.) no eixo de transmissão.

O esforço de torque transmitido pelo eixo é geralmente associado as forças transversais exercidas nos elementos que estão fixados no eixo, com isso, originando a combinação dos dois esforços.

A força radial exercida em um eixo de transmissão é determinada conforme a equação 27.

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_0$$

(eq.27)

Sendo:

F_r = carga radial [N]

F_t = carga tangencial [N]

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

A equação 28 expressa resulta-se na reação vertical no apoio “A” do eixo de transmissão.

$$RA = \frac{a * Fr}{l}$$

(eq.28)

Sendo:

RA = reação vertical no apoio A [N]

a = distância da engrenagem até a reação B [mm]

Fr = força radial [N]

l = distância entre as reações de apoio

A equação 29 determina o valor da reação horizontal no apoio “A” do eixo de transmissão.

$$HA = \frac{a * Ft}{l}$$

(eq.29)

Sendo:

HA = reação horizontal no apoio A [N]

a = distância da engrenagem até a reação B [mm]

Ft = força tangencial [N]

l = distância entre as reações de apoio [mm]

O momento fletor vertical em um eixo de transmissão é dimensionado através da equação 30.

$$M_V = RA * b$$

(eq.30)

Sendo:

MV = momento fletor vertical [Nmm]

RA = reação vertical no apoio A [N]

b = distância da engrenagem até a reação A [mm]

A equação 31 determina o valor de momento fletor horizontal em um eixo de transmissão.

$$M_H = HA * b$$

(eq.31)

Sendo:

MH = momento fletor horizontal [Nmm]

HA = reação horizontal no apoio A [N]

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

Quando um eixo de transmissão obtém dois ou mais elementos de transmissão fixados no eixo, os esforços e momentos deverão ser mensurados de acordo com as forças aplicadas em cada engrenagem.

Caso as forças sejam em sentidos opostos o valor das mesmas serão subtraídas e quando as forças são apresentadas em sentidos iguais o valor das mesmas será somado.

A equação 32 determina o resultado da reação vertical no apoio “A” em um eixo de transmissão quando obtêm-se dois ou mais elementos de transmissão fixados no eixo.

$$RA = \frac{b * Fr_2}{l} \pm \frac{a * Fr_3}{l}$$

(eq.32)

Sendo:

RA = 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]

Fr_2 = força radial da engrenagem 2 [N]

Fr_3 = força radial da engrenagem 3 [N]

l = distância entre as reações de apoio [mm]

Logo, a reação horizontal no apoio “A” em um eixo de transmissão quando obtêm-se dois ou mais elementos de transmissão fixados no eixo é obtido através da equação 33.

$$HA = \frac{b \cdot Ft_2}{l} \pm \frac{a \cdot Ft_3}{l}$$

(eq.33)

Sendo:

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]

Ft_2 = força tangencial da engrenagem 2 [N]

Ft_3 = força tangencial da engrenagem 3 [N]

l = distância entre as reações de apoio [mm]

A equação 34 é que determina o valor de momento fletor vertical em um eixo de transmissão quando considerado dois ou mais elementos de transmissão fixados no eixo.

$$M_V = RA \cdot t - Fr_2 \cdot c$$

(eq.34)

Sendo:

MV = momento fletor vertical [Nmm]

RA = reação vertical no apoio A [N]

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

Fr_2 = força radial da engrenagem 2 [N]

c = distância entre as duas engrenagens [mm]

Logo, a equação 35 determina o momento fletor horizontal em um eixo de transmissão quando considerado dois ou mais elementos de transmissão fixados no eixo.

$$M_H = HA * t - Ft_2 * c$$

(eq.35)

Sendo:

 M_H = momento fletor horizontal [Nmm] HA = reação de apoio no plano horizontal [N] t = distância da segunda engrenagem até a reação A [mm] Ft_2 = força tangencial da engrenagem 2 [N] c = distância entre as duas engrenagens [mm]

A equação 36 expressa o momento fletor resultante em um eixo de transmissão.

$$M_r = \sqrt{M_V^2 + M_H^2}$$

(eq.36)

Sendo:

 M_r = momento resultante máximo [Nmm] M_V = momento fletor vertical [Nmm] M_H = momento fletor horizontal [Nmm]

Para o dimensionamento do momento ideal é obtido aplicando a equação 37.

$$M_i = \sqrt{M_r^2 + \left(\frac{\bar{a}}{2} \cdot M_T\right)^2}$$

(eq.37)

Sendo:

 M_i = momento Ideal [Nmm] M_r = momento resultante máximo [Nmm] M_T = momento torçor, torque [Nmm] \bar{a} = coeficiente de Bach

O coeficiente de Bach é determinado pela equação 38.

$$\bar{a} = \frac{\sigma_{fadm}}{\tau_{tadm}}$$

(eq.38)

Sendo:

σ_{adm} = tensão admissível a flexão [MPa]

τ_{adm} = tensão admissível na torção [MPa]

Com isso, o diâmetro de um eixo é determinado através da equação de Soderberg expressa pela equação 39 e 40.

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma_m}{\sigma_e} + KF \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_n}$$

(eq.39)

$$\sigma = \frac{Mi}{0,1 \cdot D^3}$$

(eq.40)

Sendo:

σ_m = tensão média [MPa]

σ_e = tensão de escoamento [MPa]

σ_n = tensão de resistência a fadiga [MPa]

σ_v = tensão sob uma carga variável [MPa]

FS = fator de segurança [adimensional]

KF = fator de concentração de tensão [adimensional]

D = diâmetro [mm]

Mi = momento Ideal [Nmm]

2.6.3. Chavetas

As chavetas são elementos de máquinas com a função proporcionar a fixação do eixo de transmissão com o elemento acoplado ao eixo, como: engrenagens, polias, acoplamentos, rodas dentadas, etc.

As chavetas são definidas em diversos tipos sendo chaveta plana, chaveta inclinada, chaveta meia-lua, etc.

As chavetas sofrem dois esforços nas quais são considerados para fins de dimensionamento, sendo estes esforços tangenciais que são responsáveis em provocar cargas de cisalhamento e os esforços de contato que são responsáveis em provocar tensões de esmagamento na chaveta.

Os esforços tangenciais que provocam as tensões de cisalhamento são expressos pela equação 41.

$$\tau = \frac{F_t}{b \cdot l}$$

(eq.41)

Sendo:

τ = tensão de cisalhamento [MPa]

F_t = força tangencial [N]

b = largura da chaveta [mm]

l = comprimento da chaveta [mm]

E os esforços ou pressão de contato que provocam as tensões de esmagamento são determinados pela equação 42.

$$\sigma_d = \frac{F_t}{l(h-t_1)}$$

(eq.42)

Sendo:

σ_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]

3. METODOLOGIA

É determinada neste capítulo a metodologia aplicada para realizar o dimensionamento do sistema de transmissão para um veículo do modelo baja, o levantamento dos dados relacionados ao veículo e o dimensionamento dos elementos para o sistema de transmissão.

3.1. Métodos e Técnicas Utilizadas

Para o dimensionamento do sistema de transmissão de um *crosskart* – modelo baja – foi necessário coletar as principais informações relacionadas transmissão e dinâmica veicular utilizando livros, artigos e catálogos, para obter o conhecimento específico para viabilizar o projeto.

Como metodologia para a elaboração do trabalho, definiu-se como:

- revisão bibliográfica;
- definição dos principais parâmetros;
- dimensionamento dos elementos de máquinas;
- análise dos resultados do sistema de transmissão.

3.2. Definição dos Principais Parâmetros

Para realizar o dimensionamento dos componentes da transmissão de um veículo é essencial e necessário ter o conhecimento de alguns parâmetros:

- coleta de dados;
- relação de transmissão;
- dimensionamento das engrenagens;
- dimensionamento dos eixos;
- dimensionamento das chavetas.

3.3. Coleta de Dados

De acordo com o padrão de competição normalizado pela SAE international, todos os protótipos de veículos de modelo baja deverão fazer uso do motor *Briggs & Stratton* modelo *Intek™* OHV de 10HP, série 20, código 20S232.

O motor deve ser utilizado na sua configuração original de fabricação, sem qualquer forma de alteração que possa vir beneficiar e disponibilizar o aumento de torque ou ganho de potência.



Figura 5 - Gráfico de torque em relação a rotação. Fonte: Briggs & Stratton, 2011.

Analisando o gráfico na figura 5, é possível observar que o motor apresenta os valores de torque máximo de 18,5 N.m com a rotação na faixa de 2600 rpm.



Figura 6 - Gráfico de potência em relação a rotação. Fonte: Briggs e Stratton, 2011

Também é possível observar na figura 6 que de acordo com a potência máxima do motor que é 10 hp, o seu valor de rotação máxima é na faixa de 4000 rpm.

Em seguida, vamos utilizar as informações na tabela 3 da relação de variação da CVT da fabricante *Gaged Engineering*, modelo GX9, que é uma das CVT's utilizadas por equipes nas competições de veículos modelo baja.

Tabela 3 - Valores de relação de transmissão da CVT.

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

Fonte: Gaged Engineering, 2013.

Conforme os valores gerados pelo motor e informações de medições realizadas por tacômetro digital da marca MINIPA, modelo MDT2244B, o valor de relação é de 1,27:1 nas condições de rotação do motor a 2600 rpm.

Para fins de cálculo da velocidade máxima do veículo, será considerada a medida do pneu aplicado com o valor de raio de 250mm (diâmetro de 500mm, aproximadamente 20 polegadas)

3.4. Relação de Transmissão

Como definição, utilizaremos os objetivos definidos para que se possam mensurar as condições necessárias. Com isso, será dimensionada uma caixa de redução com relação de transmissão de 4:1 para atender os parâmetros definidos.

Será considerado o valor de rotação de 2600 rpm, valor dentro da faixa de torque máximo do motor informada pelo fabricante, junto ao valor de relação de transmissão da CVT que é de 1,27:1 nesta faixa de rotação para se obter o valor de velocidade dentro deste parâmetro.

Também será utilizado o valor de rotação de 2600 rpm junto ao valor mínimo de relação de transmissão da CVT que é 0,77:1 para se obter o valor de velocidade máxima do veículo.

E por fim, será considerado o valor de rotação de 4000 rpm junto ao valor mínimo de relação de transmissão da CVT que é 0,77:1 para se obter o valor de velocidade quando atingida a rotação máxima do motor.

Desta forma obtém-se os seguintes valores de relações de transmissão para os critérios definidos, conforme a Tabela 4 abaixo.

Tabela 4 - Valores das relações de transmissão para os critérios definidos.

Motor - 10hp				
Item	Velocidade (Km/h)	Velocidade (m/s)	Rotação (rad/s)	Rotação (rpm)
1	244,92	68,03	272,13	2600
2	376,80	104,67	418,67	4000

Relação de transmissão				
Item	Rotação (rpm)	Redutora	CVT	Relação total
1	2600	4,00	1,27	5,1
2	2600	4,00	0,77	3,1
3	4000	4,00	0,77	3,1

Faixa de velocidades				
Item	Velocidade (Km/h)	Velocidade (m/s)	Rotação (rad/s)	Rotação (rpm)
1	48	13,39	53,57	511,81
2	80	22,09	88,35	844,16
3	122	33,98	135,93	1298,70

Fonte: Elaborada pelo autor

Com esses valores de relação de transmissão total usaremos como base para definir a relação de transmissão de cada eixos da caixa de redução para as condições de torque máximo com a rotação de 2600 rpm e relação de transmissão da CVT de 1,27:1; e velocidade máxima com a rotação de 2600 rpm e relação de transmissão da CVT de 0,77:1, conforme a Tabela 5 abaixo.

Tabela 5 - Valores das relações de transmissão para caixa eixo da caixa de redução.

	Etapa	Relação
2600 rpm - 5,1:1	CVT	1,27
	Eixo 1	1,33
	Eixo 2	3,00
	Eixo 3	5,1

	Etapa	Relação
2600 rpm - 3,1:1	CVT	0,77
	Eixo 1	1,33
	Eixo 2	3,00
	Eixo 3	3,1

Fonte: Elaborada pelo autor

Deste modo, com base nos valores obtidos de relação transmissão para cada eixo, podemos dar início ao dimensionamento das engrenagens que serão essenciais para atender essas condições de relação que são necessárias.

4. MEMÓRIA DE CÁLCULO E DIMENSIONAMENTO

Para iniciar o dimensionamento das engrenagens para a caixa de redução, primeiramente foi necessário definir a relação de transmissão que atenda às necessidades solicitadas.

Os cálculos realizados serão para um conjunto de engrenagens sendo este: dois pares de engrenagens, três eixos e as suas devidas chavetas;

Determinou-se que para o dimensionamento das engrenagens foram definidos o módulo de 2,5mm para todas as engrenagens e para o pinhão z3, como sendo a engrenagem de menor diâmetro, foram realizados os cálculos para verificar se o mesmo atende os esforços exigidos no processo de transmissão.

As engrenagens dimensionadas serão de dentes retos por serem de construção mais simples, de menor custo e por não apresentarem forças axiais como as engrenagens de dentes helicoidais.

4.1. Dimensionamento das Engrenagens

Para mensurar as engrenagens, calculou-se o número de dentes para cada engrenagem baseado nos valores de relação de transmissão que estão definidos. O dimensionamento definiu também que o ângulo de engrenamento será de 20°, para que não ocorra interferência entre as engrenagens durante o engrenamento em ambas.

Outro parâmetro definido foi que o pinhão z3 terá o número de 20 dentes, sendo que o tolerável é entre 18 e 40 dentes, para atingir a relação de transmissão necessária e obter um sistema de pequena dimensão.

Com objetivo de atender os parâmetros definidos, se pretende obter uma caixa de redução com relação de transmissão de 4:1.

Conforme a Tabela 6 abaixo se definiu o número de dentes das engrenagens e calculou-se as relações necessárias para atender os parâmetros.

Tabela 6 - Valores do número de dentes das engrenagens e a relação de transmissão.

Engrenagem	número de dentes	Equação	Relação de transmissão	Relação total
z1	24	$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{o2}}{d_{o1}} = \frac{n_1}{n_2}$	eixo 1 = i_1	eixo 3 = i_3
z2	32		1,33	4,0
z3	20		eixo 2 = i_2	
z4	60		3,00	

Fonte: Elaborada pelo autor

Após a realização dos cálculos, os resultados finais dos grupos de engrenagens foram obtidos, desta forma, atingindo a relação de transmissão necessária para atender os parâmetros exigidos.

Na figura 7 pode-se observar o conjunto de engrenagens e eixos montados.

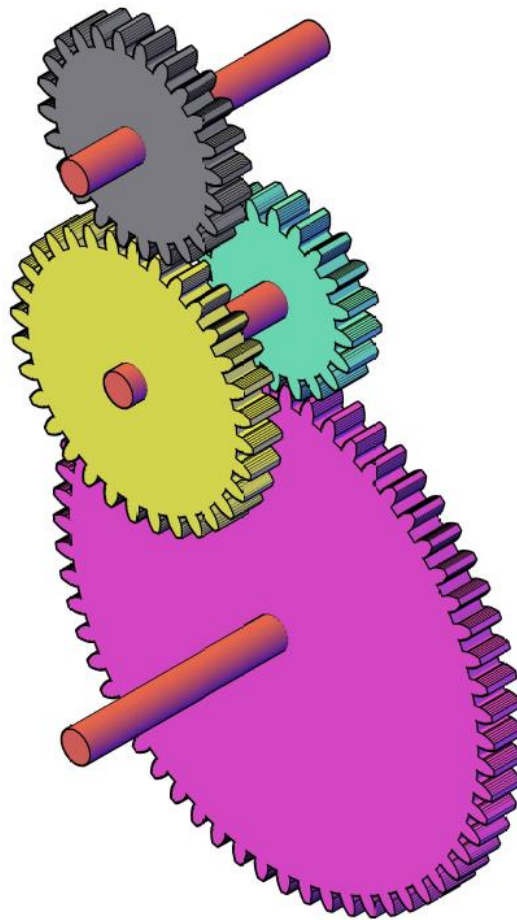


Figura 7 - Ilustração do conjunto de engrenagens dimensionado para a caixa de redução. Fonte: Elaborada pelo autor

Considerando que a CVT até a faixa de 2600 rpm gera uma relação de trabalho de 1,27:1. Quando alcançada essa faixa de rotação a sua relação de transmissão começa a reduzir até o valor mínimo de 0,77:1. Com isso, ao chegar no seu ponto mínimo de relação de transmissão o valor de rotação do motor começa a aumentar até atingir a sua rotação máxima.

Tendo conhecimento deste comportamento do sistema de transmissão, foram realizados os cálculos de potência útil e o torque gerado em cada eixo e a rotação das engrenagens do sistema de transmissão, conforme a Tabela 7

Tabela 7 - Dimensionamento da Potência, Rotação e Torque.

Relação transmissão		5,1:1		3,1:1			
Rotação do motor		2000	2600	2600	3000	3500	4000
Potência útil	Equação	Potência (W)	Potência (W)	Potência (W)	Potência (W)	Potência (W)	Potência (W)
Motor	$P_u = P_e * \eta_t$	3728,5	5219,9	5219,9	5965,6	6338,5	6935,0
CVT		3653,9	5115,5	5115,5	5846,3	6211,7	6796,3
Eixo 1		3474,1	4863,8	4863,8	5558,6	5906,0	6461,9
Eixo 2		3303,2	4624,5	4624,5	5285,1	5615,4	6144,0
Eixo 3		3140,7	4396,9	4396,9	5025,1	5339,1	5841,6
Rotação	Equação	n (rpm)	n (rpm)	n (rpm)	n (rpm)	n (rpm)	n (rpm)
z1	$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{o2}}{d_{o1}} = \frac{n_1}{n_2}$	1574,8	2047,2	3376,6	3896,1	4545,5	5194,8
z2		1183,4	1538,5	2524,3	2912,6	3398,1	3883,5
z3		1183,4	1538,5	2524,3	2912,6	3398,1	3883,5
z4		393,7	511,8	844,1	974,0	1136,0	1298,0
Torque	Equação	Torque (Nm)	Torque (Nm)	Torque (Nm)	Torque (Nm)	Torque (Nm)	Torque (Nm)
Motor	$n_{z_2} = \frac{n_{z_1} * z_1}{z_2}$	17,8	19,2	19,2	19,0	17,3	16,6
Eixo 1		21,1	22,7	13,8	13,6	12,4	11,9
Eixo 2		26,7	28,7	17,5	17,3	15,8	15,1
Eixo 3		76,2	82,1	49,8	49,3	44,9	43,0

Fonte: Elaborada pelo autor

Para realizar o dimensionamento das engrenagens foi considerado o material de fabricação o aço SAE8640 com tensão admissível de (σ) = 200 MPa para a resistência de flexão no pé do dente (anexo C), a dureza de 6270HRC para o critério de resistência ao desgaste, por não haver fator de forma para uma engrenagem de 20 dentes foi considerado o valor para uma engrenagem de menor dentes (18 dentes) que é o fator de forma (q) = 3,5 (Anexo A) e o fator de serviço foi considerado (φ) = 1,25 (Anexo B).

Na Tabela 8 abaixo deu-se prioridade no dimensionamento dos esforços sofridos no pinhão de 20 dentes, por estar localizado no ponto onde sofre maior esforço de torque e também por ser a engrenagem de menor diâmetro, com isto se este pinhão suportar as cargas e esforços exercidos, logo as engrenagens de maior diâmetro com certeza suportarão também.

Tabela 8 - Dimensionamento dos esforços na engrenagem z3.

Parâmetros	Equação	Resultados (2600 rpm)
Fator de durabilidade	$W = \frac{60 \cdot n_p \cdot h}{10^6}$	15,60
Pressão admissível	$p_{adm} = \frac{0,487 \cdot HB}{W^{1/6}}$	1931 MPa
Volume mínimo do pinhão	$b_1 d_{o1}^3 = 5,72 \cdot 10^5 \cdot \frac{M_T}{(p_{adm})^2} \cdot \frac{i+1}{i+0,14} \cdot \varphi$	20035,18 m ³
Diâmetro mínimo do pinhão	$d_{o1} = \sqrt[3]{\frac{b_1 d_{o1}^3}{0,25}}$	43 mm
Módulo normalizado	$m_n = \frac{d_{o1}}{z_1}$	2,16 mm
Critério de desgaste (largura do pinhão)	$b_{d1} = \frac{b_1 d_{o1}^2}{d_{o1}^2}$	17 mm
Força tangencial	$F_t = \frac{M_T}{r}$	328,32 N
Resistência a flexão no pé do dente (largura do pinhão)	$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F_t \cdot \varphi}{b \cdot m_n} \leq \sigma_{material}$	33 mm

Fonte: Elaborada pelo autor

De acordo com os resultados obtidos, o diâmetro mínimo do pinhão deve ser 43mm para que o mesmo possa suportar todos os esforços realizados durante o processo de transmissão.

A resistência a flexão no pé do dente deu um valor superior ao critério de desgaste que demonstra que é necessário a dimensão da largura da engrenagem superior a 33mm para suportar a tensão máxima admissível exercida.

Com base nesses dados e a relação de transmissão necessária, foram realizados os dimensionamentos das engrenagens da caixa de redução conforme a Tabela 9 abaixo.

Tabela 9 - Dimensionamento das engrenagens z1, z2, z3 e z4.

Engrenagens	Equação	z1	z2	z3	z4
Dentes	$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{o2}}{d_{o1}} = \frac{n_1}{n_2}$	24	32	20	60
Módulo	$d_o = m_n * z$	2,5 mm	2,5 mm	2,5 mm	2,5 mm
Passo	$t_o = m * \pi$	7,85 mm	7,85 mm	7,85 mm	7,85 mm
Vão entre os dentes	$l_o = \frac{t_o}{2}$	3,925 mm	3,925 mm	3,925 mm	3,925 mm
Altura da cabeça do dente	$h_k = m$	2,5 mm	2,5 mm	2,5 mm	2,5 mm
Altura do pé do dente	$h_f = 1,2 * m_n$	3 mm	3 mm	3 mm	3 mm
Altura do dente	$h = 2 * m_n$	5 mm	5 mm	5 mm	5 mm
Altura total do dente	$h_z = 2,2 * m_n$	5,5 mm	5,5 mm	5,5 mm	5,5 mm
Espessura do dente	$S_o = \frac{t_o}{2}$	3,925 mm	3,925 mm	3,925 mm	3,925 mm
Folga da cabeça	$S_k = 0,2 * m_n$	0,5 mm	0,5 mm	0,5 mm	0,5 mm
Diâmetro primitivo	$d_o = m_n * z$	60 mm	80 mm	50 mm	150 mm
Diâmetro base	$d_g = d_o * \cos\alpha$	56,38 mm	75,18 mm	46,98 mm	140,95 mm
Diâmetro interno	$d_f = d_o - 2 * h_f$	54 mm	74 mm	44 mm	144 mm
Diâmetro externo	$d_k = d_o + 2 * h_k$	65 mm	85 mm	55 mm	155 mm

Fonte: Elaborada pelo autor

Após o dimensionamento das engrenagens podemos analisar que utilizando o módulo de 2,5mm e os números de dentes estabelecidos de cada engrenagem para atingirmos a relação de transmissão necessária, todas as engrenagens estão acima do diâmetro mínimo necessário, ou seja, teoricamente todas as engrenagens suportam os esforços exercidos.

Podemos observar que como todas as engrenagens obtêm o mesmo módulo de 2,5 mm, as outras dimensões são os mesmos valores como a altura do dente, espessura do dente, folga da cabeça, etc.

4.2. Dimensionamento dos Eixos de Transmissão.

Para o dimensionamento dos eixos de transmissão foi definida a distância de 166 mm entre os apoios dos mancais para que possa realizar a montagem do conjunto de engrenagens.

Com isso, para fins de cálculo foi considerado o material para fabricação dos eixos ABNT 1040 – temperado e revenido a 430°C – (ANEXO F) que apresenta tensão de escoamento (σ_e) = 5600 kgf/cm², tensão admissível de cisalhamento (τ) = 3360 kgf/cm² e tensão de ruptura (σ_r) = 7700 kgf/cm².

Na figura 8 abaixo o esquema cinemático pode ser observado as distâncias dos apoios até as engrenagens para que sejam consideradas no dimensionamento dos eixos de transmissão.

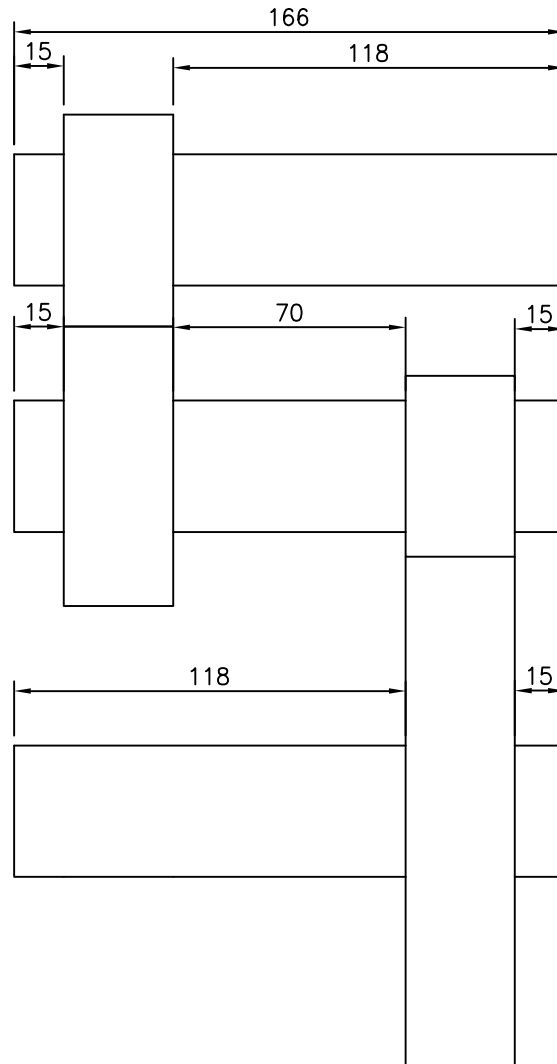


Figura 8 - Esquema cinemático do conjunto de engrenagens. Fonte: elaborada pelo autor

Na tabela 10 abaixo deu-se prioridade no dimensionamento dos esforços sofridos no eixo 3, pois é o eixo que sofre maior esforço de torque, logo a dimensão dos demais eixos serão de acordo com a dimensão do eixo 3.

Tabela 10 - Dimensionamento do eixo 3 da caixa de redução.

Parâmetros	Equação	Eixo 3
Força tangencial	$F_t = \frac{M_T}{r}$	328,32 N
Força radial	$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_o$	119,50 N
Reação vertical (A)	$RA = \frac{a \cdot F_r}{l}$	17,92 N
Reação horizontal (A)	$HA = \frac{a \cdot F_t}{l}$	49,25 N
Momento fletor vertical	$M_V = RA \cdot b$	1523,62 Nmm
Momento fletor horizontal	$M_H = HA \cdot b$	4186,12 Nmm
Momento fletor resultante	$M_r = \sqrt{M_V^2 + M_H^2}$	4454,78 Nmm
Momento Ideal	$M_i = \sqrt{M_r^2 + \left(\frac{\bar{\alpha}}{2} \cdot M_T\right)^2}$	4497,11 Nmm
Coefficiente de bach	$\bar{\alpha} = \frac{\sigma_{fadm}}{\tau_{tadm}}$	1,25
Diâmetro mínimo do eixo	$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma_m}{\sigma_e} + KF \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_n}$	40 mm

Fonte: Elaborada pelo autor

Através do dimensionamento pode ser observado que o diâmetro mínimo do eixo para suportar os esforços sofridos é de 40mm.

Como os eixos 1 e 2 sofrem valores menores de torque em relação ao eixo 3, pode ser considerado que todos os eixos que serão acoplados nas engrenagens da caixa de redução serão de dimensão de 40mm de diâmetro.

4.3. Dimensionamento das Chavetas do Sistema de Transmissão.

Para o dimensionamento das chavetas foi considerado o material para fabricação das chavetas st80 (ABNT 1060) que apresenta pressão de contato (σ) de 100 MPa e a tensão admissível de cisalhamento (τ) de 60 MPa.

Conforme a Tabela 11 foi definida o comprimento mínimo das chavetas para que atendam os esforços solicitados, considerando o eixo com diâmetro mínimo de 40mm.

Tabela 11 - Dimensionamento das chavetas

Parâmetros	Equação	Eixo 3	Eixo 2	Eixo 1
Tensão admissível ao cisalhamento	$\tau = \frac{F_t}{b \cdot l}$	45,60mm	15,94mm	12,61mm
Pressão de contato	$\sigma_d = \frac{F_t}{l(h-t)}$	9,94mm	3,47mm	2,75mm

Fonte: Elaborada pelo autor

De acordo com o dimensionamento pode ser observado que a chaveta no eixo 3 é a que obtêm o maior comprimento em relação ao eixo 2 e 1, isto é, devido ao eixo 3 sofrer o maior esforço de torque em relação aos outros eixos.

É possível analisar também que devido as engrenagens obterem largura mínima de 33mm, nos eixos 1 e 2 será necessário apenas uma chaveta para acoplar as engrenagens, entretanto no eixo 3 serão necessárias as aplicações de duas chavetas para atender aos esforços de torque exercidos.

5. ANÁLISE DOS RESULTADOS

De acordo com os resultados obtidos pode ser observado que o gráfico da figura 9 referente a relação entre rotação do motor e velocidade do veículo apresenta um comportamento similar aos gráficos referentes ao desempenho de veículos com câmbio CVT.

É possível analisar a evolução da faixa de rotação do motor até o ponto de 2600rpm, onde se encontra o torque máximo do motor. A partir deste ponto a rotação permanece constante e somente há variação na relação de transmissão da CVT até chegar a seu valor de redução mínima. Quando atingido o ponto de redução mínima da relação de transmissão da CVT a rotação do motor novamente torna-se a elevar até alcançar o seu valor de rotação máxima de 4000rpm.

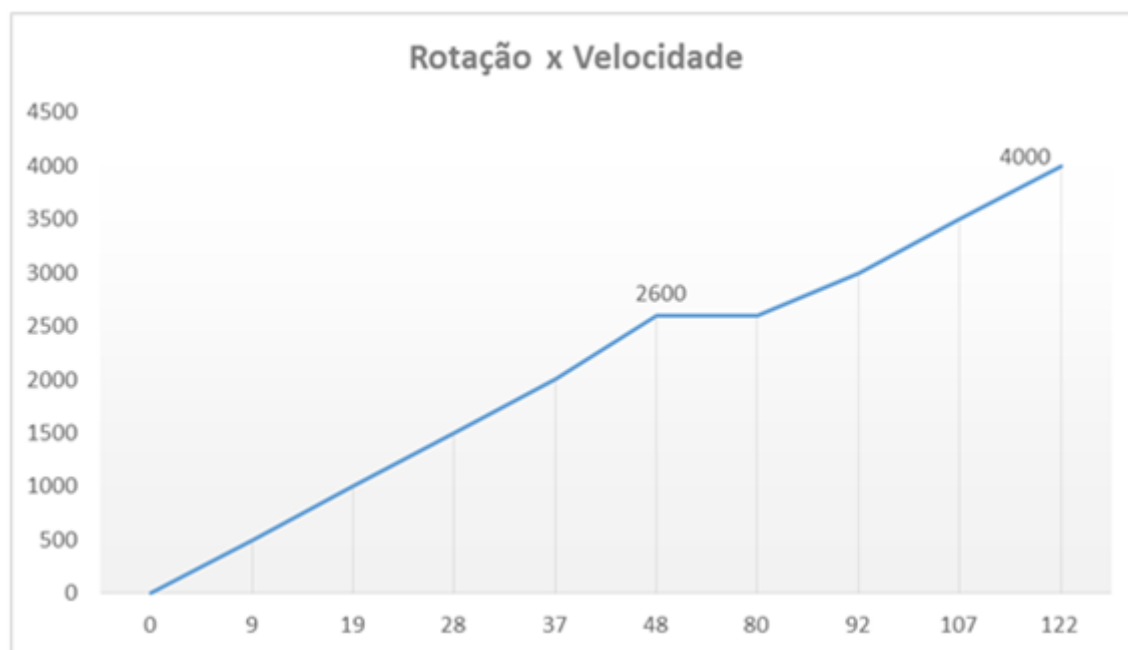


Figura 9 - Gráfico referente a relação entre rotação do motor e velocidade do veículo. Fonte: Elaborada pelo autor

Através do gráfico pode se observar todas as faixas de velocidades dentro de cada valor de rotação estabelecido e com isso, é possível analisar-se que as velocidades dentro da rotação de 2600 rpm são de 48 km/h e 80 km/h e, deste modo, atendem aos parâmetros definidos do projeto e o outro ponto a ser observado é que a velocidade atingida com a rotação de 4000 rpm é de 122 km/h.

Pode ser observado no gráfico na figura 10 referente a relação de transmissão da CVT em comparação com a rotação do motor o comportamento da variação da transmissão.

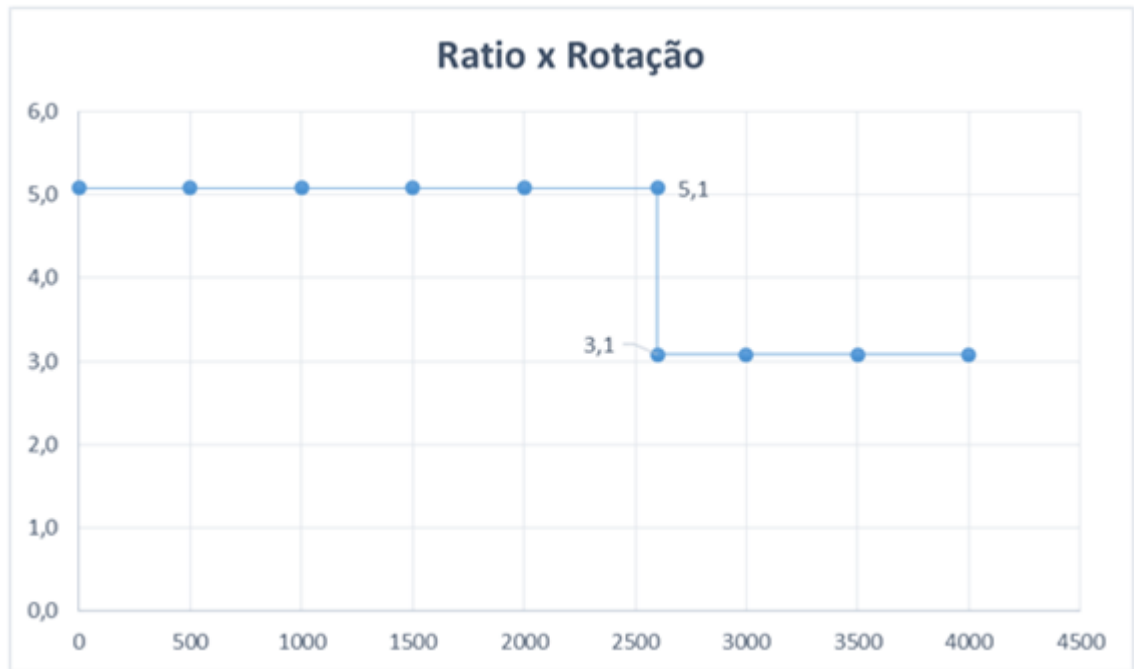


Figura 10 - Gráfico referente a relação de transmissão da CVT e a rotação do motor. Fonte: Elaborada pelo autor

Através das informações obtidas no gráfico é possível analisar que a relação de transmissão só inicia sua variação quando atinge a faixa de rotação de 2600 rpm, que é ponto de torque máximo do motor, e permanece com a rotação constante até alcançar o valor de redução mínima e a partir desse ponto sua rotação retorna ao crescimento até atingir seu valor máximo de 4000 rpm.

Em relação aos valores de torque alcançados é possível observá-los no gráfico na figura 11 referente ao torque no eixo de saída da caixa de redução em relação a rotação do motor.

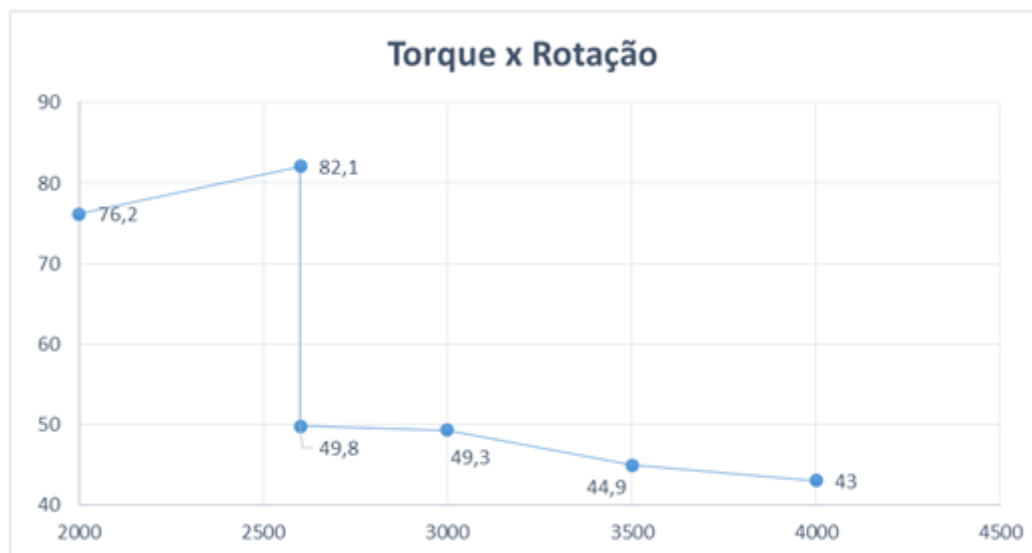


Figura 11 - Gráfico referente ao torque no eixo de saída em relação a rotação do motor. Fonte: Elaborada pelo autor

Através das informações fornecidas pelo gráfico podemos analisar que o valor máximo de torque no eixo de saída da caixa de redução é de 82,1 Nm e na mesma faixa de rotação de 2600 rpm, onde se encontra o ponto de maior valor de torque do motor, e que de acordo que a velocidade vai aumentando devido a variação de relação de transmissão o valor de torque vai decrescendo até atingir o valor de 49,8 Nm e com o aumento de rotação posteriormente o valor de torque continua a decrescer até atingir 43 Nm na faixa de 4000 rpm que é o ponto de rotação máxima do motor.

Outro ponto de atenção para ser analisar é referente ao rendimento apresentados na Tabela 12, ou seja, o valor de eficiência atingido pelo sistema de transmissão é na faixa de 84%.

Tabela 12 - Valores de eficiência no sistema de transmissão

Eixo	Potência (W)	η total
Motor	3728,5	100%
CVT	3653,9	98%
Eixo 1	3474,1	93%
Eixo 2	3303,2	89%
Eixo 3	3140,7	84%

Fonte: Elaborada pelo autor

Deste modo, está de acordo com a faixa de valores toleráveis de 80% a 97% que é para veículos comerciais e de outras aplicações.

6. CONCLUSÃO

Ao término deste trabalho, pode se afirmar que após ter seguido todas as etapas para o dimensionamento da caixa de redução de um sistema de transmissão para um veículo do modelo baja, sendo este dimensionamento validado através de cálculos para dimensionamento das engrenagens, eixos e chavetas necessárias, que a mesma atende as necessidades para viabilizar a relação de transmissão solicitada para o veículo.

Com isso, pode se concluir que o trabalho atingiu os objetivos propostos, ou seja, a caixa de redução para o sistema de transmissão projetado possibilita alcançar as velocidades definidas como principais parâmetros para o trabalho.

Este projeto pode ser utilizado como uma referência para trabalhos futuros para executar o dimensionamento dos outros componentes como rolamentos e tipos de lubrificantes para realizar a construção deste sistema de transmissão para ser aplicado em veículo de modelo baja.

Referências Bibliográficas.

BAJA SAE BRASIL. Regulamento Baja SAE Brasil (2012). Disponível em: <<http://www.saebrasil.org.br>>. Acesso em Março de 2018.

ANTUNES, I; FREIRE, M. A. C. **Elementos de Máquinas**. São Paulo: Érica, 1997.

BARBOSA, G, S. **Análise de sistema manual de controle de caixa de transmissão veicular – uma abordagem econômica**. 2007. Dissertação (Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2007.

MELCONIAN, S. **Elementos de Máquinas**. 10 ed. São Paulo: Érica, 2012.

NORTON, R, L. **Cinemática e Dinâmica dos Mecanismos**. Porto Alegre. McGraw-Hill, 2010.

RITTER, L. L. **Dimensionamento de um sistema de transmissão para um veículo BAJA**. 2015. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade Horizontina. Horizontina, 2015.

CHIODELLI, R. T. **Dimensionamento de componentes de transmissão para um protótipo BAJA SAE**. 2012. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade Horizontina. Horizontina, 2012.

PAULA, A. E. **Projeto mecânico do sistema de transmissão de veículo baja**. 2013. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá. Guaratinguetá, 2013.

CARVALHO, JOSÉ RODRIGUES DE. **Órgãos de máquinas dimensionamento**. 2ª ed. Rio de Janeiro. Livros técnicos e científicos editora S.A. 1978.

ANEXO A – Fator de forma (Q).

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

ANEXO B – Tabela de fatores de serviço - AGMA (ϕ).

Aplicações	Serviços	
	10h	24h
BOMBAS		
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
BRITADORES		
Pedra e minérios	1,75	1,00
CERVEJARIAS E		
Cozinhadores – serviço	1,00	1,25
Tachos de fermentação –	1,00	1,25
Misturadores	1,00	1,25
CLARIFICADORES	1,00	1,25
CLASSIFICADORES	1,00	1,25
DRAGAS		
Guinchos, transportadores e	1,25	1,50
Cabeçotes rotativos e peneiras	1,75	2,00
EIXO DE TRANSMISSAO		
Cargas uniformes	1,00	1,25
Cargas pesadas	1,25	1,50
ELEVADORES		
Caçambas – carga uniforme	1,00	1,25
Caçambas – carga pesada	1,25	1,50
Elevadores de carga	1,25	1,50
EMBOBINADEIRAS		
Metais	1,25	1,50
Papel	1,00	1,25
Têxtil	1,25	1,50
ENLATADORES E	1,00	1,25
ESCADAS ROLANTES	1,00	1,25
FABRICA DE CIMENTO		
Britadores de mandíbulas	1,75	2,00
Fornos rotativos	1,75	1,50
Moinhos de bolas e rolos	1,75	1,50
FABRICAS DE PAPEL		
Agitadores (Misturadores)	1,25	1,50
Alvejadores	1,00	1,25
Batedores e despolpadores	1,25	1,50
Calandras	1,25	1,80
Hipercalandras	1,75	3,00
Cilindros	1,25	1,50

ANEXO C - Tensão admissível de flexão (σ)

MATERIAL	MP_a (N/mm²)
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

ANEXO D – Desenho das engrenagens z2 e z4.

PRODUCED BY AN AUTODESK STUDENT VERSION

Mc. 01
Esc.: 1:1

PERPECTIVA Mc. 01
s/ESCALA

DAOS DA ENGENHAGEM Mc. 01:

MÓDULO: 2,5
Nº DE DENTES: 32
PASSO: 7,85
ÂNGULO: 20°
DIÂMETRO PRIMITIVO: 80

Mc. 02
Esc.: 1:2

PERPECTIVA Mc. 02
s/ESCALA

DAOS DA ENGENHAGEM Mc. 02:

MÓDULO: 2,5
Nº DE DENTES: 80
PASSO: 7,85
ÂNGULO: 20°
DIÂMETRO PRIMITIVO: 150

****QUALIDADE DE SUPERFÍCIES DE ACORDO A:**

NORMA	US	EUROPEIA	MECAN.	PO. EG.	1000	500	250	125	63	32	16	8	4
NR 9404	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1		
Ra(μ)	25	12,5	6,3	3,2	1,6	0,8	0,4	0,2	0,1	0,05	0,025		
US STANDARD													
MECAN.													
PO. EG.													

ISO 2768 - 1

Grav. Preciso	FINO	Grav. Preciso	MÉDIO
INTERVALO	TOLERANCIA	INTERVALO	TOLERANCIA
0,5 - 3	± 0,05	0,5 - 3	± 0,10
3 - 6	± 0,05	3 - 6	± 0,10
6 - 30	± 0,10	6 - 30	± 0,20
30 - 120	± 0,15	30 - 120	± 0,30
120 - 400	± 0,20	120 - 400	± 0,50
400 - 1000	± 0,30	400 - 1000	± 0,80
1000 - 2000	± 0,50	1000 - 2000	± 1,20
2000 - 4000	---	2000 - 4000	± 2,00

02	1	ENGENHAGEM	Ø155 x 10	SAE 8640	1,370
01	1	ENGENHAGEM	Ø85 x 10	SAE 8640	0,383

Projeto: xxx
Supervisionado: xxx
Desenhado: xxx
Aprovado: xxx
Data: XX/XX/2018

Verificado: xxx

Ordem de Serviço

Centro de Custo

Escola: _____

INDICADAS

Projeto:

Rev.

GR	PRM	BLU	0,1
00	EMISSÃO INICIAL	DESCRIPÇÃO	REVISÃO
Nº	PROJ.	CONF.	APROV.
00	XXXXXX	XXXXXX	XXXXXX
01			
02			
03			
04			
05			
06			
07			
08			
09			
10			

ESTE DESENHO, INCLUSIVE TODAS AS ANOTAÇÕES NESTE CONJUNTO, CONSTITUI PROPRIEDADE DA SUPERGRUPPO AUTODESK. NÃO REPRODUZIR, SEM TÍTULO E SEM A PERMISSÃO DA SUPERGRUPPO AUTODESK. NÃO REPRODUCIR A TERCEROS.

PRODUCED BY AN AUTODESK STUDENT VERSION

ANEXO E – Desenho das engrenagens z1 e z3.

PRODUCED BY AN AUTODESK STUDENT VERSION

Mc. 01
ESC.: 1:1

DADOS DA ENGREMAGEM Mc. 01:

MODULO: 2,5
N° DE DENTES: 20
PASSO: 7,85
ANGULO: 20°
DIAMETRO PRIMITIVO: 50

Mc. 02
ESC.: 1:1

DADOS DA ENGREMAGEM Mc. 02:

MODULO: 2,5
N° DE DENTES: 24
PASSO: 7,85
ANGULO: 20°
DIAMETRO PRIMITIVO: 60

PERSPECTIVA Mc. 01
S/ ESCALA

PERSPECTIVA Mc. 02
S/ ESCALA

****QUALIDADE DE SUPERFICIES DE ACORDO A :**

NBR 8404	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1
NORMA EUROPEIA MECAN.	25	12,5	6,3	3,2	1,6	0,8	0,4	0,2	0,1	0,05	0,025
US STANDARD	1000	500	250	125	63	32	16	8	4		
MICRO-POLEG.											

Grau Precisão FINO		Grau Precisão MEDIO	
INTERVALO	TOLERANCIA	INTERVALO	TOLERANCIA
0,5 - 3	± 0,05	0,5 - 3	± 0,10
3 - 6	± 0,05	3 - 6	± 0,10
6 - 30	± 0,10	6 - 30	± 0,20
30 - 120	± 0,15	30 - 120	± 0,30
120 - 400	± 0,20	120 - 400	± 0,50
400 - 1000	± 0,30	400 - 1000	± 0,80
1000 - 2000	± 0,50	1000 - 2000	± 1,20
2000 - 4000	± 0,80	2000 - 4000	± 2,00

00	EMISSÃO INICIAL	XXXXXX	XXXXXX	XXXXXX	XXXXXX
N°	DESCRIÇÃO	PROJ.	CONF.	APROV.	DATA
REVISÃO					
01	ENGREMAGEM Ø65 x 33				
02	ENGREMAGEM Ø55 x 33				

TESTE RESOLVAO INCLUSIVE TODAS AS PERGUNÇAS DE TESTE CONTINUA CONSULTA PROPOSTURA DA SUPERFICIA APROPRIADA.

NEO FORNECENDO A TENDENCIA E O NIVEL DE PRECISAO DESEJADO.

PRODUCED BY AN AUTODESK STUDENT VERSION

PRODUCED BY AN AUTODESK STUDENT VERSION

PRODUCED BY AN AUTODESK STUDENT VERSION

ANEXO F – Características mecânicas dos aços

Classificação		Tensões de Tração		Dureza Brinell $_{10}H_{3000}$ HB	Observações
		Máxima (σ_r) kg/mm ²	Escoa- mento (σ_e) kg/mm ²		
SAE	AISI				
1010	C — 1010	38	22	110	Laminado a quente
1020	C — 1020	54	34		Estirado a frio
1020	C — 1020	40	29,5	111	Laminado
1030	C — 1030	56	36	180	Laminado
1035	C — 1035	59	38	190	Recozido
1040	C — 1040	63	42	180	Recozido
1040	C — 1040	77	56	241	Temperado e Revenido a 430°C
1045	C — 1045	67	41	215	Laminado
1050	C — 1050	67	36	190	Recozido
1095	C — 1095	99	56	285	Normalizado
1095	C — 1095	84	42	240	Recozido
2340	C — 2340	96	84	285	Temperado e Revenido a 540°C
2340	C — 2340	66	39	190	Recozido
3150	C — 3150	105	90	300	Temperado e Revenido a 550°C

Notas:

Módulo de Elasticidade (Tração ou Compressão): $E \approx 21000 \text{ kg/mm}^2$.

Módulo de Elasticidade Transversal (Cisalhamento):

$$G \approx 8050 \text{ kg/mm}^2.$$

Límite de Escoamento no Cisalhamento: $\tau_e \approx 0,6 \sigma_e$.

Pêso Específico $\approx 7,8 \text{ g/cm}^3$.

Límite de Resistência à Fadiga (Flexão Alternada): $\sigma_n \approx 0,5 \sigma_r$ para
 $HB < 400$.

Aço-Carbono sem Especificações Definidas: pode-se fazer

$$\sigma_r \approx 42 \text{ kg/mm}^2 \text{ e } \sigma_e \approx 21 \text{ kg/mm}^2.$$