



Ronan Toledo Chiodelli

**DIMENSIONAMENTO DE COMPONENTES DE
TRANSMISSÃO PARA UM PROTÓTIPO BAJA SAE**

Horizontina

2012

Ronan Toledo Chiodelli

**DIMENSIONAMENTO DE COMPONENTES DE
TRANSMISSÃO PARA UM PROTÓTIPO BAJA SAE**

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

2012

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

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova a monografia:

**“Dimensionamento de Componentes de Transmissão para um Protótipo Baja
SAE”**

Elaborada por:

Ronan Toledo Chiodelli

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

**Aprovado em: 28/11/2012
Pela Comissão Examinadora**

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

**Prof. Dr. Richard Thomas Lermen
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Prof. Esp. Valmir Vilson Beck
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Horizontina
2012**

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a minha família pela fé e confiança demonstrada.

Aos meus amigos pelo apoio e a todos que de alguma forma tornaram este caminho mais fácil de ser percorrido.

AGRADECIMENTOS

Foram muitas as pessoas que contribuíram para a realização deste trabalho. Algumas, indiretamente, desde o início da minha formação acadêmica, outros, mais diretamente, fornecendo informações, discutindo e propondo ideias.

Agradeço primeiramente a Deus por me proporcionar saúde e condições para a realização deste trabalho.

A minha mãe Celi pelo amor e carinho e por sempre me dar o apoio necessário. Ao meu pai Edemar, que apesar de não estar mais presente será pra sempre parte da minha vida. Ao meu irmão Robson pelas alegrias compartilhadas. Ao amigo Getúlio Jaques pelos conselhos e incentivos que muito contribuíram para minha formação pessoal.

Agradeço ao orientador Prof. Anderson Dal Molin a paciente e dedicada orientação, e pelo grande papel que desempenhou como professor e como amigo.

Ao amigo Prof. Edio Polacinski, pelo incentivo e persistência na aplicação de artigos que facilitaram a realização deste trabalho.

Ao Prof. Ademar Michels pela confiança em mim depositada como integrante no projeto Baja e pela ajuda em alguns momentos do curso.

Aos amigos que participaram comigo no projeto Baja pela Equipe Sinuelo, Adelson Bornhold, Renan Tassinari e Sidinei Ludwig pelo trabalho em equipe, aprendizado e conquistas.

Aos grandes amigos Evandro Michael, Felipe Pigatto, André Pederiva, Thiago Spillari, Rafael Mattioni, Luan Fronza, Thiago Magni, Douglas Link, Ricardo Parlow, Cristiano Eich, Ivan Borgmann, Giordano Delevatti e Luciano da Motta, que estiveram presentes em muitos momentos da minha vida acadêmica e que de certa forma contribuíram para a minha formação.

Aos demais amigos e familiares que de alguma forma contribuíram para a minha formação e que não foram mencionados, peço que relevem e que se sintam desde já reconhecidos e agradecidos.

“Os problemas significativos que enfrentamos não podem ser resolvidos no mesmo nível de pensamento em que estávamos quando os criamos”.

Albert Einstein

“Que vossos esforços desafiem as impossibilidades, lembrai-vos de que as grandes coisas do homem foram conquistadas do que parecia impossível”.

Charles Chaplin

RESUMO

Esta pesquisa teve como objetivo dimensionar os elementos de transmissão para uma caixa de câmbio de três marchas mais a ré, para o veículo Baja SAE da Equipe Sinuelo da FAHOR. Através de cálculos analisou-se sua eficiência e os esforços de tração envolvidos. A obtenção de um sistema de transmissão eficiente tornou-se necessário uma vez que esses veículos são submetidos a rigorosos testes em competições para superação de obstáculos, resistência e a inserção de marchas ao sistema buscou adquirir respostas mais significativas do motor. O sistema dimensionado atua em conjunto com um sistema de transmissão continuamente variável, devendo assim, apresentar eficiência compatível às condições de trabalho impostas, proporcionando maiores variações de torque e rotações de maneira eficiente. Através do levantamento de dados relacionados ao veículo, como peso, potência e torque do motor, rotação de trabalho, agregado as relações definidas para o escalonamento das marchas, coletou-se informações fundamentais para a realização do dimensionamento das engrenagens e da corrente de transmissão. Por meio das relações e variações de torque obtidas foi possível conhecer os esforços de tração envolvidos e esboçar gráficos que possibilitaram maior entendimento dos resultados. Por fim, conclui-se que o dimensionamento fornece uma transmissão dentro dos padrões de eficiência e rendimento, e através das análises gráficas foi possível identificar as situações que exigem maiores solicitações de tração e as medidas para redução dos esforços.

Palavras-chaves:

Dimensionamento de transmissão – Esforços de tração - Baja SAE.

ABSTRACT

This research aimed to scale the elements of transmission gearbox for a three-speed plus reverse, the vehicle for Baja SAE Team Sinuelo of FAHOR. Through calculations analyzed its efficiency and tensile stresses involved. Obtaining an efficient transmission system has become necessary since these vehicles are subjected to rigorous tests in competitions for overcoming obstacles, resistance and insertion gear system sought to acquire more significant motor responses. The scaled system operates in conjunction with a continuously variable transmission system and should thus provide efficiency compatible working conditions imposed, providing greater torque variations and rotations efficiently. Through the collection of data related to the vehicle, such as weight, power and torque, rotational work, household relationships defined for the staging of marches, collected information is fundamental to the realization of the design of the gears and chain. Through relationships and torque variations obtained was possible to know the tensile stresses involved and sketch graphs that enabled greater understanding of the results. Finally, it is clear that dimensioning provides a broadcast within the standards of efficiency and performance, and through the graphical analysis it was possible to identify situations that require higher tensile requests and measures to reduce effort.

Keywords:

Sizing transmission - Efforts traction - Baja SAE.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: (a) Diagrama de uma caixa de câmbio e (b) diferentes marchas selecionadas.....	4
Figura 2: (a) Sentido de rotação positivo e (b) definição de sentido de rotação.	5
Figura 3: Nomenclatura para dentes de engrenagens cilíndricas de dentes retos.	10
Figura 4: Idealização do ângulo de pressão.	11
Figura 5: Força tangencial na engrenagem.	12
Figura 6: Corrente de rolos simples.....	14
Figura 7: Roda dentada para corrente.....	15
Figura 8: Princípio de funcionamento da transmissão CVT	16
Figura 9: Esforços de Tração	20
Figura 10: Atuação da resistência aerodinâmica.	21
Figura 11: Gradiente de inclinação.....	22
Figura 12: Curva de torque do motor Briggs & Stratton 10HP	24
Figura 13: Curva de potência do motor Briggs & Stratton 10HP.....	24
Figura 14: Parâmetros dimensionais da transmissão CVTech (mm).	25
Figura 15: Layout da transmissão e designação das engrenagens.	26
Figura 16: Limitação de dimensionamento da engrenagem Z1.	29
Figura 17: Gráfico Dente-de-Serra.	34
Figura 18: Diagrama da transmissão.....	35
Figura 19: Gráfico dos esforços de tração.....	37
Figura 20: Atuação da força de atrito máximo.	38
Figura 21: Resistência aerodinâmica sobre o veículo.	39
Figura 22: Esforço no gradiente de inclinação.....	40

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Valores normais de η em função do tipo de transmissão	18
Tabela 2: Atrito dos pneus e coeficientes de resistência ao rolamento	21
Tabela 3: Valores gerais das relações de transmissão	27
Tabela 4: Valores dimensionais em milímetros das demais engrenagens de dentes retos ..	31
Tabela 5: Potência útil e eficiência em cada eixo de transmissão	36

LISTA DE SÍMBOLOS

A	[m ²]	Área frontal do veículo
b	[mm]	Largura do dente da engrenagem
C	[kg]	Carga total do veículo
C_X	-	Coefficiente de arrasto aerodinâmico
d_0	[mm]	Diâmetro do círculo primitivo
D_C	[mm]	Distância entre centros
D_E	[mm]	Diâmetro externo da engrenagem
D_I	[mm]	Diâmetro interno da engrenagem
D_P	[mm]	Diâmetro primitivo da engrenagem
η_T	[%]	Eficiência da transmissão
F	[N]	Força de tração
F_a	[N]	Força de atrito estático
$F_{Máx}$	[N]	Força máxima de tração
F_N	[N]	Força normal no eixo de tração
F_R	[N]	Força de rolamento
F_T	[N.mm]	Esforço de tração
Grad	[N]	Gradiente de resistência a inclinação
H	[mm]	Altura do dente
i	-	Relação de transmissão
i_F	-	Relação de transmissão final
L_k, L_{kw}	[m]	Comprimento real da corrente
M	-	Módulo da engrenagem
M_t	[N.mm]	Torque na engrenagem
N	[rpm]	Rotação no eixo
N_M	[rpm]	Rotação do motor
N_R	[rpm]	Rotação no rodado
P	[mm]	Passo diametral
P_d	[HP]	Potência dissipada
P_e	[HP]	Potência de entrada
P_{motor}	[HP]	Potência do motor
P_u	[HP]	Potência útil
q	-	Fator de forma (Anexo A)
r_0	[mm]	Raio primitivo da engrenagem
R	[m]	Raio do pneu
R_A	[N]	Resistência aerodinâmica
R_m	[N/kg]	Resistência ao rolamento
S	[%]	Taxa de inclinação da superfície
t	[mm]	Passo da corrente
T_M	[N.m]	Torque do motor
T_R	[N.m]	Torque no rodado
v	[m/s]	Velocidade tangencial da corrente
V	[km/h]	Velocidade do veículo
x	-	Número de elos da corrente
z	-	Número de dentes da engrenagem
α	[°]	Ângulo da divisão = $180^\circ/z$
μ_e	-	Coefficiente de atrito estático
$\sigma_{material}$	[N/mm ²]	Tensão admissível do material
$\sigma_{máx}$	[N/mm ²]	Tensão máxima atuante na base do dente
φ	-	Fator de serviço (Anexo B)

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
2 REVISÃO DA LITERATURA	3
2.1 TRANSMISSÕES MANUAIS	3
2.1.1 SISTEMA DE TRANSMISSÃO	3
2.2 CRITÉRIOS PARA DIMENSIONAMENTOS	5
2.2.1 DEFINIÇÃO DO SENTIDO DE ROTAÇÃO	5
2.2.2 DEFINIÇÃO DA RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO	6
2.2.3 TRANSMISSÃO DE TORQUE	6
2.3 TRANSMISSÃO POR ENGRENAGEM.....	7
2.3.1 ENGRENAGENS AUTOMOTIVAS.....	7
2.3.2 DIMENSIONAMENTO DE ENGRENAGENS	9
2.3.3 GEOMETRIA DE ENGRENAMENTO	11
2.4 TRANSMISSÃO POR CORRENTE	13
2.4.1 DIMENSIONAMENTO DE CORRENTES.....	13
2.5 TRANSMISSÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL.....	16
2.6 DESEMPENHO DA TRANSMISSÃO.....	17
2.6.1 RENDIMENTO DAS TRANSMISSÕES	17
2.6.2 FORÇA DE TRAÇÃO	19
2.6.3 FORÇA DE ATRITO.....	19
2.6.4 ESFORÇO DE TRAÇÃO	20
3 METODOLOGIA	23
3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS.....	23
3.1.1 COLETA DE DADOS.....	23
3.1.2 DEFINIÇÃO DAS RELAÇÕES DE TRANSMISSÃO	25
3.1.3 DIMENSIONAMENTO DA TRANSMISSÃO	27
3.1.4 CÁLCULO DOS RENDIMENTOS	27
3.1.5 ANÁLISE DOS ESFORÇOS DE TRAÇÃO.....	28
4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	29
4.1 DIMENSIONAMENTOS	29
4.1.1 DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS	29
4.1.2 DIMENSIONAMENTO TRANSMISSÃO POR CORRENTE	32
4.2 ANÁLISES DE DESEMPENHO	34
4.2.1 RENDIMENTOS.....	34
4.2.2 ESFORÇOS DE TRAÇÃO.....	36
5 CONCLUSÕES	42
6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	43
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	44
ANEXO A – FATOR DE FORMA Q	46
ANEXO B – FATORES DE SERVIÇO Φ	47

1 INTRODUÇÃO

O presente trabalho surgiu da necessidade de se obter um sistema de transmissão confiável, através do dimensionamento de uma caixa de câmbio, a fim de adquirir respostas significativas do motor em baixas rotações. Tal sistema deve resistir com segurança às condições de trabalho impostas, proporcionando variações de torque e rotações de maneira eficiente, permitindo que o veículo supere os obstáculos impostos em competição sem maiores dificuldades.

Durante as competições de Baja SAE, os protótipos são submetidos a rigorosos testes de segurança, conforto, resistência e avaliação de relatório de projeto. Tal oportunidade propicia aos futuros engenheiros desenvolverem tecnologias de baixo custo, porém eficientes, com o intuito de aumentar o desempenho dos protótipos, podendo mais tarde ser empregadas em futuros veículos.

Dentro deste contexto, as transmissões de potência representam um dos sistemas com maiores oportunidades de inovação, pois caracteriza a ligação entre o motor e as rodas motrizes do veículo. Ao mesmo tempo, as transmissões automotivas devem ser eficientes e apresentar características que transmitam segurança e confiabilidade ao condutor.

Esse trabalho pretende responder a seguinte questão: Quais fatores devem ser considerados para a realização do dimensionamento do conjunto de transmissão de uma caixa de câmbio manual para emprego em um protótipo Baja SAE?

Justifica-se pela necessidade de uma transmissão moderna e corretamente dimensionada para o protótipo Baja SAE da FAHOR, quanto ao dimensionamento de relações de transmissão por engrenagens e corrente, determinação de perfis de engrenagens, cálculos de esforços e determinações de velocidades e torque máximos por engrenamento, permitiu também conhecer os potenciais pontos de falhas e melhoria de rendimentos.

Como objetivo geral desse trabalho destaca-se o dimensionamento dos elementos de transmissão para uma caixa de câmbio de um protótipo Baja SAE. Entre os objetivos específicos destaca-se:

- Identificar quais os dados necessários para o dimensionamento;
- Determinar as relações de transmissão;
- O dimensionamento da transmissão composta por engrenagens e corrente;

- Analisar os máximos valores de torque e velocidade final; e
- Analisar os esforços de tração atuantes no veículo.

Este trabalho abrange o processo de um dimensionamento de transmissão, apresentando os princípios de funcionamento de transmissões mecânicas até o dimensionamento de engrenagens e correntes planas como componentes de transmissão utilizados no sistema proposto. Enfatiza-se a análise dos esforços trativos sobre o veículo e sua capacidade de tração em diferentes condições de terreno e velocidades.

O trabalho em sua fase final apresenta o dimensionamento ideal dos componentes de transmissão para uma caixa de câmbio de três velocidades com ré levando em consideração os esforços de tração atuantes.

Além do presente capítulo, no qual se apresenta a introdução contendo o problema de pesquisa, a justificativa, os objetivos e as delimitações do trabalho, este documento está composto por mais quatro capítulos.

No capítulo 2, apresenta-se a revisão da literatura, abordando-se os principais conceitos de transmissões manuais, envolvendo os sistemas de transmissão por engrenagens, os tipos de engrenagens utilizadas na indústria automotiva e critérios para dimensionamento de engrenagens. Também são abordados conceitos referentes a transmissões por corrente e correias, além dos esforços de tração que estão diretamente relacionados ao desempenho da transmissão.

No capítulo 3, apresenta-se a metodologia de pesquisa utilizada no trabalho. Ainda, nesse capítulo, a estratégia, o delineamento da pesquisa, assim como as atividades realizadas são abordadas detalhadamente.

No capítulo 4, são apresentados os resultados, primeiramente apresentando os componentes presentes na transmissão e os dados envolvidos e em seguida o dimensionamento dos componentes da transmissão (engrenagens e corrente), os rendimentos dos componentes e, por fim, os esforços máximos de tração bem como os gráficos dos principais esforços.

E na última parte do trabalho, apresentam-se as conclusões da pesquisa, discutem-se as perspectivas quanto aos resultados alcançados e o cumprimento dos objetivos e proposta para trabalhos futuros.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 TRANSMISSÕES MANUAIS

Segundo Reshetov (1979), a tarefa das caixas de câmbio ou de transmissão com engrenagens é a regulagem da velocidade por meio de transmissões graduadas. Os principais requisitos para as caixas de câmbio são: garantir a quantidade necessária de rotações no eixo acionado; proporcionar coeficiente de rendimento para que, seja transferido para as rodas motrizes torque suficiente; possuir pequenas dimensões; e fácil manejo, montagem e regulagem.

De acordo com Naunheimer *et al.* (2011), o dimensionamento da caixa de câmbio é derivado dos princípios aplicados ao funcionamento e cumprimento das funções essenciais da transmissão. Segundo estes autores, uma transmissão veicular possui quatro funções principais: permitir arranque; mudança de velocidade; fluxo de potência; e controle da transmissão.

Happian-Smith (2002) ressalta alguns pontos importantes a serem considerados em relação às caixas de câmbio manuais conforme observado a seguir:

- Possuir boa eficiência mecânica;
- Proporcionar economia de combustível;
- Baixos custos de produção, em média a metade do automático equivalente;
- Peso – tipicamente 50 a 70% do peso do equivalente automático;
- Menor e, portanto, geralmente mais fácil de acomodar no veículo;
- As emissões e o consumo de combustível podem ser fortemente influenciados pela seleção de marcha pelo condutor;
- Funcionamento da embreagem e marchas pode ser cansativo, especialmente quando em trânsito pesado; e
- Não é adequado para todos os motoristas, controles de veículos maiores podem ser pesados e exigem mais alguma destreza durante a operação.

2.1.1 Sistema de Transmissão

A partir dos diagramas a seguir observa-se que as caixas de câmbio possuem vários conjuntos de engrenagens separados, em várias proporções. Com a transmissão em um engrenamento específico a potência segue por um dos caminhos possíveis através da caixa de câmbio. Quando houver alterações de

marcha à engrenagem de alimentação irá fluir ao longo de um caminho alternativo (HAPPIAN-SMITH, 2002).

Conforme abordado por Happian-Smith (2002), a Figura 1 (a) representa um diagrama esquemático mostrando uma caixa simples de quatro velocidades para ilustrar o conceito e (b) demonstra as diferentes marchas selecionadas onde o movimento passa por engrenagens constantes e eixo secundário e, em seguida através de pares de engrenagens ao eixo principal. Nestas caixas de câmbio o eixo de entrada é impulsionado, através da embreagem, pelo motor. As engrenagens estão em constante agrupamento na transmissão no eixo de entrada sempre impulsionando o eixo secundário. Sem marcha selecionada, ou seja, neutro, todas as engrenagens do eixo principal são livres para girar sobre o eixo e nenhuma unidade de transmissão pode passar para o eixo principal.

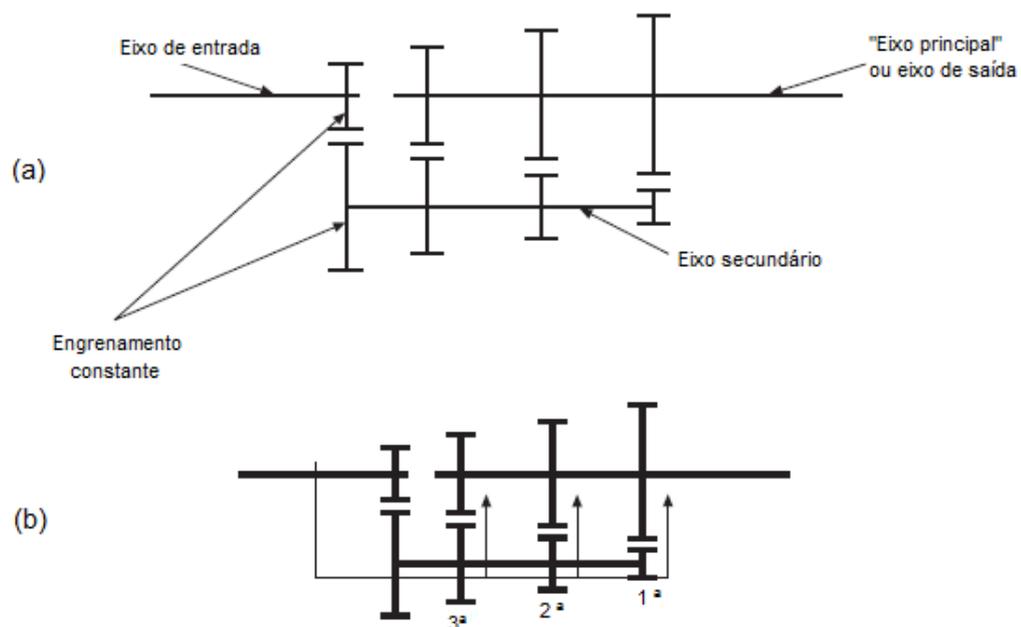


Figura 1: (a) Diagrama de uma caixa de câmbio simplificada e (b) diferentes marchas selecionadas. Fonte: Traduzido de Happian-Smith, 2002, p.417-418.

Stone e Ball (2004) descrevem o sistema de transmissão como um conjunto de três eixos: o eixo de entrada, o contra eixo (ou eixo secundário), e o eixo de saída (ou eixo principal). A engrenagem da embreagem é uma parte integrante do eixo de entrada de transmissão e sempre gira com o eixo. As engrenagens do contra eixo normalmente são fabricadas a partir de uma única peça de aço e, por vezes são referidos como as engrenagens de fragmentação. As engrenagens no eixo de saída, chamado de engrenagens de velocidade, são montados com rolamentos de rolos.

Elas são sempre engrenadas com a engrenagem de fragmentação e giram continuamente em torno do eixo principal. As engrenagens de velocidade são bloqueadas no eixo principal pela ação dos sincronizadores e, quando fechadas, transmitem torque ao eixo de saída.

2.2 CRITÉRIOS PARA DIMENSIONAMENTOS

Naunheimer *et al.* (2011) consideram que os fatores chave para o dimensionamento de uma caixa de mudanças são o sentido de rotação, a relação de transmissão e o torque. Tais fatores são tidos pelos autores como a base para o início da realização do dimensionamento, pois por meio deles, obtêm-se importantes definições iniciais a serem empregadas nos cálculos subsequentes. Os dados obtidos também servem de base, a fim de realizar comparações e avaliar modelos de transmissão diferentes e variantes, com o intuito de se obter um conjunto que apresente a melhor relação custo benefício e que se adeque as necessidades de utilização.

2.2.1 Definição do Sentido de Rotação

O sentido de rotação em uma transmissão é definido como positivo, conforme a Figura 3 (a) quando a direção de rotação é no sentido horário em um sistema cartesiano de coordenadas, e em (b) como visto na direção contrária à do movimento para frente relacionada com o veículo.

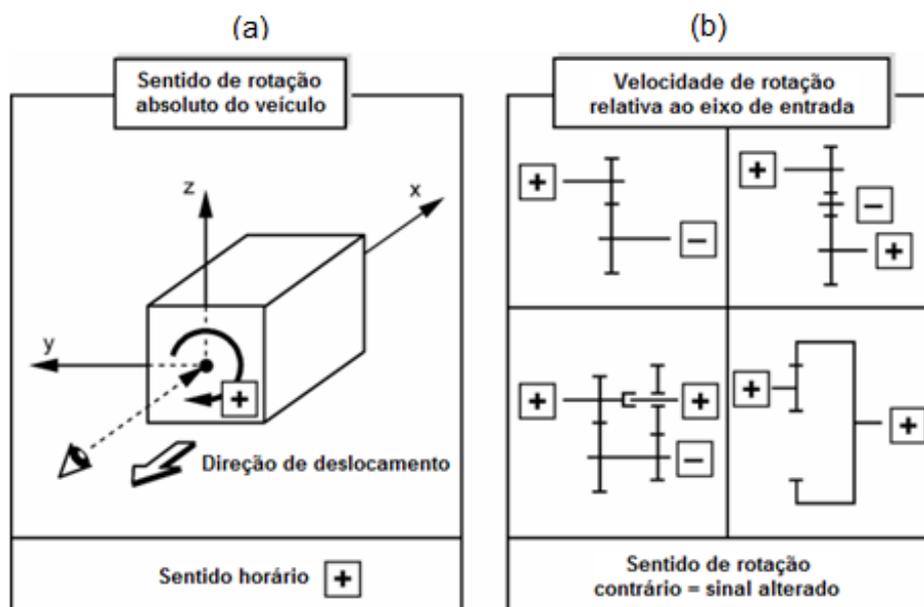


Figura 2: (a) Sentido de rotação positivo e (b) definição de sentido de rotação em uma transmissão. Fonte: Traduzido de Naunheimer *et al.*, 2011, p. 53.

No caso dos planos de engrenagens complicadas, especialmente no caso de engrenagens planetárias, é aconselhável representar as velocidades de rotação dos elementos de transmissão individuais com o seu sinal em relação ao outro. Em princípio, não tem importância qual das duas direções possíveis de rotação é definida como positiva, mas normalmente o sentido de rotação do veio de entrada da transmissão é tomado como positivo (NAUNHEIMER *et al.*, 2011).

2.2.2 Definição da Relação de Transmissão

Para determinar a relação de transmissão de um sistema e suas rotações, deve-se antes, de acordo com Antunes e Freire (1998), identificar se o sistema proposto é redutor ou ampliador, a seguir define-se ambos:

- Quando o movimento é transferido da engrenagem maior para a menor, há um aumento de rotação e o sistema é dito como ampliador; e

- Quando o movimento passa através da engrenagem maior para a menor, a rotação diminui caracterizando o sistema como redutor.

Segundo Costa (2002), um automóvel de pequenas dimensões necessita de uma desmultiplicação, ou redução. A determinação das relações de redução mínima numa caixa de cambio deverá elevar o torque o suficiente para que um automóvel, com a carga máxima, possa arrancar numa subida íngreme.

Conforme Naunheimer *et al.* (2011), a relação de transmissão total depende: da potência específica de saída do veículo; da velocidade de rotação do motor; e do uso pretendido. Veículos com baixa potência específica, como veículos comerciais, precisam de uma maior relação transmissão em geral. O mesmo se aplica para veículos com motores a diesel, que possuem baixa velocidade de rotação do motor.

2.2.3 Transmissão de Torque

De acordo com Halderman (2012), um veículo exige uma grande quantidade de torque para sair do repouso e para superar terrenos de grande inclinação, ainda que ele não exija tanto torque para mover-se em terreno plano. Torque é uma torção ou força de giro que é exercida sobre o eixo de entrada de uma transmissão. Um motor produz torque à medida que aumenta a sua velocidade até certo ponto em que a saída de torque começa a diminuir. Portanto, para obter movimento do veículo ou superar terrenos íngremes, é desejável usar uma transmissão que permite aumentar a velocidade do motor embora à velocidade do veículo seja baixa. Através

do uso de combinação de engrenagens é possível permitir que a rotação do motor aumente quando o veículo estiver em baixas velocidades e ainda assim permite a rotação do motor cair a velocidades mais elevadas para economizar combustível e reduzir as emissões de escape. Por exemplo:

- Primeira marcha: velocidade do veículo é baixa, a velocidade do motor é alta;
- Segunda marcha: aumenta à velocidade do veículo, velocidade do motor diminui;
- Terceira marcha: velocidade do veículo continua a aumentar, a velocidade do motor é mantida num intervalo estreito;
- Quarta marcha: Novamente, a velocidade do veículo aumenta, a velocidade do motor é aproximadamente a mesma que na terceira marcha.

O fluxo de torque através de uma transmissão manual ocorre quando o motor é aplicado ao eixo de entrada, quando a embreagem está engajada (fazendo a ligação do sistema). Este torque é aplicado à engrenagem principal, que está em constante engrenamento com a engrenagem do contra eixo. O torque do motor é multiplicado pela razão entre a engrenagem principal e a engrenagem agrupada. O torque do motor é então transferido e multiplicado novamente quando a primeira marcha é engatada com a primeira engrenagem correspondente no eixo de saída principal. Novamente, o torque é multiplicado pela razão entre as duas engrenagens. O torque do motor, em seguida, é aplicado às rodas motrizes, através do eixo motor, diferencial e eixos de transmissão (HALDERMAN, 2012).

2.3 TRANSMISSÃO POR ENGRENAGEM

Conforme Norton (2004), um par de engrenagens é basicamente um dispositivo de troca de torque por velocidade e vice-versa. Para este autor a comum aplicação das engrenagens reduz a velocidade e aumenta o torque proporcionando a movimentação de cargas mais pesadas, a exemplo das transmissões automotivas.

Constitui um trem ou sistema de engrenagens um conjunto de rodas dentadas engrenadas entre si de modo que nenhuma delas possa se movimentar independentemente das outras (PROVENZA, 1976).

2.3.1 Engrenagens Automotivas

Engrenagens para veículos, geralmente, são engrenagens cilíndricas de dentes retos ou helicoidais montadas sobre eixos paralelos em transmissões

manuais ou automáticas. Engrenagens cônicas também são muito utilizadas, normalmente, no conjunto diferencial das caixas de transmissão (MAITRA *apud* CASTRO, 2005).

Os principais modelos de engrenagens empregadas na indústria automobilística podem ser:

- Engrenagens Cilíndricas Retas: A engrenagem cilíndrica de dentes retos é o tipo mais simples de engrenagem. Consiste em uma roda com dentes de corte reto em torno de toda a sua circunferência. Todos os dentes de engrenagem são paralelos à linha de centro, ou eixo da engrenagem. Os dentes são moldados de modo que permite engrenar sem deslizamento com dentes de uma segunda engrenagem posicionada ao longo de um eixo paralelo. Os dentes da engrenagem fazem contato uns com os outros sobre a sua plena largura no mesmo instante. O fato dos dentes da engrenagem estarem integralmente em contato aumenta a força da engrenagem, mas também provoca uma operação demasiado ruidosa (HALDERMAN, 2012).

- Engrenagens Cilíndricas Helicoidais: As engrenagens helicoidais são similares a engrenagens retas, porém diferenciam-se quanto ao posicionamento dos dentes, inclinados com respeito ao eixo de rotação em um ângulo de hélice que pode variar de cerca de 10 a 45°. Engrenagens helicoidais de mesma direção podem ser acopladas com seus eixos cruzados e são então chamadas de engrenagens helicoidais cruzadas (NORTON, 2004).

- Engrenagens Cônicas: São engrenagens para eixos concorrentes e para relações de multiplicação até 6; para relações de multiplicação acima de "1,2", são, em geral, mais caras que as transmissões por engrenagens cilíndricas. Para melhorar a capacidade de carga e ainda o rendimento, atenuando o problema de ruído utiliza-se de dentes espirais ou hipoidais. O rendimento das engrenagens cônicas varia de 95 a 99% (ANTUNES; FREIRE, 1998).

- Engrenagens de parafuso sem fim: São empregadas para eixos reversos para relação de transmissão de até 1:100 por estágio, com rendimento de 45 a 97%. O rendimento diminui com o aumento da relação de transmissão. Para diminuir a relação de transmissão, deve-se aumentar o número de entradas na rosca helicoidal do parafuso (ANTUNES; FREIRE, 1998).

- Engrenagem Cremalheira: Segundo Nice *apud* Castro (2005), engrenagens cremalheiras são barras com dentes acoplados a uma engrenagem cilíndrica de

dentos geralmente retos responsáveis por transmitir movimento rotativo em linear ou vice-versa. O dimensionamento é semelhante às engrenagens cilíndricas ou helicoidais, mas a diferença é que uma segunda engrenagem acoplada à primeira tem diâmetro infinito, o que a torna linear. Contudo, Carreras e Gonzalez (1974), caracterizam a cremalheira como uma engrenagem de raio infinito. As engrenagens do tipo cremalheira são empregadas na indústria automotiva principalmente em setores de direção, apesar de seu uso estar sendo substituído por sistemas hidráulicos.

2.3.2 Dimensionamento de Engrenagens

De acordo com Shigley *et al.* (2005), a terminologia de dentes de engrenagens retas ilustrada na Figura 3, apresenta os principais parâmetros a serem dimensionados na engrenagem, onde o círculo primitivo caracteriza-se como um círculo teórico sobre o qual todos os cálculos geralmente se baseiam; seu diâmetro é o diâmetro primitivo (D_p), expressa pela Equação 1. Os círculos primitivos de um par de engrenagens engrazadas são tangentes entre si.

$$D_p = M \cdot z \quad (\text{eq. 1})$$

Onde, M é o módulo e z é o número de dentes para as engrenagens.

O adendo é a distância radial entre o topo do dente e o círculo primitivo. O círculo de adendo caracteriza-se como sendo o círculo limitante externo da engrenagem, seu diâmetro é o diâmetro externo. Para obter o diâmetro externo, deve ser usada a Equação 2 (SHIGLEY *et al.*, 2005).

$$D_E = D_p + 2 \cdot M \quad (\text{eq. 2})$$

Onde D_E é o diâmetro externo; D_p é o diâmetro primitivo; mais duas vezes multiplicado pelo o módulo.

O dedendo é a distância radial do fundo de dente ao círculo primitivo. Caracterizado na Figura 3 como circunferência de raiz possui como diâmetro o chamado diâmetro interno, obtido através da Equação 3 (SHIGLEY *et al.*, 2005).

$$D_I = D_p - 2 \cdot 1,66 \cdot M \quad (\text{eq. 3})$$

Onde (D_i) é o diâmetro interno; menos duas vezes “1,66” que é um valor estabelecido para o cálculo, multiplicando pelo o módulo dos dentes.

Caracterizada pela soma do adendo e dedendo, a altura completa (H) pode ser obtida através da multiplicação do módulo (M) com a constante “2,166”, conforme apresentado na Equação 5 (SHIGLEY *et al*, 2005).

$$H = 2,166 \cdot M \quad (\text{eq. 4})$$

Onde, (H) é a altura do dente o valor de “2,166” é o valor estabelecido por regra e deve multiplicar pelo o módulo do dente (SHIGLEY *et al*, 2005).

Para Shigley *et al.* (2005), o passo diametral (P) é a razão entre o número de dentes da engrenagem (z) e o diâmetro primitivo (D_p). É o recíproco do módulo.

$$P = \frac{(D_p \cdot \pi)}{z} \quad (\text{eq. 5})$$

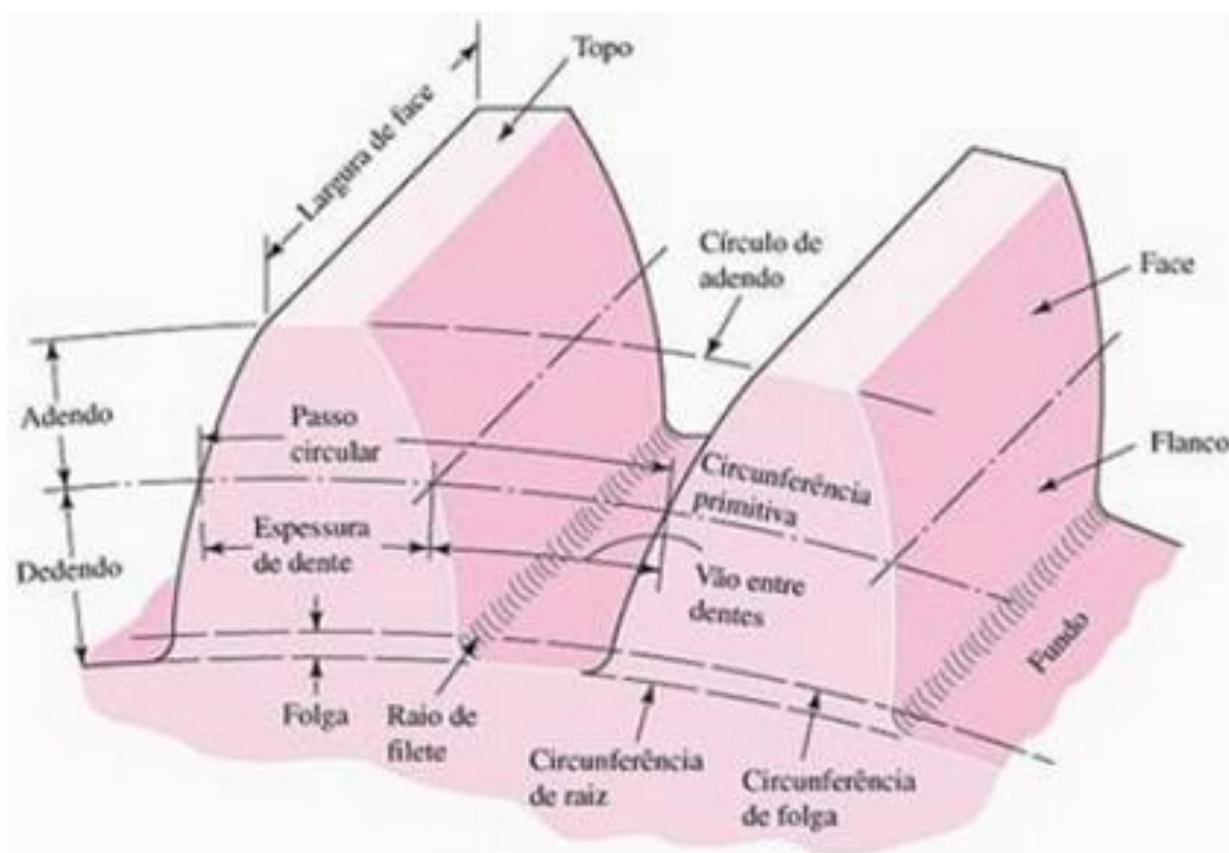


Figura 3: Nomenclatura para dentes de engrenagens cilíndricas de dentes retos. Fonte: Shigley *et al.* 2005, p. 630.

2.3.3 Geometria de Engrenamento

Caracterizado como um dos principais parâmetros a ser considerado no dimensionamento de engrenagens, o Ângulo de Pressão é descrito por Carreras e Gonzalez (1974) como o ângulo que forma a tangente comum dos dois perfis da engrenagem com a linha reta que une os centros das rodas.

Conforme Santos Junior (2002), a Figura 4 mostra dois círculos externos, representando os círculos primitivos em contato, mostra também dois círculos internos, que representam os círculos de base, nos quais está enrolado um fio, como se fossem polias de transmissão comum. O fio é tangente aos dois círculos de base, a reta ab é chamada de linha de ação ou de forças.

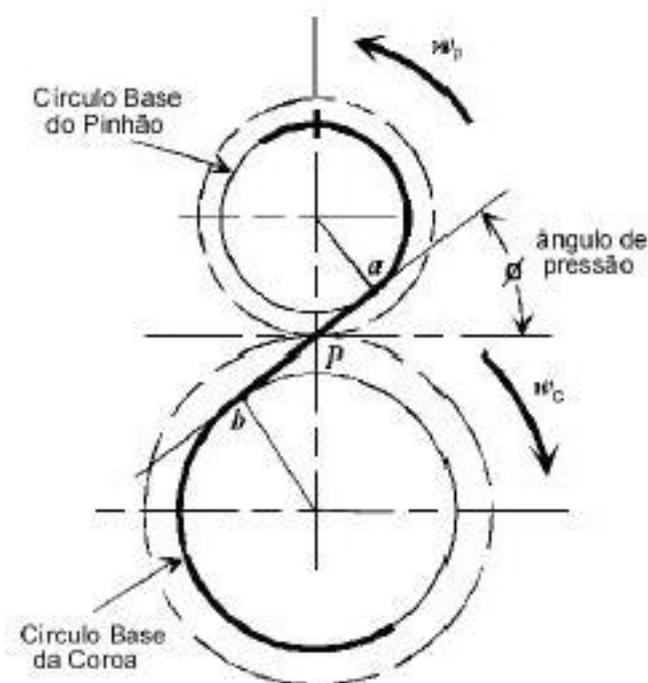


Figura 4: Idealização do ângulo de pressão. Fonte: Santos Junior, 2002, p. 07.

Castro (2005) considera a definição dos perfis de dentes de engrenagens como outro fator importante a ser considerado no dimensionamento. Conforme o autor, o perfil de dente de engrenagem mais utilizado para transmissão de potência é o perfil evolvente. As engrenagens helicoidais, usualmente, as mais empregadas em caixas de transmissão para automóveis utilizam engrenagens com perfis de dentes construídos obedecendo às propriedades do perfil evolvente.

A distância entre centros é definida por Melconian (2009) como a soma dos diâmetros primitivos do pinhão e da coroa dividido por dois, uma vez que os

diâmetros primitivos em contato são tangentes entre si, e pode ser obtida pela Equação 6.

$$D_C = \frac{(D_{P1} + D_{P2})}{2} \quad (\text{eq. 6})$$

Conforme Melconian (2009), a carga tangencial (F_t) é responsável pelo movimento das engrenagens, sendo também a carga que origina o momento fletor, tendendo a romper por flexão o pé do dente. A força tangencial conforme observado na Figura 5 é determinada pela fórmula:

$$F_t = \frac{M_t}{r_0} \quad (\text{eq. 7})$$

Onde

$$r_0 = \frac{d_0}{2}.$$

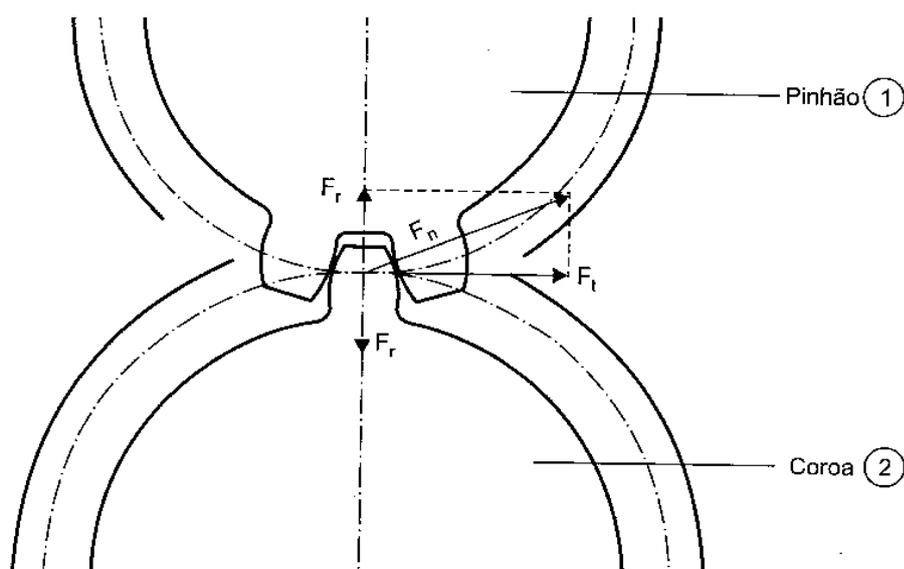


Figura 5: Força tangencial na engrenagem. Fonte: Melconian, 2009, p. 100.

Conhecendo a força tangencial atuante é possível obter a tensão de flexão no pé do dente. A tensão atuante deve ser menor ou igual à tensão admissível do material indicado. A fórmula que determina a intensidade da tensão é a seguinte:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F_t \cdot q \cdot \varphi}{b \cdot M} \leq \sigma_{material} \quad (\text{eq. 8})$$

Onde b representa a largura do dente da engrenagem, q é o fator de forma de engrenagem obtido em função do número de dentes (Anexo A) e φ equivale ao fator de serviço para o número de horas contínuas em eixos de transmissão com cargas uniformes conforme o Anexo B.

2.4 TRANSMISSÃO POR CORRENTE

Segundo Reshetov (1979), as correntes de transmissão são empregadas em transmissões de energia de distâncias médias entre árvores paralelas. Em comparação com as transmissões por correia, as de corrente têm medidas menores e garantem a relação de transmissão constante, uma vez que funcionam sem deslizamento.

As transmissões por corrente podem ser empregadas, de acordo com Niemann (2002), para eixos paralelos com uma maior distância entre eixos do que no caso de engrenagens cilíndricas, e para relações de multiplicação até 6, com um rendimento de 97 a 98%. Em comparação com as transmissões por engrenagens cilíndricas, o preço é da ordem de 85%, apresentando, além disso, a vantagem de uma só corrente poder acionar várias rodas, porém, possuem menor vida útil.

As correntes de rolos são de grande aplicação e constituem a maior parte das correntes empregadas na transmissão de potência, pois suportam cargas e velocidades altas (até 11m/s). São constituídos basicamente de talas de Aço ABNT 1050 ou aço liga. Pinos, buchas e rolos de aço cromo níquel de cementação. Podem ser simples ou múltiplas, com várias filas de rolos (ALMEIDA, s.d.).

2.4.1 Dimensionamento de Correntes

Para realização do dimensionamento, devemos considerar que várias seleções de correntes podem ser feitas para uma determinada aplicação. Considerações relativas à: expectativa de vida útil; limitações de espaço; velocidade; custos; dentre outras variáveis, são quesitos que direcionam a melhor seleção (IST, s.d.).

Normalmente as correntes simples satisfazem a maioria das exigências e tem custo menor. Ainda, devemos considerar sempre o uso do menor passo possível, que seja capaz de transmitir a potência e a carga na velocidade exigida pela aplicação. Correntes múltiplas de passo pequeno devem ser usadas para

transmitir potências a altas velocidades ou quando se desejar um baixo nível de ruído desde que possam ser usadas rodas dentadas com grandes números de dentes. A relação de transmissão é determinada pelas velocidades das rodas motrizes e conduzida e como regra geral podem ser de 6:1 em casos normais e de 10:1 em casos extremos. Para obtenção do máximo de vida útil da corrente, recomenda-se que a distância entre centros, das rodas dentadas situe-se entre 30 e 50 passos, podendo variar de um fabricante a outro (IST, s.d.).

Segundo Niemann (2002), um ou vários eixos podem ser acionados por um eixo, no mesmo sentido de rotação ou em sentido contrário, e por uma corrente. No entanto, é necessário que todas as engrenagens de corrente estejam num plano e os eixos estejam paralelos entre si. Além disso, a disposição de todos os eixos deve de preferência ser horizontal, para a corrente não necessitar de guias laterais. A velocidade tangencial pode ser até maior que 20 m/s.

As correntes de rolos observada na Figura 6 são as mais empregadas para elementos de transmissão, elas se compõem de elementos internos e externos, onde as talas são permanentemente ligadas através de pinos e buchas; sobre as buchas são ainda colocados rolos (pedaços tubulares). Utilizam-se ainda correntes duplas e triplas de rolos para maiores potenciais (NIEMANN, 2002).

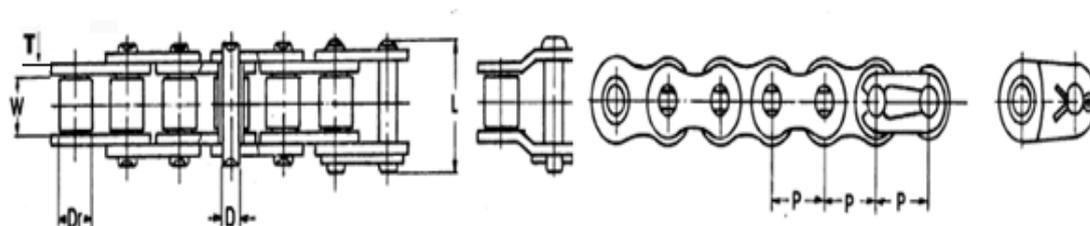


Figura 6: Corrente de rolos simples. Fonte: Niemann, 2002.

O círculo divisor das engrenagens de corrente com o diâmetro (d_0) conforme a Figura 7 é o círculo que passa pelos pontos médios das articulações da corrente sobreposta, portanto o círculo circunscrito aos vértices do polígono, onde a corrente se apoia sobre a engrenagem. A forma do dente das engrenagens de corrente deve, em primeiro lugar, permitir o livre engrenamento de entrada. A configuração da forma do dente pode continuar segundo as exigências construtivas e o desejado apoio da corrente (MELCONIAN, 2009).

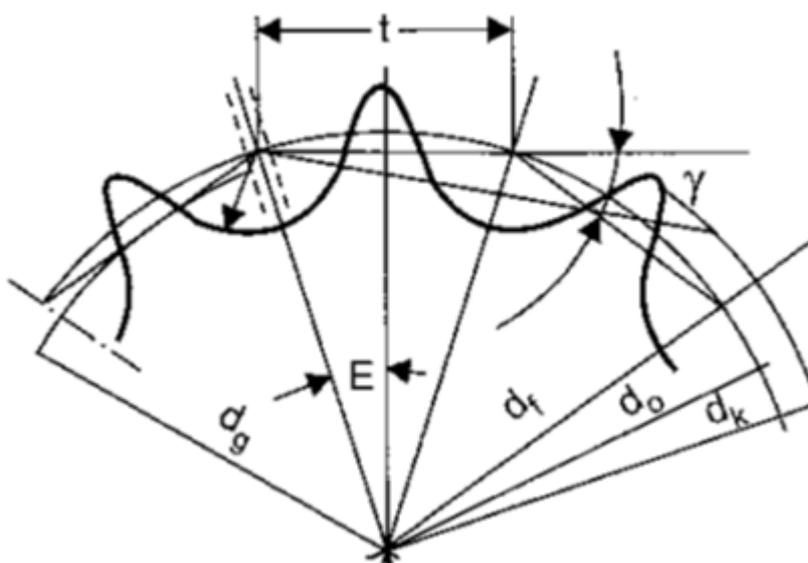


Figura 7: Roda dentada para corrente. Fonte: Melconian, 2009, p. 291.

Niemann (2002) aborda de forma prática o cálculo para transmissões por corrente, onde a relação de redução é obtida por:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{N_1}{N_2}, \quad (\text{eq. 9})$$

o diâmetro do círculo primitivo

$$d_0 = \frac{t}{\text{sen } \alpha} \quad (\text{eq. 10})$$

com

$$\alpha = \frac{180^\circ}{z},$$

número de elos da corrente

$$x = \frac{2D_C}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2} \right)^2 \frac{t}{D_C}, \quad (\text{eq. 11})$$

comprimento da corrente

$$L_k = x \frac{t}{10^3}, \quad L_{kw} \approx L_k + \frac{L_k}{1000}, \quad (\text{eq. 12})$$

onde (L_k) é o comprimento teórico da corrente e (L_{kw}) o comprimento real dado em metros e, para a velocidade da corrente

$$v = \frac{z_1 t N_1}{10^3 \cdot 60}. \quad (\text{eq. 13})$$

2.5 TRANSMISSÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL

Transmissões Continuamente Variáveis (CVT) são transmissões conversores de torque e velocidade cuja relação pode ser variada continuamente sem interromper o fluxo de energia. Em combinação com um controle inteligente de motor/transmissão, é possível explorar através das transmissões continuamente variáveis a curva característica de desempenho do motor mais plenamente (NAUNHEIMER *et al*, 2011).

Conforme Naunheimer *et al.* (2011), as transmissões continuamente variáveis utilizadas em carros de passageiros de produção em massa são quase exclusivamente de polia. A componente central da polia de transmissão é o variador. Consistem principalmente de discos cônicos e uma correia. A potência é transmitida por atrito ao longo da correia, que corre entre dois discos cônicos axialmente ajustáveis. Através o ajuste axial dos discos cônicos, a correia roda em diâmetros variáveis, infinitamente variando a proporção de acordo com a Figura 8.

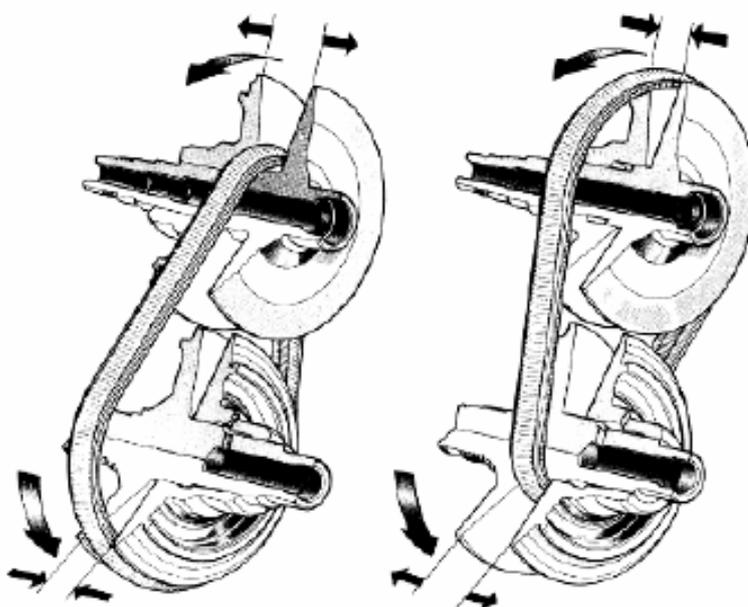


Figura 8: Princípio de funcionamento da transmissão CVT. Fonte: Naunheimer *et al*, 2011.

Segundo Sousa *apud* Yok (1996), o variador de polia variável é fácil de manusear, devido ao volante utilizado para o comando na variação de velocidade, sendo esta variação contínua na rotação. O controle do comando de velocidade deverá ser utilizado apenas com o variador em funcionamento. Sua simplicidade na construção facilita a manutenção, necessitando de pouca lubrificação. Outro fator

decisivo é a facilidade de ajustamento na instalação, uma vez que o variador de velocidades pode ser montado em varias posições (ângulos).

2.6 DESEMPENHO DA TRANSMISSÃO

De acordo com Naunheimer *et al.* (2011), o desempenho de um veículo pode ser definido pela sua velocidade máxima e capacidade de aceleração. O desempenho da transmissão de um veículo também pode ser determinado comparando a tração disponível com a tração necessária para superar qualquer obstáculo.

Para que as caixas de câmbio forneçam o máximo desempenho a que foram projetadas, deve-se considerar o bom dimensionamento dos seus meios de transmissão, tais como as engrenagens. Conforme Castro (2005), as engrenagens são altamente carregadas para seus tamanhos, no entanto, seus altos esforços são de pouca duração. Isto permite projetar, ou dimensionar, uma engrenagem com a vida limitada para o máximo torque do motor sabendo que esta engrenagem irá durar muitos anos sob um torque médio de uso do veículo.

Transmissões de veículos têm de ser dimensionadas para proporcionar a conversão de torque de forma adequada para as diferentes condições de operação, com baixo consumo de combustível e a um preço competitivo. Isto significa vida de serviço apropriada para o pretendido uso (resistência à fadiga operacional), confiabilidade, facilidade de operação, baixo nível de ruído, baixo peso e alta eficiência (NAUNHEIMER *et al.*, 2011).

2.6.1 Rendimento das Transmissões

Em qualquer tipo de transmissão, é inevitável a perda de potência. O sistema de transmissão inclui os eixos, mancais, rodas de atrito, correias de transmissão, correntes, e engrenagens que devem ser adequadamente instaladas e sujeitas a intervenções de manutenção regulares. As perdas são originadas pelo atrito entre as superfícies, agitação do óleo lubrificante, escorregamento entre correias e polia entre outras situações (MELCONIAN, 2009).

A Tabela 1 demonstra os valores normais de eficiência (η) para os principais tipos de componentes de transmissões.

Tabela 1
Valores normais de η em função do 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.

Melconian (2009) cita que a potência útil em um eixo pode ser obtida multiplicando a potência fornecida do motor pelo número de eficiências dos componentes envolvidos de acordo com a Equação 14.

$$P_{u_n} = P_{motor} - \eta_n \quad (\text{eq. 14})$$

Desta forma, consta-se que a potência de entrada da transmissão é dissipada, em parte, sob a forma de calor e ruído, resultando a outra parte em potência útil geradora de trabalho.

$$P_u (HP) = P_e - P_d \quad (\text{eq. 15})$$

Conforme Dias (2011), a eficiência de um sistema de transmissão completo varia de 90 a 98% para automóveis e de 80 a 95% para veículos comerciais, sendo a eficiência para caixas de câmbio apresentadas no Quadro 1 a seguir:

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

Quadro 1: Eficiência de Caixas de Câmbio. Fonte: Dias, 2011 p. 07.

2.6.2 Força de Tração

De acordo com Dias (2011), pode definir-se a Força de Tração como sendo a força gerada pelo conjunto de transmissão disponível nas rodas do veículo, onde a força máxima é obtida com a relação mais curta (1ª marcha).

Para a obtenção da força de tração máxima é necessário conhecer o torque máximo na roda (T_R) exercido, através da Equação 16.

$$T_R = \frac{T_M \cdot N_M \cdot \eta_T}{N_R} \quad (\text{eq. 16})$$

A Força de Tração do veículo pode ser obtida por meio da Equação 17 descrita a seguir:

$$F = \frac{T_R \cdot i_F \cdot \eta_T}{R} \quad (\text{eq. 17})$$

2.6.3 Força de Atrito

Da Silva (2002) descreve que, quando a superfície de um corpo desliza sobre outro, cada corpo exerce sobre o outro uma força paralela às superfícies, chamada de força de atrito. A força de atrito tem sentido oposto ao seu movimento em relação ao outro corpo.

As forças de atrito que atuam entre superfícies em repouso relativo são chamadas de forças de atrito estático, em contraposição às forças de atrito cinético

que acontece entre superfícies que têm movimento relativo. Existe atrito entre superfícies em repouso quando acontece uma tendência ao movimento. A força de atrito estático máxima entre duas superfícies é igual à força mínima necessária para iniciar o movimento relativo. Iniciado o movimento, as forças de atrito que atuam entre as superfícies usualmente decrescem, passando a atuar a força de atrito cinético, de modo que uma força menor é suficiente para manter o movimento (DA SILVA, 2002).

Para Dias (2011), a Força de Atrito máximo atuante entre a roda motriz e o solo é apresentada conforme a Equação 18 a seguir:

$$F_a = \mu_e \cdot F_N \quad (\text{eq. 18})$$

Onde μ_e indica o coeficiente de atrito entre as superfícies e F_N indica o valor da força normal exercida sobre o eixo de tração, ou seja, quanto maior for a carga sobre o eixo, maior será o atrito.

2.6.4 Esforço de Tração

Considera-se como Esforço de Tração (Figura 9), a força de tração necessária para vencer a soma de todas as resistências ao movimento. É determinada pela Equação 19 (DIAS, 2011).



Figura 9: Esforços de Tração. Fonte: Dias, 2011, p. 14.

$$F_T = R_A + F_R + Grad \quad (\text{eq. 19})$$

As forças de resistência ao movimento caracterizam-se pela Resistência do Ar, Resistência ao Rolamento e Gradiente de Resistência, e conforme Dias (2011) são apresentados a seguir:

- Resistência do Ar: caracteriza-se pela resistência oferecida pelo ar durante o movimento, é obtido pela Equação 20.

$$R_A = \frac{C_X \cdot V^2 \cdot A}{21} \quad (\text{eq. 20})$$

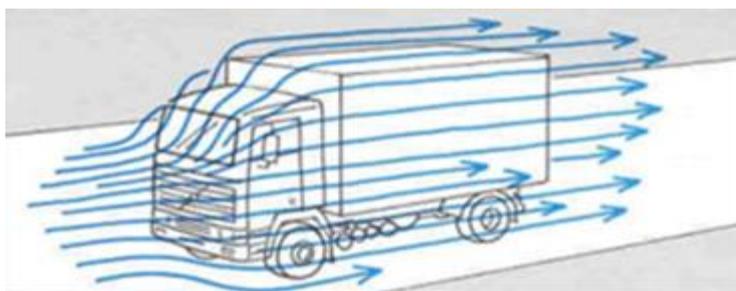


Figura 10: Atuação da resistência aerodinâmica. Fonte: Dias, 2011 p. 15.

Onde C_X é o coeficiente de resistência aerodinâmica, A representa a área frontal do veículo e 21 é uma constante.

- Resistência ao Rolamento: através da Equação 21 é obtida a resistência devido à deformação dos pneus e a superfície do piso no ponto de contato.

$$F_R = R_m(N/kg) \cdot C (kg) \quad (\text{eq. 21})$$

A Tabela 2 exhibe os principais valores dos coeficientes de Resistência ao Rolamento e Resistência ao Atrito para diferentes tipos de estradas.

Tabela 2

Atrito dos pneus e coeficientes de resistência ao rolamento:

Estrada	μ	R_m (N/kg)
Asfalto seco / concreto	1,00	0,014
Asfalto molhado	0,70	0,014
Estrada de terra seca	0,65	0,050
Estrada de terra molhada	0,55	0,080
Cascalho	0,60	0,020
Areia	0,60	0,300

Fonte: HPWizard - Automotive design tools, 2012. Adaptado pelo Autor.

- Gradiente de Resistência: caracteriza-se pela resistência gerada devido à inclinação da superfície da estrada, sendo obtido através da Equação 22.

$$Grad = \frac{C (kg) \cdot 9,81 \cdot S}{100} \quad (\text{eq. 22})$$

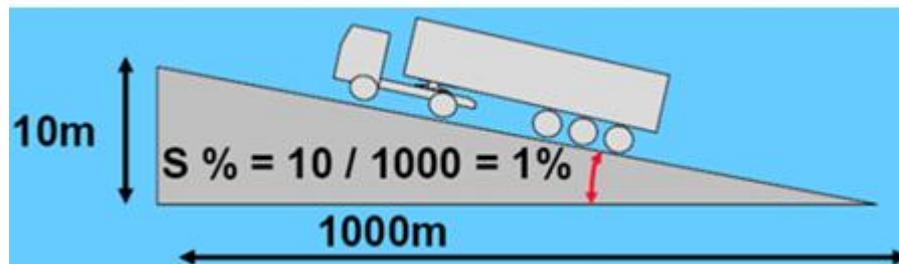


Figura 11: Gradiente de inclinação. Fonte: Dias, 2011 p. 17.

Através da soma de todos os esforços citados que impõem resistência ao movimento obtêm-se o Esforço de Tração, ou Força Máxima de Resistência, gerada considerando as piores situações possíveis impostas ao veículo. Em uma estrada plana (0% de inclinação), os esforços de resistência apresentam somente a soma do arrasto aerodinâmico e resistência ao rolamento (DIAS, 2011).

Para Dias (2011), o fato dos motores de combustão interna trabalharem em uma faixa restrita de rotações e possuírem curva característica de torque, faz com que a função básica de desempenho da transmissão seja “ampliar” a faixa de trabalho do motor e permitir que o motor opere em condições adequadas (consumo, emissões, ruído).

3 METODOLOGIA

3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS

Como metodologia para execução deste trabalho, definiu-se o emprego do seguinte procedimento:

1. Coleta de dados;
2. Definição das relações de transmissão;
3. Dimensionamento dos componentes de transmissão;
4. Cálculo dos rendimentos; e
5. Análise dos esforços de tração.

3.1.1 Coleta de Dados

Para o dimensionamento dos elementos da transmissão para o veículo Baja, é necessário conhecer o motor empregado. Como padrão de competição estabelecido pela SAE International, todos os protótipos devem contar com o motor Briggs & Stratton modelo Intek™ OHV de 10 HP, sendo que o mesmo não deve sofrer alterações que proporcionam ganho de potência e consequente melhora de desempenho, caso ocorra alguma modificação no motor a equipe pode vir a ser desclassificada.

O motor utilizado é do tipo estacionário, mono cilindro de quatro tempos, de combustão interna, com injeção de gasolina por carburação. Como o seu projeto tido como estacionário o que faz trabalhar em uma faixa de rotação, a capacidade de transferir todo seu torque é reduzido devido as constantes variações de rotação e as exigentes necessidades que estão sujeitas os protótipos baja SAE. Visto isso, é necessário dimensionar uma caixa de redução variável que atenda estas necessidades. As Figuras 12 e 13 descrevem as características do motor Briggs & Stratton 10 HP, mostrando a curva de torque característica e a curva de potência.



Figura 12: Curva de torque do motor Briggs & Stratton 10HP. Fonte: Sousa *apud* Briggs & Stratton, 1999.

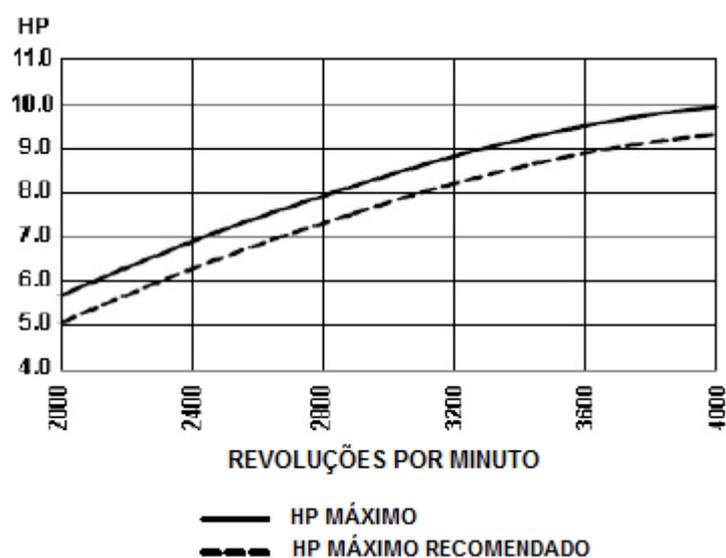


Figura 13: Curva de potência do motor Briggs & Stratton 10HP. Fonte: Sousa *apud* Briggs & Stratton, 1999.

Através gráfico apresentado na Figura 12, é possível observar que o motor em estudo possui um torque máximo de 18,6 N.m à 2600 rotações por minuto. Através desta informação identificamos a faixa de rotação que gera maiores esforços na transmissão e proporcionando ao veículo maior força de tração.

Em seguida, analisamos as especificações de funcionamento do CVT modelo CVTech, modelo este já empregado pela equipe, de fácil manutenção e fornecido pelo programa de patrocínio da empresa CVTech-Ibc. A Figura 14 mostra as especificações dimensionais do modelo empregado e o Quadro 2 apresenta os critérios para seleção da correia junto com as relações de transmissão geradas pelo conjunto de polias.

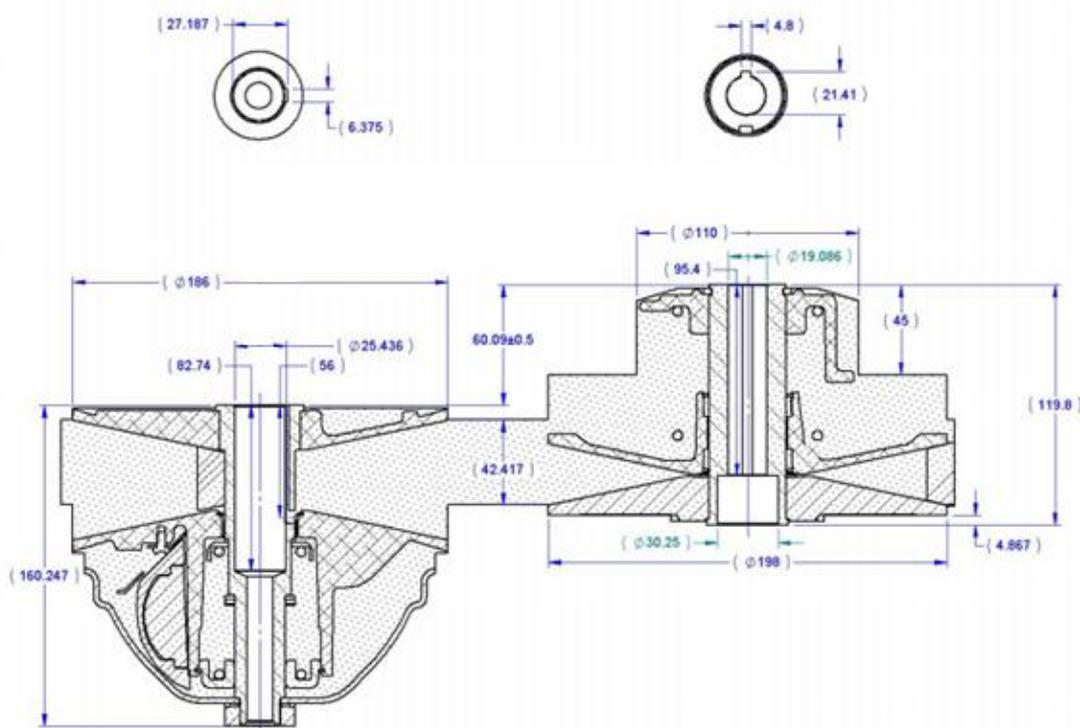


Figura 14: Parâmetros dimensionais da transmissão CVTech (mm). Fonte: CVTech-lbc, 2012.

C/C (mm)	n° da correia	Relação mín.	Relação máx.	Varição da rel.
200	BD52-2167-S	3.0 : 1	0.43 : 1	6.97
214	BD52-2172-S	3.0 : 1	0.43 : 1	6.97
242	BD52-2183-S	3.0 : 1	0.43 : 1	6.97
299	KE52-2205-S	3.0 : 1	0.43 : 1	6.97

Quadro 2: Especificações para seleção da correia. Fonte: Adaptado de CVTech-lbc, 2012.

3.1.2 Definição das Relações de Transmissão

Para o dimensionamento dos elementos de transmissão foi necessário definir a relação de transmissão máxima pretendida para a primeira marcha com o intuito de realizar os cálculos referentes ao número de dentes do primeiro par de engrenagens e o torque máximo, a fim de apresentar o melhor rendimento possível.

O dimensionamento foi iniciado pelas engrenagens, esses elementos são de grande importância para o desempenho da caixa redução. Por se tratar de um dimensionamento de transmissão para obtenção de dados de desempenho trativos do veículo este cálculo se limita a definição da tensão de flexão máxima atuante na engrenagem, não entrando em detalhes quanta à escolha do material para fabricação da engrenagem.

Inicialmente, a escolha do módulo foi realizada, definido o módulo de 2,5 para o dimensionamento das engrenagens do conjunto de marchas. O tipo de engrenagem necessária, que no dimensionamento foi de dentes retos, com o número de dentes possíveis que terão em todas as engrenagens do sistema, isto é quem definiu a relação de cada uma delas, para se ter uma redução. Com o intuito de obter uma menor caixa possível, a definição das relações de redução para cada uma das 3 marchas se deu obedecendo a faixa de dimensionamentos existentes que estipulam o valor da relação final da transmissão de veículos Baja SAE na faixa de 8:1 à 5:1 empregando somente a transmissão CVT como mecanismo de variação de relações, o que proporciona um equilíbrio entre torque e velocidade final conjunto e gera um bom desempenho para o veículo.

A redução mais curta escolhida (1ª marcha), para o sistema completo de transmissão do veículo seria de “7,5:1” e a redução da caixa foi de “17,5:1”. Para ter esta redução, o primeiro par de engrenagens no caso Z1 e Z2 (Figura 15) a redução foi de “3,15:1”. Em seguida no segundo par de engrenagens Z7 e Z8 que compõem a redução final a relação foi de “5,56:1”. Para determinar a relação do conjunto de engrenagens composto, multiplicam-se as relações do sistema, incluindo o CVT no qual ele tem uma redução de 0.43:1 em alta rotação de acordo com o Quadro 2. Com isso deve-se usar o valor final da caixa para 1ª marcha e multiplicar com CVT, obtendo assim o valor final de 7,53:1.

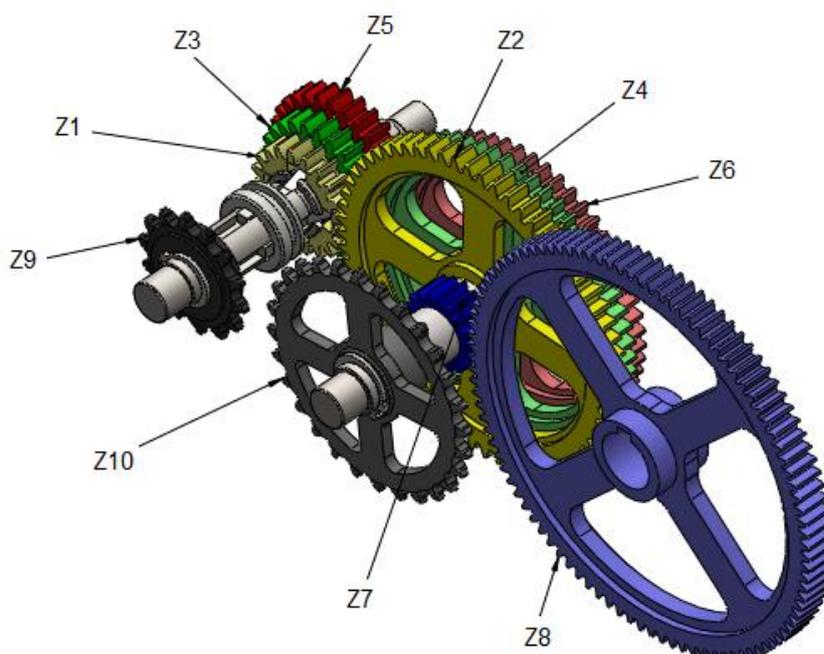


Figura 15: Layout da transmissão e designação das engrenagens.

Conhecendo o valor da redução para a 1ª marcha e pra redução final podemos estipular as reduções pra as demais marchas e escaloná-las de forma a obter a velocidade final desejada conforme observado na Tabela 3.

Tabela 3
Valores gerais das relações de transmissão:

	Reduções	if Caixa	Caixa + CVT	Vmáx. marcha
1ª marcha	3,15:1	17,51:1	7,53:1	50,71 km/h
2ª marcha	2,32:1	12,90:1	5,55:1	68,81 km/h
3ª marcha	1,76:1	9,78:1	4,20:1	90,93 km/h
Marcha à ré	2,0:1	11,12:1	4,78:1	79,89 km/h
Red. Final	5,56:1	-	-	-

3.1.3 Dimensionamento da Transmissão

Para o dimensionamento das engrenagens foi definido inicialmente que o tipo a ser usado foi o cilíndrico de dentes retos, considerando que este desenho o desenho é adequado a situação e apresenta a melhor relação custo benefício, e de posse de todos os dados necessários, foram dimensionados os engrenamentos considerando todos os parâmetros geométricos necessários para uma eventual fabricação.

Optou-se pelo uso de transmissão por corrente de rolos simples na marcha à ré para evitar o uso de uma engrenagem intermediária para inversão da rotação o que acarretaria em mais um eixo e mancais agregando maior peso e complexidade ao sistema. Foram dimensionadas as engrenagens da corrente, passo, número de elos, comprimento e entre centros, fatores básicos para a seleção de uma corrente comercial que se adeque as solicitações. O emprego da transmissão por corrente além de ser mais viável economicamente, possui baixo peso e complexidade e supre as necessidades de eficiência uma vez que seu emprego se dá em baixas rotações sendo acionada somente em marcha a ré.

3.1.4 Cálculo dos Rendimentos

Para o cálculo dos rendimentos, primeiramente identificou-se os componentes mecânicos responsáveis pelas dissipações de potência no sistema e o valor de eficiência dos mesmos. Elaborou-se um diagrama esquemático da

transmissão completa envolvendo todos os componentes e sua distribuição pelo sistema. Obteve-se a potência dissipada ao final da transmissão e por estágio (eixo) e com isso a potência útil fornecida às rodas motrizes.

Foi possível comparar o rendimento do sistema completo e dos componentes de transmissão dimensionados com os rendimentos considerados aceitáveis para os sistemas de transmissões automotivos similares, podendo assim obter parâmetros que comprovem sua eficiência.

3.1.5 Análise dos Esforços de Tração

Através das relações de transmissão definidas, calculou-se o torque máximo disponível no eixo final para as diferentes rotações e marchas e com isso obteve-se a Força Máxima de Tração através da relação mais curta, que o veículo fornece as rodas. Obteve-se também a Força de Atrito Estático máximo necessário para colocar o veículo em movimento. Para isso, fez-se necessário coletar informações quanto aos coeficientes de arrasto aerodinâmico e área frontal do veículo, coeficientes de atrito e rolagem dos pneus com os diferentes tipos de solo, a fim de calcular os demais esforços.

O Esforço Máximo de Tração representa a soma de todos os esforços envolvidos na tração, onde através dos coeficientes adquiridos pode-se obter o Esforço de Rolamento, Resistência Aerodinâmica e Gradiente de Inclinação, considerando as condições que apresentassem maior esforço.

Por fim, foi elaborado alguns gráficos conforme abordado por Dias (2011), como o gráfico de esforço de tração em função da velocidade ao trocar de marchas e o gráfico Dente-de-Serra, que demonstra o escalonamento das marchas e sua abrangência. Os gráficos tem por finalidade facilitar o entendimento e servir de base para comparações com demais sistemas.

4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

4.1 DIMENSIONAMENTOS

Os elementos a serem dimensionados compreendem, conforme mostrado na Figura 15, quatro pares de engrenagens cilíndricas de dentes retos, sendo que três pares compõem as marchas e o último par, a redução final. O outro elemento de transmissão abrange uma corrente de rolos simples e suas engrenagens (pinhão e coroa), responsáveis pela inversão da transmissão (marcha a ré).

Os dimensionamentos estão limitados aos padrões geométricos dos elementos, sendo que para as engrenagens foi calculada a tensão máxima atuante no pé do dente para deixar a cargo de projetos futuros a escolha do material.

4.1.1 Dimensionamento das Engrenagens

Para iniciar o cálculo das engrenagens, foi definido que a engrenagem Z1 ficaria com 20 dentes, visto que, o seu diâmetro primitivo não pode ser inferior a 50 milímetros, pois, conforme observado na Figura 16, o sistema de troca de marchas utilizado em que se baseia o dimensionamento se faz através de chavetas, e com essa geometria evita-se assim que se altere o eixo e o mecanismo de troca já existente.

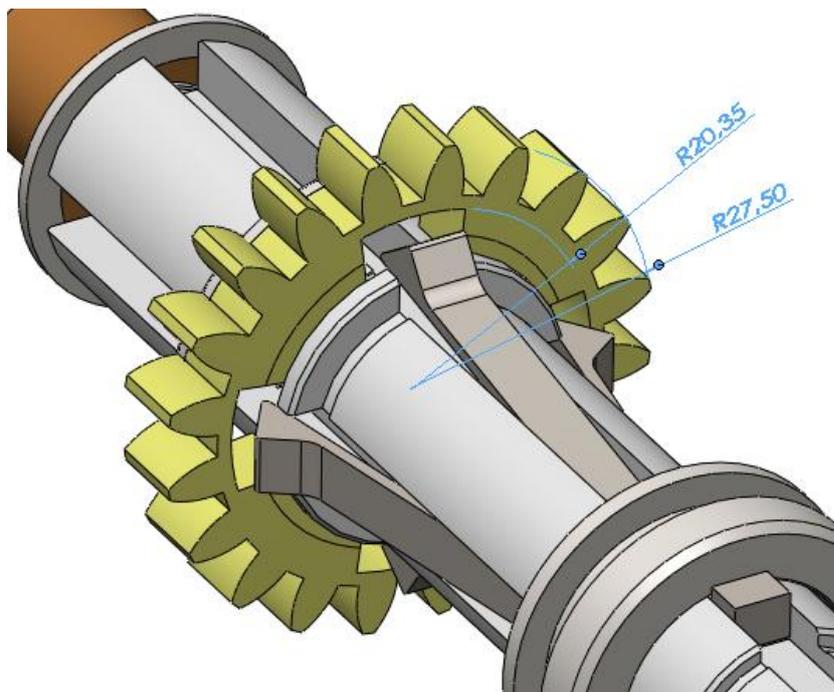


Figura 16: Limitação de dimensionamento da engrenagem Z1.

Para todas as engrenagens foi definida a espessura das mesmas com o valor de 15 mm e módulo 2,5 para os conjuntos de marchas. Ao iniciar o cálculo da primeira engrenagem Z1, com o número de dentes equivalentes a “ $z = 20$ ”, foi usado a Equação 1. Como não seria possível saber o diâmetro primitivo das engrenagens e sabendo o módulo e o número de dentes, foi possível ter o seguinte resultado.

$$D_P = 2,5 \cdot 20 \quad (\text{eq. 1})$$

$$\mathbf{D_P = 50 \text{ mm}}$$

Para obter o diâmetro externo usou-se a Equação 2.

$$D_E = 50 + 2 \cdot 2,5 \quad (\text{eq. 2})$$

$$\mathbf{D_E = 55 \text{ mm}}$$

Através da Equação 3 obteve-se o diâmetro interno.

$$D_I = 50 - 2 \cdot 1,66 \cdot 2,5 \quad (\text{eq. 3})$$

$$\mathbf{D_I = 41,7 \text{ mm}}$$

Todos os tipos de engrenagens, independente de sua função devem ter uma altura necessária para se trabalhar, sem que ocorra um desgaste alto das engrenagens e assim elevando sua vida útil da mesma. Para isso é usada a Equação 4 para obter a altura correta.

$$H = 2,166 \cdot 2,5 \quad (\text{eq. 4})$$

$$\mathbf{H = 5,415 \text{ mm}}$$

Em seguida, deve ser calculado o passo diametral da engrenagem (P), no qual é usada a Equação 5 para o mesmo.

$$P = \frac{(50 \cdot \pi)}{20} \quad (\text{eq. 5})$$

$$\mathbf{P = 7,85 \text{ mm}}$$

Essas mesmas equações, usadas para obter os valores da engrenagem Z1 foram usadas para encontrar os valores das demais engrenagens conforme observado na Tabela 4. A fim de proporcionar uma caixa de transmissão mais compacta, utilizou-se módulo 2 no par de engrenagens compostos pela engrenagem Z7 e Z8, reduzindo assim o seu diâmetro e proporcionando a mesma relação de transmissão.

Tabela 4

Valores dimensionais em milímetros das demais engrenagens de dentes retos:

Engrenagem	<i>z</i>	<i>M</i>	<i>D_P</i>	<i>D_E</i>	<i>D_I</i>	<i>H</i>	<i>P</i>
Z1	20	2,5	50	55	41,7	5,415	7,85
Z2	63	2,5	157,5	162,5	149,2	5,415	7,85
Z3	25	2,5	62,5	67,5	54,2	5,415	7,85
Z4	58	2,5	145	150	136,7	5,415	7,85
Z5	30	2,5	75	80	66,7	5,415	7,85
Z6	53	2,5	132,5	137,5	124,2	5,415	7,85
Z7	18	2	36	40	29,4	4,332	6,28
Z8	100	2	200	204	193,4	4,332	6,28

Para determinar a distância entre os centros das engrenagens é usada a Equação 6, sendo o primeiro resultado a distância entre os eixos 1 e 2 e segundo valor obtido para os eixos 2 e 3.

$$D_{C_{12}} = \frac{(50 + 157,5)}{2} \quad (\text{eq. 6})$$

$$D_{C_{12}} = \mathbf{103,75 \text{ mm}}$$

$$D_{C_{23}} = \frac{(36 + 200)}{2}$$

$$D_{C_{23}} = \mathbf{118 \text{ mm}}$$

Para a tensão máxima admissível no pé do dente é necessário determinar a Força Tangencial atuante obedecendo a Equação 7, onde a engrenagem que sofre mais esforço é a Z7, pois mesmo Z8 estando posicionada no eixo 3 e transferir maior torque, o menor diâmetro da engrenagem Z7 faz com que a Força Tangencial nela atuante seja a maior do sistema. A Equação 16 descreve o torque máximo atuante no eixo da engrenagem Z7.

$$T_E = \frac{18,6 \cdot 2600 \cdot 0,9317}{1919,5} \quad (\text{eq. 16})$$

$$T_E = 23,47 \text{ N.m}$$

$$F_t = \frac{23,47 \text{ N.m}}{0,018 \text{ m}} \quad (\text{eq. 7})$$

$$F_t = 1303,9 \text{ N}$$

Obtido a Força tangencial que atua sobre o dente da engrenagem é possível obter a Tensão Máxima ($\sigma_{m\acute{a}x}$) atuante para φ equivalente à 10h de serviço em eixos de transmissão com cargas uniformes conforme o Anexo B.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{1303,9 \text{ N} \cdot 3,5 \cdot 1,0}{15 \text{ mm} \cdot 2} \leq \sigma_{material} \quad (\text{eq. 8})$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 152,1 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{material}$$

4.1.2 Dimensionamento Transmissão por Corrente

Para o dimensionamento do par de engrenagens da corrente que é devido a suas baixas exigências definiu-se como relação de redução 2:1 sendo que a primeira engrenagem “Z9” conta com 14 dentes, deixando a engrenagem Z10 com 28 dentes de acordo com a Equação 9.

$$2 = \frac{z_{10}}{14} \quad (\text{eq. 9})$$

$$z_{10} = 28 \text{ dentes}$$

Outro fator importante a ser considerado é o passo da engrenagem uma vez que as correntes são tabeladas, definiu-se que o passo (t) é de 12,7 mm. Este dado torna possível a obtenção do diâmetro primitivo das engrenagens Z9 e Z10 conforme a Equação 10, onde o ângulo (α) necessário é obtido por:

$$\alpha_9 = \frac{180^\circ}{14}$$

$$\alpha_9 = 12,86^\circ$$

$$d_{09} = \frac{12,7}{\text{sen } 12,86^\circ} \quad (\text{eq. 10})$$

$$\mathbf{d_{09} = 57,06 \text{ mm}}$$

$$\alpha_{10} = \frac{180^\circ}{28} \rightarrow \alpha_{10} = 6,43^\circ$$

$$d_{010} = \frac{12,7}{\text{sen } 6,43^\circ}$$

$$\mathbf{d_{010} = 113,4 \text{ mm}}$$

Devido ao arranjo das engrenagens Z9 e Z10 no sistema a distância entre eixos é a mesma obtida na Equação 6 entre o eixo 1 ao eixo 2, ou seja, $D_{C_{9,10}} = 103,75 \text{ mm}$. Assim obtemos o número de elos da corrente através da Equação 11.

$$x = \frac{2 \cdot 103,75}{12,7} + \frac{14 + 28}{2} + \left(\frac{28 - 14}{2}\right)^2 \frac{12,7}{103,75} \quad (\text{eq. 11})$$

$$x = 43,34 \rightarrow \mathbf{x = 44 \text{ elos}}$$

O comprimento da corrente é conhecido pela Equação 12.

$$L_k = 44 \cdot \frac{12,7}{10^3} \quad (\text{eq. 12})$$

$$\mathbf{L_k = 0,5588 \text{ m}}$$

$$L_{kw} \approx 0,5588 + \frac{0,5588}{1000}$$

$$\mathbf{L_{kw} \approx 0,5593 \text{ m}}$$

A velocidade máxima alcançada da corrente é obtida através da Equação 13, onde N_9 é a rotação máxima da engrenagem Z9, ou seja, a mesma do eixo 1. Como a rotação máxima do motor deve ser de 3800 rotações por minuto (RPM) conforme regulamento, divide-se pela relação máxima da transmissão CVT (Quadro 1) e obtemos a rotação no eixo 1, conforme a seguir.

$$N_9 = \frac{3800 \text{ RPM}}{0,43}$$

$$N_9 = 8837,2 \text{ RPM}$$

$$v = \frac{14 \cdot 12,7 \cdot 8837,2}{10^3 \cdot 60} \quad (\text{eq.13})$$

$$v = 26,18 \text{ m/s}$$

4.2 ANÁLISES DE DESEMPENHO

Como análise de desempenho têm-se o gráfico “Dente-de-Serra” demonstrado na Figura 17, que conforme Dias (2011) apresenta o escalonamento das marchas do sistema e sua abrangência, numa relação entre a rotação do motor e velocidade do veículo. O gráfico é obtido traçando uma linha entre o ponto de cruzamento da velocidade máxima obtida na marcha com a rotação máxima do motor e a origem. É possível observar a faixa de rotação que apresenta torque máximo assim com a faixa de rotação para efetuar as trocas, que neste caso gira em torno de 2800 RPM.

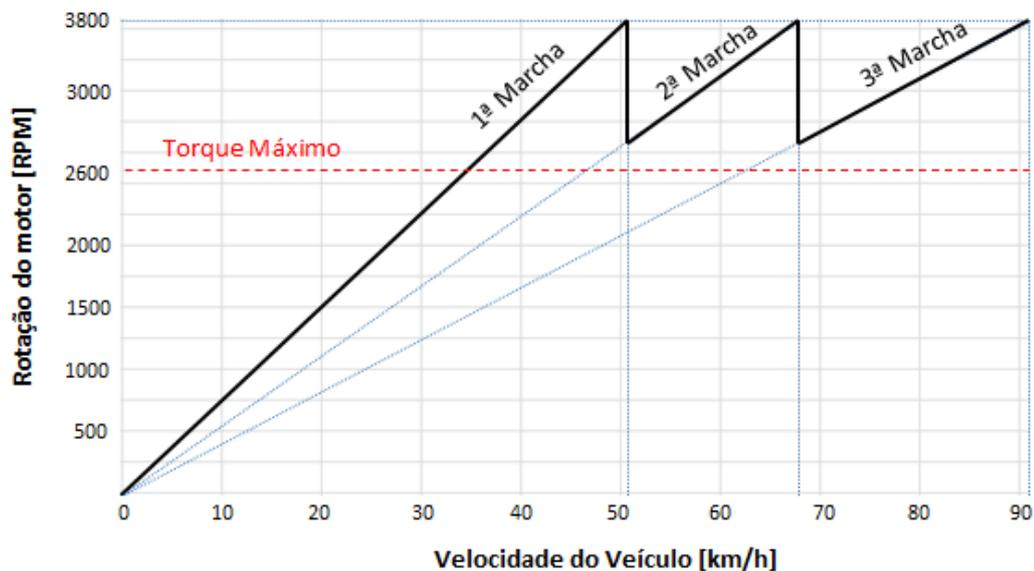


Figura 17: Gráfico Dente-de-Serra. Fonte: Adaptado a partir de Dias (2011).

4.2.1 Rendimentos

Para cálculo dos rendimentos é necessário primeiramente analisar quais são os componentes que geram “perdas” na transferência de potência. A Figura 18 apresenta um diagrama simplificado da transmissão completa onde é possível observar todos os componentes do sistema e sua distribuição por eixos.

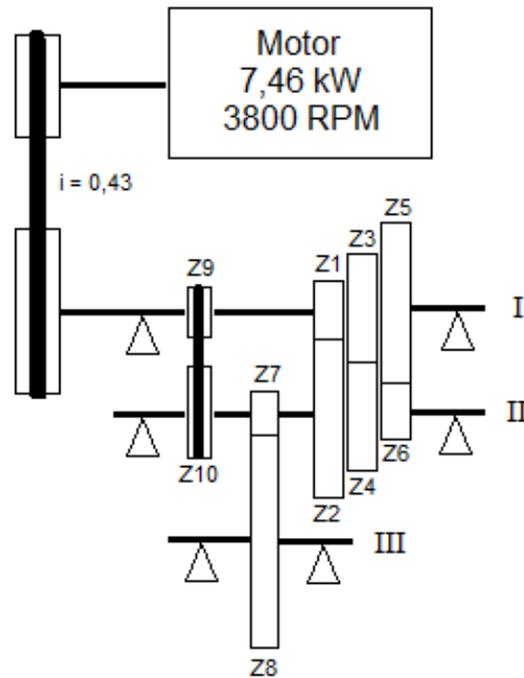


Figura 18: Diagrama da transmissão.

Inicialmente a potência do motor de 10 HP (7,46 kW) é transferida pela transmissão por correia CVT ($\eta = 0,97$, conforme Tabela 1) até o Eixo 1 onde segue através do grupo de marchas composto por pares de engrenagens ($\eta = 0,98$), passando pela redução até chegar ao Eixo 3 final. Outra eficiência a ser levada em consideração é a oferecida pelos pares de mancais dispostos nos eixos que apresentam $\eta = 0,99$.

Utilizamos a Equação 14 para determinar a Potência Útil disponível no Eixo 3 (P_{u_3}), multiplicando a Potência do Motor (P_{motor}) pelas eficiências correspondentes a redução por correia, três pares de mancais e duas reduções por engrenagem que são os componentes que geram as perdas até o eixo final.

$$P_{u_3} = 10 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98^3 \quad (\text{eq. 14})$$

$$P_{u_3} = 9,04 \text{ HP}$$

Através da Equação 15 é determinada a potência dissipada no sistema.

$$P_d = 10 \text{ HP} - 9,04 \text{ HP} \quad (\text{eq. 15})$$

$$P_d = 0,96 \text{ HP}$$

A potência útil encontrada de 9,04 HP, representa uma eficiência de 90,4% para o sistema de transmissão ao final do Eixo 3, ou seja, 0,96 HP foram dissipados pelos componentes de transmissão. A Tabela 5 exibe os valores de potência disponível para cada eixo do sistema assim com a eficiência.

Tabela 5
Potência útil e eficiência em cada eixo de transmissão:

Eixo	P_u	η_T
Motor	10 HP	-
Eixo 1	9,60 HP	96,03 %
Eixo 2	9,32 HP	93,17 %
Eixo 3	9,04 HP	90,40 %

Pode-se considerar que o sistema completo apresenta elevada perda de eficiência devido a sua baixa complexidade, porém é importante ressaltar que se levarmos em consideração somente as perdas ligadas à caixa de câmbio, esta apresenta uma eficiência de 94,16 %, o que está de acordo com o que foi apresentado na Figura 12 que aponta uma eficiência que varia de 92 a 97% para transmissões manuais para carros de passageiros.

4.2.2 Esforços de Tração

Para descobrirmos a força de tração máxima atuante na roda de tração gerada pelo novo conjunto de transmissão devemos considerar o torque máximo do motor (T_M) de 18,6 N.m que é obtido na rotação (N_M) de 2600 RPM conforme observado na curva de torque da Figura 13. Este dado é importante para conhecer o torque atuante na roda T_R através da Equação 16, onde (N_R) é a rotação na roda obtida através da rotação do motor dividido pela relação mais curta, ou seja, 7,53:1 gerada na primeira marcha.

$$T_R = \frac{18,6 \cdot 2600 \cdot 0,904}{345,24} \quad (\text{eq. 16})$$

$$T_R = 126,61 \text{ N.m}$$

O gráfico dos esforços de tração (Figura 19) abordado por Dias (2011) se mostra função da velocidade do veículo, onde as curvas em destaque são as curvas

de força de tração para as várias velocidades de engrenagem na caixa de câmbio. Cada curva representa a curva de torque multiplicada pela relação da engrenagem da caixa de câmbio correspondente, rotações e eficiências.

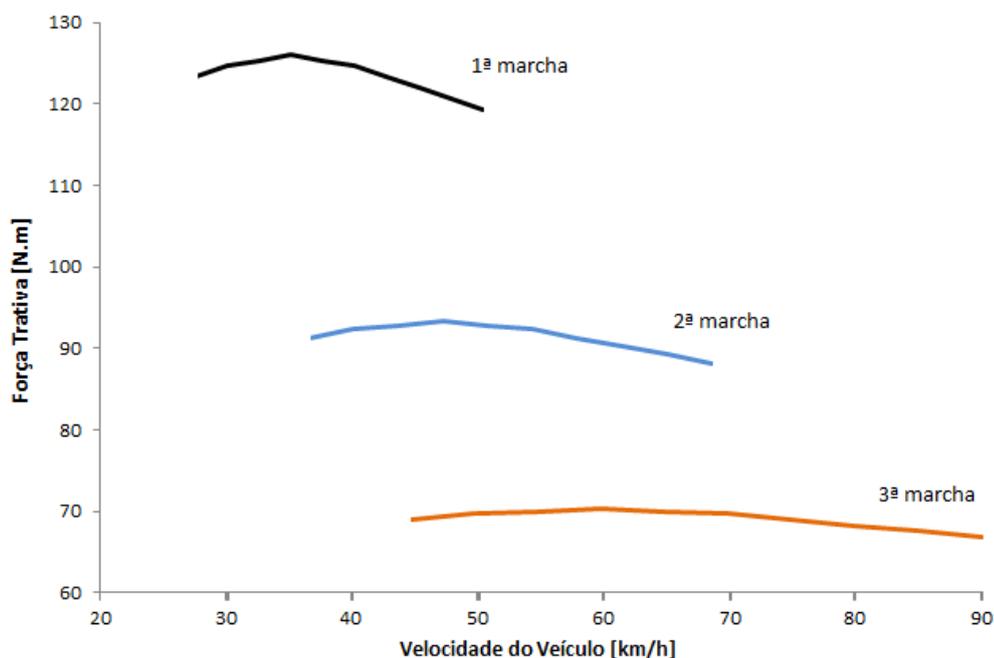


Figura 19: Gráfico dos esforços de tração. Fonte: Adaptado a partir de Dias (2011).

O veículo Baja SAE da Equipe Sinuelo utiliza pneus de 21 polegadas de diâmetro, o que indica o raio do pneu R e obtém-se a Força Máxima de Tração do veículo por meio da Equação 17, uma vez que já se conhece o torque atuante na roda.

$$F_{Máx} = \frac{126,61 (N.m) \cdot 7,53 \cdot 0,904}{0,2667 (m)} \quad (\text{eq. 17})$$

$$F_{Máx} = 3231,3 N$$

As forças atuantes sobre o eixo de tração no veículo Sinuelo IV da Equipe Sinuelo-FAHOR são apresentadas na Figura 20. Visto que o mesmo apresenta uma massa de 200 kg e a nova transmissão agrega aproximadamente, 6 kg em relação ao modelo atual, e considera-se que o veículo deve comportar um piloto de no máximo 113,4 kg (250 lbs) de massa de acordo com o regulamento, o que gera uma massa máxima estimada de 320 kg. De acordo com a posição do Centro de Gravidade (CG), o peso do veículo está distribuído de forma a apresentar 44% para a dianteira (140,8 kg) e 56% do peso na traseira (179,2 kg).

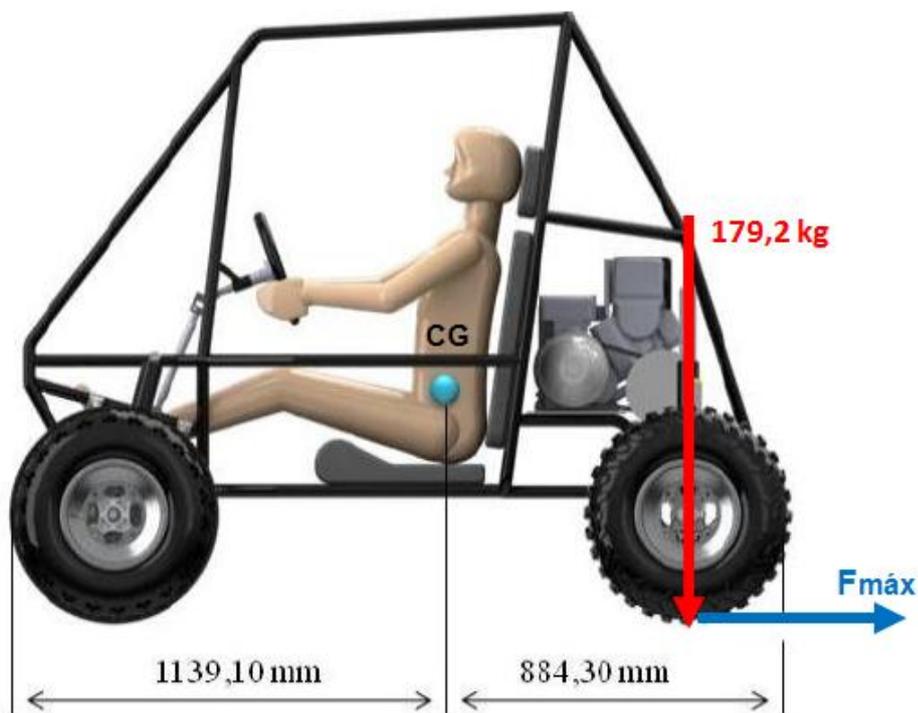


Figura 20: Atuação da força de atrito máximo.

Para a força de atrito máxima atuante (Equação 18) temos a Força Normal (F_N) exercida no eixo de tração obtido através da carga sobre o eixo traseiro (179,2 kg) multiplicado pela força da gravidade e o coeficiente de atrito. Por se tratar de um veículo *offroad*, o valor de μ máximo é gerado em uma superfície de terra seca e conforme a Tabela 1 apresenta $\mu = 0,65$.

$$F_a = 0,65 \cdot (179,2 \cdot 9,81) \quad (\text{eq. 18})$$

$$F_a = 1142,7 \text{ N}$$

Após descobrirmos a Força Máxima de Tração gerada pelo conjunto motriz ($F_{M\acute{a}x}$), é necessário conhecer a força de tração máxima (F_T) necessária para que o veículo exerça o maior desempenho a que for solicitado. Sendo F_T uma soma dos esforços de Resistência Aerodinâmica (R_A), Resistência ao Rolamento (F_R) e Gradiente de Resistência a Inclinação (*Grad*), deve-se primeiramente obter esses valores.

Rosa (2010) obteve através de simulações computacional valores de (C_X) para o veículo Baja SAE da Unicamp-SP com o objetivo de propor modificações aerodinâmicas que apresentassem menor resistência, chegando a valores que

variam de 1,0 a 1,5. Para fins de cálculo adotaremos como valor médio $C_x = 1,3$ e consideraremos que o veículo apresenta 1m^2 de área frontal. Uma vez que a resistência aerodinâmica cresce ao quadrado da velocidade é empregado à velocidade máxima de 60 km/h , valor dificilmente superado devido aos obstáculos e limitações da pista de competição. O cálculo da resistência aerodinâmica é realizado através da Equação 20.

$$R_A = \frac{1,3 \cdot 60^2 \left(\frac{\text{km}}{\text{h}}\right) \cdot 1 (\text{m}^2)}{21} \quad (\text{eq. 20})$$

$$R_A = 222,9 \text{ N}$$

Para as demais velocidades os valores de resistência do ar podem ser observados através do gráfico da Figura 21, onde o R_A é obtido na velocidade máxima de $90,93\text{ km/h}$.

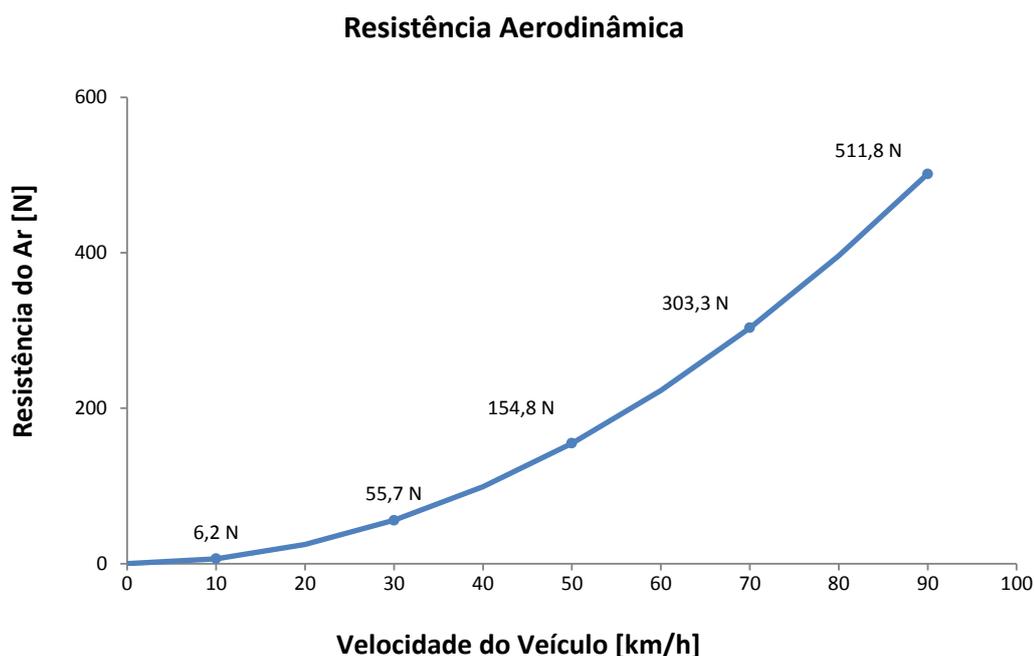


Figura 21: Resistência aerodinâmica sobre o veículo.

A Resistência ao Rolamento máxima é gerada em terreno arenoso que apresenta $R_m = 0,30\text{ N/kg}$ (Tabela 2) e multiplicando pela massa do veículo C , de acordo com a Equação 21, obtemos seu valor:

$$F_R = 0,30 \cdot 320 \quad (\text{eq. 21})$$

$$F_R = 96 \text{ N}$$

Para a Gradiente de Resistência *Grad* obtido através da Equação 22, consideramos uma rampa de 45° como a maior inclinação a ser superada pelo veículo em velocidade constante a partir da aceleração em pista plana, sendo *S* a gradiente de inclinação equivalente a 100%.

$$Grad = \frac{320 \cdot 9,81 \cdot 100}{100} \quad (\text{eq. 22})$$

$$Grad = 3136 N$$

Os demais valores para a Gradiente de Inclinação podem ser observados no gráfico da Figura 22, de acordo com a inclinação da superfície têm-se o esforço de tração correspondente.

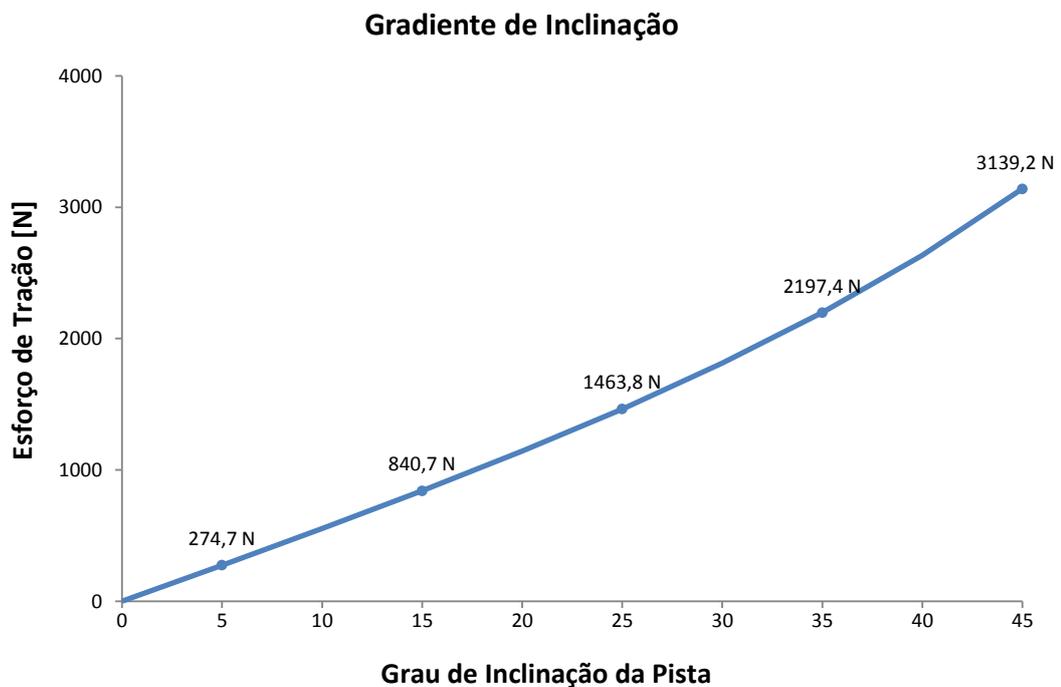


Figura 22: Esforço no gradiente de inclinação.

Conhecidos os valores máximos dos esforços atuantes, retomamos a Equação 19 para obtemos o valor da Força de Tração Máxima exercida sobre o veículo.

$$F_T = 222,9 + 96 + 3136 \quad (\text{eq. 19})$$

$$F_T = 3454,9 N$$

Nota-se que a força de tração máxima exercida no veículo é maior que a força máxima de tração fornecida pelo conjunto motriz, contudo deve-se analisar que esse valor é obtido considerando que os fatores mais adversos estão exercendo influência sobre o veículo. Um ponto importante a ser analisado é o Gradiente de Resistência a Inclinação que correspondeu sozinho a cerca de 97% da Força de Tração do conjunto motriz para uma inclinação de 100% (45°), soma-se a esse alto valor do peso atribuído ao piloto considerando que o veículo deve comportar um piloto de no máximo 113,4 kg, mas que normalmente não ultrapassa os 80 kg para um piloto de competição.

Outro fator decisivo é a velocidade para manobras, visto que a resistência aerodinâmica aumenta ao quadrado da velocidade é usual que as provas de maior exigência de tração são realizadas a baixas ou médias velocidades o que contribui para que a Força de Tração disponível seja suficiente.

5 CONCLUSÕES

Ao término deste trabalho, dimensionou-se os componentes de transmissão de uma caixa de câmbio de três velocidades e ré para o protótipo Baja SAE da FAHOR. Contemplando todos os aspectos e etapas de dimensionamento, tendo como objetivo analisar as dinâmicas do veículo, através do sistema de transmissão.

Analisando a metodologia implementada, aponta-se como principal contribuição a separação por etapas onde a busca por informações sobre os dados necessários agilizou o processo de dimensionamento, os elementos de transmissão foram dimensionados atendendo aos requisitos e a análise dos esforços de transmissão, proporcionaram uma visão ampla dos principais fatores de dinâmica veicular no que diz respeito a sistemas transmissão, desta forma, permitindo maximizar o potencial do sistema durante o uso.

Ao analisar os resultados pode-se afirmar que:

- Os resultados de tração obtidos no sistema de transmissão proposto cumprem seu papel no quesito desempenho, pois oferecem maior mobilidade em função da marca a ré e grande variação de torque devido ao conjunto de marchas que em comparação ao projeto de transmissão atual do Baja apresenta somente transmissão CVT e caixa de redução fixa;
- A caixa de câmbio apresentou uma eficiência de 94,16 %, o que está dentro dos padrões de eficiência para transmissões manuais para carros de passageiros que varia de 92 a 97%;
- Para que o máximo valor do Esforço de Tração seja gerado é necessário uma soma de fatores que não comuns e dificilmente serão enfrentados de uma só vez, ou seja, a Força de Tração máxima disponível é suficiente para superar os diversos obstáculos impostos durante as competições;
- É possível reduzir os esforços de tração através de medidas como redução de peso do veículo, diminuição da área frontal do veículo e conseqüente redução do coeficiente de arrasto aerodinâmico.

Sendo este dimensionamento validado através de cálculos para análises de tração, esta caixa de transmissão representa um avanço para a equipe no que diz respeito ao projeto, proporcionando ganho de conhecimento e apontando meios de melhoramento.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para trabalhos futuros, a equipe poderá a partir dos dimensionamentos, desenvolver e implementar a caixa de câmbio proposta, visto que será um projeto bastante interessante, no qual a equipe deverá dimensionar os demais componentes da transmissão, como eixos, chavetas e rolamentos, além da escolha de lubrificante. Através dos resultados de tensão máxima obtidos para as engrenagens pode-se ainda trabalhar na seleção do material que melhor se adeque e apresente o retorno esperado

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALMEIDA, F. J. **Correntes**. Disponível em: <www.ebah.com.br/content/ABWgAJ/corrente>. Acesso em: 31 mar. 2012.

ANTUNES, I; FREIRE, M. A. C. **Elementos de Máquinas**. 8. ed. São Paulo: Érica, 1998.

CARRERAS, L.; GONZALEZ, J. **Projectar é Fácil - Mecânica**. Lisboa: Edições Afha, 1974, vol. 3.

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

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

CVTech-IBC. **Programme de Commandite**. Disponível em: <<http://www.cvtech-ibc.com/client/uploads/24/586293171144319.pdf>>. Acesso em: 30 set. 2012.

DIAS, J. **Módulo: Transmissões**. Curso de Especialização em Engenharia Automotiva – UTFPR, Curitiba, 2011. Disponível em: <<http://www.damec.ct.utfpr.edu.br/automotiva/downloadsAutomot/c1Transmissoes.pdf>>. Acesso em: 4 out. 2012.

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

HAPPIAN-SMITH, J. **Modern Vehicle Design**. Londres: Reed Educational and Professional Publishing Ltd, 2002.

HPWizard - Automotive design tools. **Tire friction and rolling resistance coefficients**. Disponível em: <www.hpwizard.com/tire-friction-coefficient.html>. Acesso em: 05 out. 2012.

IST – Instituto Superior Tupy. **Tecnologia em Mecânica – Fabricação Tecnologia em Automação Industrial Elementos de Máquinas**. Módulo 15 - Transmissão por Corrente. Disponível em: <www.ebah.com.br/content/ABAAAA43gAG/trasmissoa-por-corrente>. Acesso em: 31 mar. 2012.

MELCONIAN, S. **Elementos de Máquinas**. 9. ed. São Paulo: Erica, 2009.

NAUNHEIMER, H. *et al.* **Automotive Transmissions**. 2. ed. Berlin: Springer, 2011.

NIEMANN, G. **Elementos de Máquinas**. 6. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2002, vol. 2.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas**. 2. ed. Porto Alegre: Bookman, 2004.

PONTE, V. M. R. *et al.* Análise das metodologias e técnicas de pesquisas adotadas nos estudos brasileiros sobre *Balanced Scorecard*: Um estudo dos artigos publicados no período de 1999 a 2006. Trabalho apresentado no I Congresso ANPCONT, Gramado, 2007. Disponível em: <<http://www.anpcont.com.br/site/docs/congressoI/03/EPC079.pdf>> Acesso em: 6 abr. 2012.

PROVENZA, F. **Mecânica Aplicada II**. São Paulo: Editora F. Provenza, 1976.

RESHETOV, D. N. **Atlas de Construção de Máquinas**. 2. ed. Rio de Janeiro: Renovada Livros Culturais, 1979.

ROSA, E. S. **Métodos Computacionais em Engenharia Térmica e Ambiental**. EM 974 – UNICAMP, Campinas, 2010. Disponível em: <<http://www.fem.unicamp.br/~phoenics/EM974/PROJETOS/>>. Acesso em: 4 out. 2012.

SANTOS JUNIOR, A. A. dos. **Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos**. Campinas, 2002. Disponível em: <www.fem.unicamp.br/lafer/em718/Engrenagens_Helicoidais.pdf>. Acesso em: 29 mar. 2012.

SHIGLEY, J. E. *et al.* **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

SILVA, R. T. da. **Força de Atrito**. Física – UFPB, João Pessoa, 2002. Disponível em: <http://www.fisica.ufpb.br/~romero/pdf/06_forca_de_atrito.pdf>. Acesso em: 7 out. 2012.

SOUSA, H. E. A. de. **Projeto de uma caixa de redução fixa pra veículo mini baja do IFPB**. Curso Superior de Tecnologia em Automação Industrial – IFPB, João Pessoa, 2011.

STONE, R.; BALL, J. K. **Automotive Engineering Fundamentals**. Warrendale: SAE International, 2004.

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

Fonte: Melconian, 2009, p.102.

ANEXO B – Fatores de Serviço 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 lobos	1,00	1,25
BRITADORES		
Pedra e minérios	1,75	1,00
CERVEJARIAS E DESTILARIAS		
Cozinhadores - serviço contínuo	1,00	1,25
Tachos de fermentação - serviço contínuo	1,00	1,25
Misturadores	1,00	1,25
CLARIFICADORES	1,00	1,25
CLASSIFICADORES	1,00	1,25
DRAGAS		
Guinchos, transportadores e bombas	1,25	1,50
Cabeçotes rotativos e peneiras	1,75	2,00
EIXO DE TRANSMISSÃO		
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
ENLATADORAS E ENGARRAFADORAS	1,00	1,25
ESCADAS ROLANTES	1,00	1,25
FÁBRICA DE CIMENTO		
Britadores de mandíbulas	1,75	2,00
Fornos rotativos	1,75	1,50
Moinhos de bolas e rolos	1,75	1,50
FÁBRICAS DE PAPEL		
Agitadores (Misturadores)	1,25	1,50
Alvejadores	1,00	1,25
Batedores e despoldadores	1,25	1,50
Calandras	1,25	1,80
Hipercalandras	1,75	3,00
Cilindros	1,25	1,50

Fonte: Melconian, 2009, p.104.