



De 21/10/2015 a 23/10/2015

DIMENSIONAMENTO DE UMA RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO COM DUAS MARCHAS PARA VEÍCULO OFF ROAD TIPO BAJA

Leandro Luis Ritter, lr001158@fahor.com.br¹ Anderson Dal Molin,
molinandersond@fahor.com.br¹

Richard Thomas Lermen, lermenrichardt@fahor.com.br¹

¹FAHOR – Faculdade Horizontina, Avenida dos Ipês, 565, Horizontina

RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo o dimensionamento de uma relação de transmissão por engrenagem de duas marchas para atender as necessidades de um veículo Off Road tipo Baja. Através deste dimensionamento pretende-se proporcionar maior velocidade ao veículo, visto que atualmente o mesmo encontra-se com um sistema de transmissão de engrenagens com relação fixa, sem a possibilidade de troca de marchas, o que impede a variação entre maior torque e velocidade, isto é, uma transmissão de duas marchas proporcionaria maior torque durante as provas de tração e transposição de obstáculos e maior velocidade para as provas de aceleração e enduro. Para o dimensionamento foram definidos alguns critérios como o módulo ($m=2,5$) e a utilização de engrenagens de dentes retos. As relações de transmissão encontradas foram $i=10,37$ para a primeira marcha e $i=6,15$ para a segunda marcha, o que possibilita atingir as velocidades de 32,5 km/h e torque de 165,68Nm para a primeira marcha e de 54,77 km/h e torque de 98,26Nm para a segunda marcha. Os resultados mostram que é possível utilizar um sistema de transmissão de duas marchas para melhorar o rendimento de um veículo Off Road.

Palavras-chave: Dimensionamento, engrenagens, relação de transmissão.

ABSTRACT

This paper aims designing a two speed range gear transmission relation in order to attend the needs of an off-road Baja vehicle. The goal is to provide more speed to the vehicle with this design, once nowadays it has a fixed relation gear transmission not being possible shift speed range, which makes impossible a variation between torque and speed. The two speed range transmission would provide more torque during traction and obstacles tests and faster speed in acceleration and Enduro. Some criteria were defined for the design, which are module ($m: 2,5$) and spur gear. The relation found were $i:10,37$ for the first speed range and $i:6,15$ for the second speed. With this relation it is possible to achieve 32,5 km/h and torque 165,68Nm in the first speed range and 54,77 km/h and torque 98,26Nm for the second speed range. The results proves that is possible to use a two speed range gear transmission in order to improve the performance of an Off-Road vehicle.

Palavras chave: Sizing , gears, gear ratio.

INTRODUÇÃO

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

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

O projeto Baja SAE (Sociedade de Engenheiros da Mobilidade), é um projeto que desafia acadêmicos das engenharias a desenvolver um veículo Off Road tipo Baja para representar suas entidades nas competições realizadas pela SAE, na qual os acadêmicos da Fahor participam através da Equipe Sinuelo de Baja-Fahor. Este veículo deve ser atraente, de baixo custo, confiável, ser de fácil manutenção e apresentar bom desempenho durante as provas realizadas na competição, as quais são: conforto, frenagem, suspensão, tração, velocidade final e enduro. Nas provas de tração, os veículos são submetidos a arrastar uma determinada massa, onde o veículo que puxar em menor tempo e maior distância vence. Já a prova de aceleração consiste em atingir a maior velocidade em determinada distância.

Atualmente, no veículo Off Road do tipo Baja estudado, utiliza-se o sistema de transmissão composto por uma relação fixa, acoplada a uma CVT que realiza a ligação entre o motor e o sistema de transmissão, esta supre as necessidades na prova de tração, porém apresenta baixo rendimento no quesito velocidade quando comparado com outros veículos deste segmento. Este baixo rendimento pode estar associado ao sistema de transmissão, que atualmente conta com apenas uma relação de engrenamento, sem a possibilidade de troca de marchas, o qual apresenta uma relação de transmissão muito elevada, de forma a não permitir que o veículo atinja a velocidade desejada.

O trabalho em questão destina-se a definição de uma relação de transmissão com duas marchas que venha a atender as necessidades do veículo tanto nos quesitos de tração quanto de velocidade, pretendendo atingir em torno de 30 Km/h em primeira marcha e 55Km/h na segunda marcha, permitir ao veículo transpor todos os obstáculos impostos com facilidade,

mantendo suas condições originais. Outras características aliadas ao projeto devem ser baixo custo, facilidade na fabricação, manutenção e rendimento. A relação proposta deverá tornar o veículo mais competitivo, de forma a atingir melhor resultado na prova de tração que exige elevado torque, utilizando-se a primeira marcha e alcançar maior velocidade para as provas de aceleração e enduro na qual utiliza-se da segunda marcha, onde não necessita de torque tão elevado, com isso conquistar melhores posições nas competições de Baja organizadas pela SAE.

1. REVISÃO DA LITERATURA

1.1 Sistemas de Transmissão

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

Costa (2002) salienta que a transmissão comunica o motor as rodas, transferindo a potência em energia mecânica. Em automóveis convencionais, com motor dianteiro, a transmissão tem início no volante do motor e prolonga-se através da embreagem, da caixa de câmbio, do eixo de transmissão e do diferencial até as rodas de trás. Já automóveis com motor à frente e com tração dianteira ou com o motor atrás e tração traseira, dispensa o eixo transmissão sendo, neste caso, o movimento transmitido por meio de eixos curtos.

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

Transmissão manual: As caixas de transmissão manual, em geral são compostas por embreagem para arranque e desacoplamento, caixa de mudanças com relação de transmissão

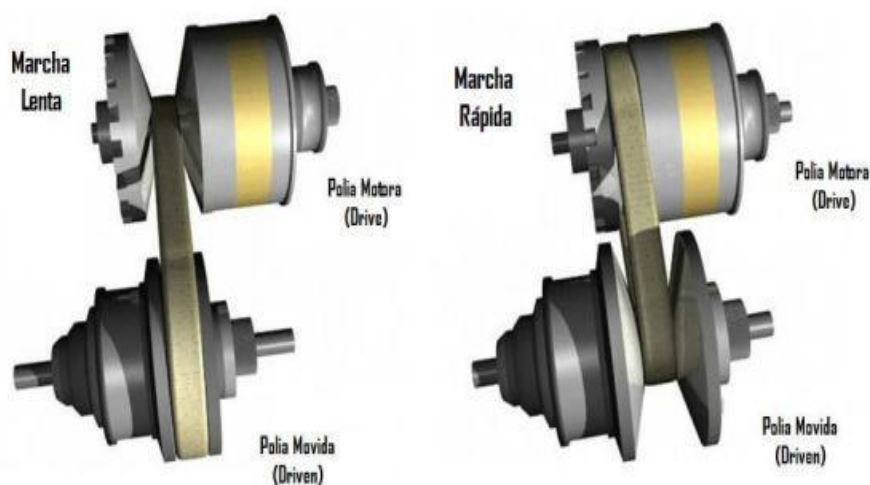
variável, e mecanismo de mudança de marchas com alavanca de câmbio. Caixas de automóveis em geral possuem 5 marchas para frente e uma à ré variando sua faixa de relação de 4 a 6,3 e chegam a atingir até 99% de eficiência (BOSCH, 2005)

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

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

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

Figura 1 - CVT de polias de diâmetro variável. Fonte: DIAS 2010 apud HowStuffWorks, 2008.



As vantagens apresentadas por este sistema são a menor quantidade de partes móveis quando comparados a outros sistemas, engrenamento constante, redução no consumo de

combustível permitindo que o motor opere em uma mesma rotação, na rotação que apresente maior torque ou menor consumo de combustível (DIAS 2010).

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

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

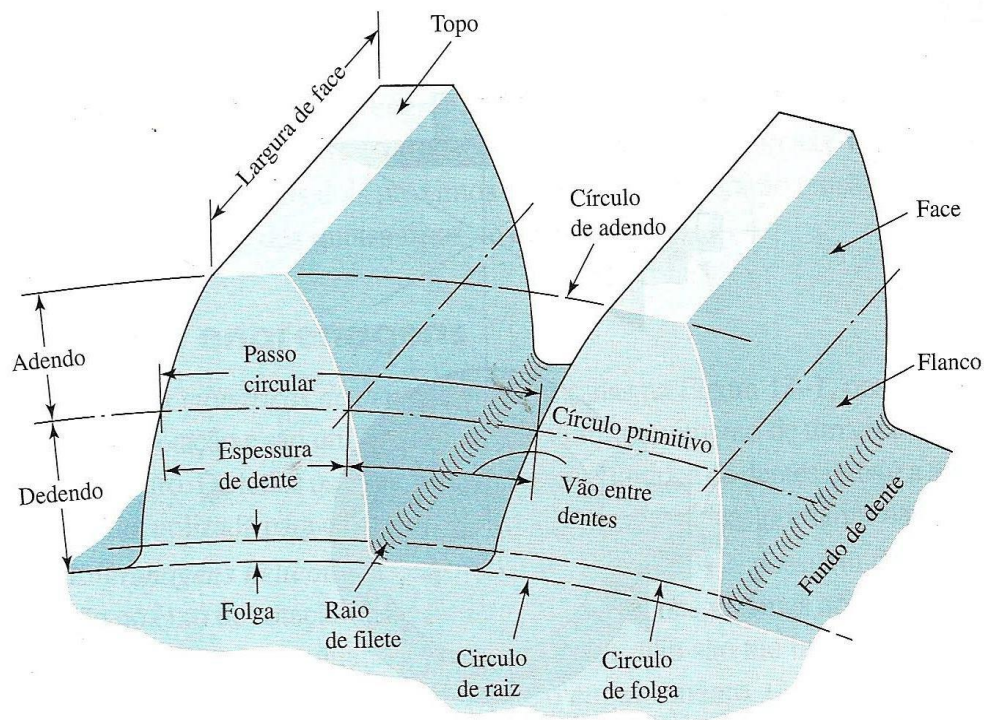
Transmissões por engrenagens de dentes retos: As engrenagens de dentes retos apresentam os dentes paralelos ao eixo de rotação, não permitindo deslizamento entre uma engrenagem e outra. De todas as engrenagens esta é a mais simples, barata e de fácil construção (BUDYNAS, 2011).

Transmissões de um estágio, em geral, podem apresentar relação de até 8:1, já para relações maiores aplicam-se relações de transmissão de dois estágios, que operam em relação de até 45:1 e chegam a transmitir potências de até 25000CV, rotações de até 100000rpm e velocidades tangenciais de 200m/s. O rendimento dos sistemas por estágio é de 96 a 99% dependendo da forma construtiva e do tamanho (NIEMANN, 2002).

1.2 Dimensionamento das Engrenagens

Os principais parâmetros a serem dimensionados na engrenagem estão representados na figura 2.

Figura 2: Nomenclatura para dentes de engrenagens cilíndricas de dentes retos. Fonte: BUDYNAS, 2011.



Segundo Budynas (2011) o círculo primitivo é um círculo teórico sobre o qual todos os cálculos são baseados, seu diâmetro é o diâmetro primitivo. Os círculos de um par de engrenagens engrazadas são tangentes entre si. Os cálculos desenvolvidos para o dimensionamento das engrenagens seguem o proposto por Melconian (2012), onde diâmetro primitivo (d_o) é igual ao módulo (m) multiplicado pelo número de dentes da engrenagem (z).

$$d_o = m \cdot z \quad (1)$$

O adendo é a distância radial entre o topo do dente e o círculo primitivo. Caracteriza-se o círculo de adendo como sendo o círculo limitante externo da engrenagem, seu diâmetro é o diâmetro externo (d_k) (MELCONIAN, 2012).

$$d_k = d_o + 2 \cdot h_k \quad (2)$$

Onde $h_k = m \quad (3)$

O dedendo é a distância radial do fundo do dente ao círculo primitivo, é caracterizado como fundo de raiz, seu diâmetro é o diâmetro interno (df) (MELCONIAN, 2012).

$$df = d_o - 2 \cdot hf \quad (4)$$

Onde $hf = 1,2 \cdot m$ (5)

A altura total do dente (hz) é caracterizada pela multiplicação de 2,2 pelo módulo do dente e é obtida pela equação 6 (MELCONIAN, 2012).

$$hz = 2,2 \cdot m \quad (6)$$

O passo (t_o) é a multiplicação entre o módulo do dente por (π) (MELCONIAN, 2012).

$$t_o = m \cdot \pi \quad (7)$$

Melconian (2012) define a distância entre centros (C_c) como sendo a média entre a soma dos diâmetros primitivos das duas engrenagens.

$$C_c = \frac{D_{o1} + D_{o2}}{2} \quad (8)$$

Para encontrar a relação total de árvores de engrenagens, multiplica-se as relações encontradas.

Rotação é o número de ciclos que um ponto material, movimentando-se em trajetória circular de raio “ r ”, descreve em um minuto, onde “ n ” corresponde a rotação e “ ω ” a velocidade angular.

De acordo com Melconian (2012) a relação de transmissão (i) pode ser descrita pela equação 9.

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{o2}}{d_{o1}} = \frac{n_1}{n_2} \quad (9)$$

Para encontrar a relação total de árvores de engrenagens, multiplica-se as relações encontradas.

Rotação é o número de ciclos que um ponto material, movimentando-se em trajetória circular

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} \quad (10)$$

de raio “r”, descreve em um minuto, onde “n” corresponde a rotação e “ ω ” a velocidade angular.

A velocidade periférica ou tangencial (v) tem como característica a mudança de

$$v = \omega \cdot r \quad (11)$$

trajetória a cada instante, porém o seu módulo permanece constante.

2.3 Rendimento da transmissão

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

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

Quadro 1: Rendimento dos elementos da transmissão

Tipos de transmissão	Rendimento		
Correias em V	0,97	η_c	0,98
Engrenagens usinadas	0,96	η_e	0,98
Rolamento (par)	0,98	η_m	0,99

Fonte: Melconian, 2012. Adaptado pelo Autor.

Através do rendimento dos componentes do sistema calcula-se o rendimento, ou potência útil no eixo de saída do sistema que pode ser calculado através da equação 12.

$$\eta_t = \eta_c \cdot \eta_e \cdot \eta_r \quad (12)$$

2. MÉTODOS E TÉCNICAS

Para a realização deste trabalho definiu-se como metodologia o que segue:

2.1 Levantamento de dados

Para a definição da relação de transmissão, primeiramente buscou-se material teórico para maior conhecimento sobre transmissões e relações de transmissão, posteriormente partiu-se para a coleta de informações relacionadas ao motor, onde buscou-se conhecer melhor o modelo e as características do motor, como torque, potência e rotação de trabalho do motor a ser utilizado. O motor a ser utilizado é um motor padronizado, motor do tipo Briggs&Stratton, 4 tempos, monocilíndrico, com potência de 10HP, série 20 código 20S232, refrigerado a ar (SAE BRASIL, 2012). O motor deve estar funcionando devidamente, sem alterações que possam vir a alterar a potência ou suas características. As referidas informações quanto ao torque encontram-se na figura 3.

Figura 3: Curva de torque do motor Briggs & Stratton 10HP. Fonte: Souza *apud* Briggs & Stratton, 1999.



Através da análise do gráfico observa-se que o motor apresenta sua maior curva de torque, de 18,6 N.m, em 2600 rpm, onde fornece maior torque ao veículo, diante destes valores definiu-se esta rotação para dimensionamento da relação de transmissão. Em seguida levantou-se informações relacionadas a relação de variação da CVT, como reduções mínima e máxima apresentadas por ela, sendo do fabricante Gaged Engineering, modelo GX9, a qual é utilizada pela equipe Sinuelo Fahor, conforme quadro 2.

Quadro 2: Relação de variação da CVT. Fonte: Paula *apud* Gaged Engineering, 2013. Adaptado pelo Autor.

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

Após levantamento dos dados do motor e CVT foi coletado o modelo do pneu (21x7x10) e a circunferência do mesmo para obtenção do raio para o cálculo das velocidades periféricas, onde obteve-se o raio (r) do pneu do protótipo de 0,265m.

2.2 Definição da relação de transmissão

Tendo como informação as rotações do motor e a velocidade que se pretende atingir com o veículo partiu-se para a definição da relação que proporcionasse atingir a velocidade

desejada. Almeja-se atingir uma relação aproximada de 10:1 para a primeira marcha e de 6:1 para a segunda marcha.

Para a definição e fabricação das engrenagens da relação da transmissão optou-se por utilizar o módulo de 2,5 por oferecer um tamanho considerável do pé da engrenagem, o que oferece maior resistência de tensão de flexão ao pé do dente, quando comparado com módulos inferiores e também por ser um tamanho já padronizado, não sendo necessário desenvolver ferramental para a fabricação das engrenagens. As engrenagens dimensionadas serão de dentes retos por não apresentar força axial, o que possibilita a produção de um sistema de mancais mais baratos, caixa de transmissão com laterais de menor espessura, bom rendimento, fácil fabricação e baixo custo.

Os cálculos desenvolvidos seguem o proposto por Melconian (2012).

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para o dimensionamento das relações de engrenagens, optou-se por utilizar o módulo $m = 2,5$ e ângulo de pressão de 20° , também, para que não ocorra interferência de engrenamento, optou-se por utilizar um pinhão de $z_1=18$ dentes.

Através de cálculos que seguem obteve-se o dimensionamento das engrenagens:

Diâmetro primitivo: Para o cálculo do diâmetro primitivo das engrenagens aplicou-se o módulo definido anteriormente, que será aplicado para encontrar o diâmetro primitivo de todas as engrenagens da relação. Primeiramente, calcula-se o diâmetro primitivo, pois a partir deste são realizados os demais cálculos para encontrar as demais medidas das engrenagens.

$$d_o = 2,5 \cdot 18$$

$$d_o = 45\text{mm}$$

Diâmetro externo: Partindo do diâmetro primitivo, calcula-se o diâmetro externo, o qual é encontrado a partir da soma do diâmetro primitivo com a multiplicação de 2 pelo módulo do dente.

$$d_k = 45 + 2 \cdot 2,5$$

$$d_k = 50\text{mm}$$

Diâmetro Interno: É obtido através da subtração do diâmetro primitivo pela multiplicação de 2,4 pelo módulo do dente.

$$d_f = 45 - 2,4 \cdot 2,5$$

$$d_f = 39\text{mm}$$

Altura:

$$h_z = 2,2 \cdot 2,5$$

$$h_z = 5,5\text{mm Passo:}$$

$$t_o = 2,5 \cdot \pi$$

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

Conforme as equações acima, foram desenvolvidos os cálculos das demais engrenagens que são apresentadas no quadro 3:

Quadro 3: Dimensionamento das engrenagens.

Engrenagem	Z	d _o	d _k	d _f
Z1	18	45	50	39
Z2	56	140	145	134
Z3	26	65	70	59
Z4	48	120	125	114
Z5	18	45	50	39
Z6	60	150	155	144

Após o dimensionamento da primeira engrenagem, os cálculos foram repetidos para as demais, a fim de obter o dimensionamento do conjunto que compõem a relação de transmissão definida. Já os dados de módulo, altura e passo diametral não apresentaram variações nas engrenagens.

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

Distância entre centro Z1 e Z2:

$$C_{c1,2} = \text{---}$$

$$C_{c1,2} = 92,5\text{mm}$$

Distância entre centro Z3 e Z4:

$$Cc_{3,4} = \text{---}$$

$$Cc_{3,4} = 92,5\text{mm}$$

Distância entre centro Z5 e Z6:

$$Cc_{5,6} = \text{---}$$

$$Cc_{5,6} = 97,5\text{mm}$$

Dimensionadas as engrenagens, calculou-se a relação de transmissão em cada marcha, conforme a equação 9.

$$i_1 = \text{---}$$

$$i_1 = 3,1111$$

$$i_2 =$$

$$i_2 = 1,8461$$

$$i_3 =$$

$$i_3 = 3,3333$$

Calculadas as relações em cada par de engrenagens multiplica-se a relação i_1 pela relação i_3 para a obtenção da relação de transmissão da primeira marcha, e para a segunda marcha multiplica-se a relação i_2 pela relação i_3 .

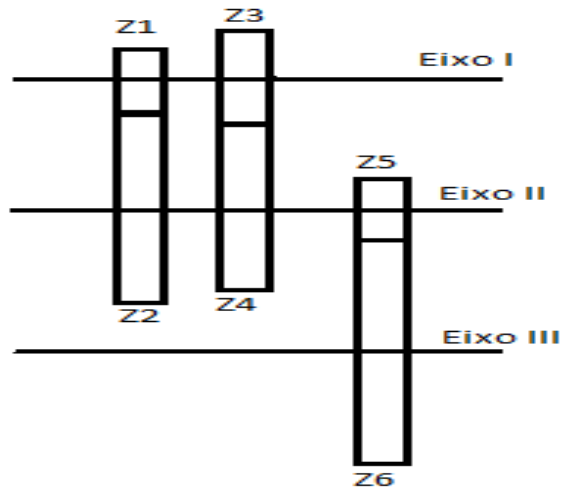
No quadro 4 estão descritas as relações encontradas em cada eixo do sistema, como também as relações finais encontradas para cada marcha.

Engrenagens	Eixo I, Eixo II	Eixo II, Eixo III
Z2 = 56 dentes	$i_1 = 3,1111$	1º Marcha $i_{1,3} = 10,37$
Z1 = 18 dentes		
Z4 = 48 dentes	$i_2 = 1,8461$	2º Marcha $i_{2,3} = 6,15$
Z3 = 26 dentes		
Z6 = 60 dentes		
Z5 = 18 dentes	$i_3 = 3,3333$	

Quadro 4: Cálculo das relações encontradas.

Após os cálculos realizados obteve-se os resultados finais dos grupos de engrenagens que compõem a primeira e segunda marcha, encontrando-se uma relação final de 10,37:1 na primeira marcha e 6,15:1 na segunda marcha, conforme descrito no quadro 4.

Figura 5: Esquema cinemático da transmissão.



Considerando que a CVT gera uma relação mínima de 0,77: 1 e, para fins de dimensionamento, foi fixada a rotação do motor em 2600rpm, pois nesta situação, conforme especificação do fabricante, o mesmo apresenta o maior torque. Diante dos valores apresentados pode-se encontrar a rotação no eixo de entrada de 3376,62rpm, onde no eixo final do sistema, na primeira relação encontra-se 325,61rpm, já na segunda relação “marcha” a rotação é de 548,41rpm.

Diante destes valores calcula-se a velocidade angular que é de:

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}$$

$\omega = 34,09$ rad/s em primeira marcha e $57,42$ rad/s em segunda marcha.

As velocidades periféricas são:

$$v = \omega \cdot r$$

$$v_1 = 9,03 \text{ m/s} = 32,5 \text{ Km/h}$$

$$v_2 = 15,21 \text{ m/s} = 54,77 \text{ Km/h}$$

Através do cálculo de rendimento da transmissão obtém-se o rendimento total disponível no eixo de saída da transmissão, o qual é obtido através da multiplicação do rendimento de cada componente do sistema.

$$\eta_t = 0,97 \cdot 0,972 \cdot 0,983$$

$$\eta_t = 0,859 \text{ ou } 85,9\%$$

Para definição do torque final no eixo de saída do sistema multiplicou-se o torque disponível no motor pelo rendimento do sistema e pela relação de transmissão calculada, onde obteve-se o torque máximo no eixo de saída de 165,68Nm para a primeira marcha e 98,26Nm para a segunda marcha, para as condições definidas anteriormente.

CONCLUSÕES

Ao término deste trabalho, tendo seguido todas as etapas propostas para a definição da relação da transmissão para o veículo em estudo pode-se concluir que o sistema atende as necessidades do veículo. Através do dimensionamento obteve-se uma relação de transmissão com duas marchas para um veículo Off Road tipo Baja, sendo que a primeira marcha ficou definida com relação $i_1 = 10,37$, apresentando velocidades mais baixas que a relação da segunda marcha. A primeira marcha desenvolve torque mais elevado e velocidade máxima em torno de 32Km/h e apresenta torque de 165,68Nm para a condição na qual foi realizado o estudo, esta marcha é utilizada para transpor obstáculos e provas de tração. Já a segunda marcha ficou com a relação de transmissão $i_2 = 6,15$ possibilitando

atingir maiores velocidades, em torno de 55Km/h e torque de 98,26Nm no eixo de saída, esta marcha será empregada onde as condições da prova não exigirem torque tão elevado, sendo proposta para provas de aceleração, velocidade máxima e durante o enduro, em condições normais.

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

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

REFERÊNCIAS

- Bosch, R.,2005, Manual de tecnologia automotiva. Ed. Edgard Blücher São Paulo, Brasil, 1232 p. Budynas, R. G., 2011, Elementos de Máquinas de Shigley, Ed. AMGH, Porto Alegre, Brasil, 1084 p.
- Costa,P,G.,2002, Transmissão. Disponível em:
<http://www.oficinaecia.com.br/bibliadocarro/transmissao.html>. Acesso em: Setembro 2015.
- Dias,F,M., 2010, Otimização de bancada de ensaio de CVT. Projeto de Graduação Disponível em: <<http://fga.unb.br/articles/0000/5974/PG2.pdf>> Acesso em Abril de 2015.
- Melconian, S., Elementos de Máquinas, Ed. Érica LTDA, São Paulo, Brasil, 376 p. Niemann, Elementos de Máquinas, Ed. Edgard Blücher LTDA, São Paulo, Brasil, 207 p.
- Norton,R,L. 2010, Cinemática e Dinâmica dos Mecanismos. Ed. AMGH, Porto Alegre, Brasil, 812p.
- Norton,R,L., 2004, Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada. Ed. Bookman, Porto Alegre, Brasil, 931 p.
- Paula, A. E., 2013, Projeto Mecânico do Sistema de Transmissão de um Veículo Baja. Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica. Disponível em: <<http://repositorio.unesp.br/handle/11449/120427>> Acesso em Setembro de 2015.
- Reshetov, D.N., 1979, Atlas de Construção de Máquinas. Ed. Renovada Livros Culturais, Rio de Janeiro, Brasil, 200p.
- SAE BRASIL, 2012, Regulamento Baja SAE Brasil. Disponível em:<http://www.saebrasil.org.br/eventos/programas_estudantis/arquivos/Baja_2013_RBSB_5

_Requisitos Gerais do Veiculo-Emenda2.pdf >. Acesso em Setembro de 2015.

Souza, H. E. A., 2011, Projeto de uma caixa de redução fixa para veículo mini baja do ifpb. Trabalho de Conclusão de Curso. Disponível em: < [http://www.ifpb.edu.br/campi/joao-pessoa/cursos/cursos-superiores-de-tecnologia/automacao-industrial/arquivos/documentos/projeto de uma caixa de redução fixa para veiculo mini baja do ifpb.pdf](http://www.ifpb.edu.br/campi/joao-pessoa/cursos/cursos-superiores-de-tecnologia/automacao-industrial/arquivos/documentos/projeto%20de%20uma%20caixa%20de%20reducao%20fixa%20para%20veiculo%20mini%20baja%20do%20ifpb.pdf) > Acesso em Setembro de 2015.

RESPONSABILIDADE AUTORAL

“Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho”.