



## Desenvolvimento da Transmissão de um protótipo Fórmula SAE

Santos MS†, Treml AE†

†*Universidade Estadual do Oeste do Paraná-UNIOESTE*

**Resumo.** A competição Fórmula SAE ocorre anualmente em diversos lugares do mundo. No Brasil acontece em Piracicaba, e envolve estudantes de diversas universidades de todo o país, e, inclusive estrangeiras. O objetivo da competição é de que as equipes desenvolvam um protótipo de carro de corrida tipo fórmula, que será avaliado em diversas provas, desde estáticas à dinâmicas. Parte fundamental do desenvolvimento do protótipo é a concepção da transmissão, pois esta é responsável pela transferência de torque e potência do motor às rodas do protótipo. O projeto deve ser feito de modo a proporcionar elevado torque às rodas em velocidades relativamente baixas do veículo, pois, devido ao fato de que a pista do evento brasileiro tem poucas retas, a rápida recuperação de velocidade é um fator de maior importância para o bom desempenho do carro em detrimento da velocidade máxima do mesmo. Para se obter essas características de comportamento do veículo, busca-se uma razão adequada entre o número de dentes da coroa (engrenagem que transmite o torque as rodas) e do pinhão (engrenagem na saída do motor). Para esta seleção utilizou-se dados de torque máximo, e sua respectiva rotação, sendo este dado fornecido pelo fabricante do motor utilizado no carro, o qual corresponde ao modelo da moto XT660 da Yamaha. Foram analisadas diversas relações, através de gráficos do tipo dentes de serra, que fornecem a velocidade do veículo pela rotação em cada marcha, selecionando-se, assim, a relação que possibilitasse a troca de marcha do veículo com a menor perda de torque possível, mantendo uma boa evolução de velocidade. Da análise destes dados obteve-se que o valor de relação mais adequado ao sistema é de 3/1, ou seja, a coroa deve ter uma quantidade de dentes 3 vezes maior que o pinhão.

**Palavras-chave:** Projeto, Sistema de Transmissão, Pinhão-Coroa, Fórmula SAE.

**Introdução.** A competição Fórmula SAE (Society of Automotive Engineers) ocorre anualmente envolvendo estudantes de todo o mundo, cerca de 57 países. Os alunos devem projetar, construir, testar e por fim correr um protótipo de carro de corrida tipo fórmula de um assento e de rodas expostas, além de terem que defender todos os conceitos de design e “vender” esta perspectiva para compradores fictícios. Tudo isso de forma paralela a graduação (1).

A competição teve seu início no Texas, EUA, no começo da década de 1980 e cresceu de tamanho rapidamente (1). No Brasil teve seu início em 2004 e está indo para sua décima quinta edição em 2018 (2).

A competição FSAE (Fórmula SAE) é dividida em provas estáticas e dinâmicas, sendo que as equipes são avaliadas, por exemplo, quanto ao cumprimento das exigências impostas pela



SAE, ao design do protótipo, e ao custo, além das provas dinâmicas de aceleração, skid-pad, autocross e enduro (3).

Para o bom desempenho de carro nestas provas, um fator de grande importância a ser considerado é o projeto da transmissão do protótipo, esta, tem como função literalmente transmitir torque e potência provenientes do motor até as rodas do veículo.

A transmissão veicular é composta por uma série de engrenagens acopladas de forma a possibilitar diversas combinações de relações. Segundo Lechner (4) a relação de velocidades entre duas engrenagens é dada por:

$$v = \frac{n_2}{n_1} \quad (1)$$

Onde,  $n_1$  e  $n_2$  representam as velocidades (rotações) das engrenagens 1 e 2, respectivamente. A relação existente entre os torques é dada por:

$$\mu = \frac{T_1}{T_2} \quad (2)$$

Na qual,  $T_1$  e  $T_2$  representam o torque nas engrenagens 1 e 2, na devida ordem. Essas duas variáveis ( $v$  e  $\mu$ ) têm o mesmo valor, sendo chamada de razão (ou relação) de transmissão, e pode, ainda, ser expressa em termos de:

$$i_G = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (3)$$

Sendo que,  $\omega_1$  e  $\omega_2$  representam as velocidades angulares das engrenagens 1 e 2, nesta sequência.

Destas equações observa-se que em determinada relação, o torque de saída pode ser obtido através da multiplicação do torque de entrada pela razão  $i_G$ . Já a rotação de saída será dada pela divisão da rotação de entrada pela razão  $i_G$ . Por fim, esta relação pode ser expressa ainda, e de forma mais conveniente, através do número de dentes das engrenagens:

$$u = \frac{z_2}{z_1} \quad (4)$$

Na equação 4,  $z_1$  e  $z_2$  representam, respectivamente, o número de dentes nas engrenagens 1 e 2.

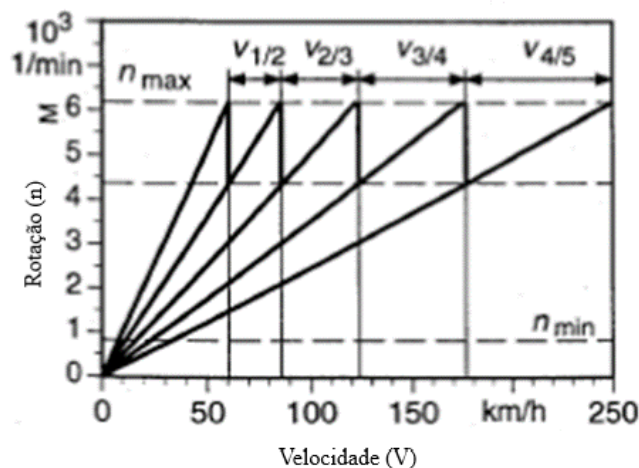
Outra equação de importância para o entendimento do funcionamento do sistema de transmissão é a que relaciona o torque agindo numa engrenagem com sua respectiva potência, esta relação se dá através da velocidade angular na engrenagem em questão, tem-se que:

$$P = \omega * T \tag{5}$$

Na qual, P é a potência, T o torque e  $\omega$  a velocidade angular da engrenagem analisada questão.

A equação 5 mostra como a potência e torque estão estritamente conectados, porém, neste trabalho busca-se o desenvolvimento de uma transmissão dando ênfase ao torque, pois como as velocidades a serem desenvolvidas na competição são relativamente baixas (média do circuito em torno de 45km/h), a potência não apresenta um papel fundamental para o bom desempenho do carro. Em detrimento disso, o torque tem papel fundamental, pois este é o responsável pela rápida retomada de velocidade, que é uma grande característica da pista em questão.

Lechner (4) ainda introduz o conceito de gráfico dente de serra, sendo este, nada mais é que um diagrama de velocidade/rotação do motor para cada marcha do veículo. Este gráfico é capaz de dar uma boa visualização de como se comportam as configurações das relações das marchas. Apresenta-se abaixo, na Fig. 1, um exemplo deste gráfico.



**Figura 1:** Exemplo de Gráfico dente de serra



Observa-se neste gráfico que no instante de troca de marcha há uma redução brusca da rotação do motor para uma velocidade constante do carro. Este fato tem grande importância pois pode-se dimensionar, assim, a faixa de rotação ideal para ocorrer a troca de marcha tendo em vista a manutenção de atuação do motor em sua faixa de operação que forneça o maior torque possível.

**Objetivos.** Este trabalho tem por objetivo o projeto da transmissão do protótipo CFS1.1 de modo a proporcionar a este rápido ganho de velocidade de modo a se obter bom desempenho na prova de aceleração na competição FSAE.

Tem-se como objetivos específicos:

- 1- Obtenção dos dados de torque do motor na literatura;
- 2- Obtenção de dados construtivos da caixa de transmissão agregada ao motor;
- 3- Construção de gráficos dente de serra para diversas relações finais;
- 4- Seleção da relação mais adequada;
- 5- Definição da faixa de rotação ideal para troca de marcha.

**Metodologia.** O projeto abordado iniciou-se com a definição de quais seriam os requisitos básicos que deveriam ser cumpridos, sendo estes, proporcionar ao protótipo uma alta aceleração e rápida recuperação de velocidade.

Buscou-se, para tal, informações de torque e potência por rotação do motor, e também da caixa de redução acoplada ao mesmo, sendo necessário conhecer a relação primária da caixa, além das reduções de cada marcha. Então, estudou-se as exigências feitas pela SAE, sendo que, felizmente não há grandes restrições ao sistema transmissão impostas pelo órgão organizador da competição.

Com base nos dados da caixa de transmissão construiu-se gráficos dente de serra (Vide Figura 1), mostrando o crescimento da velocidade em cada marcha, para diversas reduções finais. A construção de tal gráfico é dada através da conversão da RPM (rotações por minuto) do motor para velocidade (V) em km/h (quilômetros por hora) utilizando o diâmetro estático do pneu (d), e dividindo esta conversão pela multiplicação de todas as reduções existentes na marcha em questão. Plota-se então, as cinco curvas formadas (uma para cada marcha), sendo que, as rotações são dispostas no eixo das ordenadas, e as velocidades no das abcissas. Esta conversão é dada por:

$$V = \frac{d/2 * 60 * \pi * 2 * RPM}{Np * Nm * Ns} \quad (6)$$



O diâmetro (d) deve ser dado em quilômetros, e as reduções (N) são, primária (p), relativa a marcha (m), e final (s) respectivamente.

Desse modo, através da comparação do gráfico dente de serra de sistemas de transmissão com diversas relações finais, selecionou-se a que proporcionaria maior velocidade para o protótipo no momento da troca de marcha, quando esta ocorre em torno da rotação que fornecesse o torque máximo do motor. Assim, garante-se que a troca de marcha ocorrerá sem perda de torque, mantendo o rápido ganho de velocidade do protótipo.

Com a relação escolhida, definiu-se o número de dentes das engrenagens levando em conta disponibilidade no mercado e também o espaço existente dentro da estrutura do protótipo para alocação da coroa, e no motor para fixação do pinhão.

**Resultados e Discussões.** Com a definição de que se busca uma relação final que proporcione alto torque com velocidades relativamente altas de modo a possibilitar alta aceleração ao protótipo, partiu-se para a busca de informações a respeito do motor XT660 e de sua respectiva caixa de transmissão. Obteve-se no manual da moto (5) os dados de torque e potência máxima e em qual rotação estes ocorrem, Tab.1, além da relação primária, antes da caixa de transmissão, e das relações de cada marcha, Tab. 2.

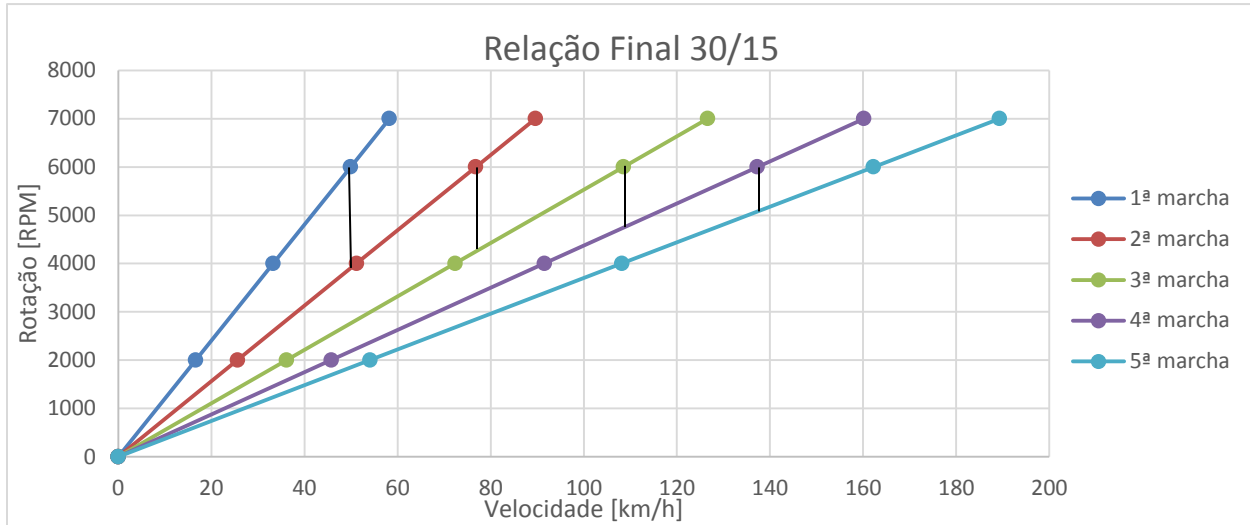
**Tabela 1:** Torque e potência máximos e suas respectivas rotações.

|   |      |
|---|------|
| <b>Potência máxima (cv)</b>             | 48   |
| <b>Rotação de potência máxima (RPM)</b> | 6000 |
| <b>Torque máximo (kgf.m)</b>            | 5,95 |
| <b>Rotação de torque máximo (RPM)</b>   | 5250 |

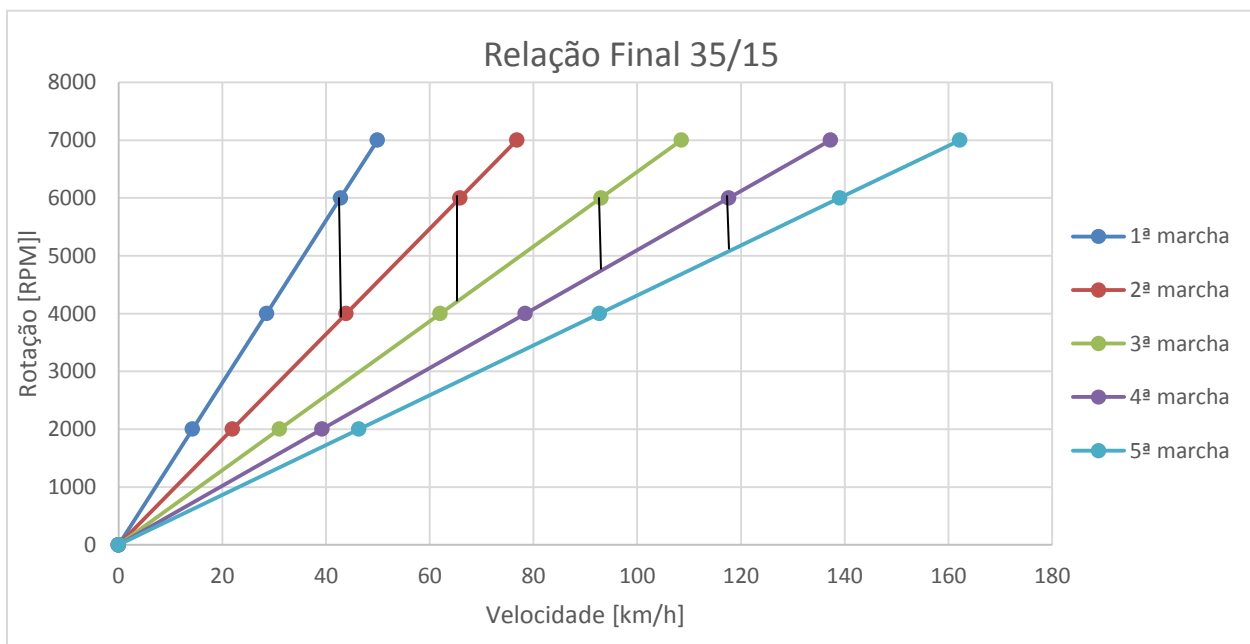
**Tabela 2.** Relação primária e de cada uma das cinco marchas.

|                         |               |
|-------------------------|---------------|
| <b>Redução primária</b> | 75/36 (2,083) |
| <b>1ª marcha</b>        | 30/12 (2,500) |
| <b>2ª marcha</b>        | 26/16 (1,625) |
| <b>3ª marcha</b>        | 23/20 (1,150) |
| <b>4ª marcha</b>        | 20/22 (0,909) |
| <b>5ª marcha</b>        | 20/26 (0,769) |

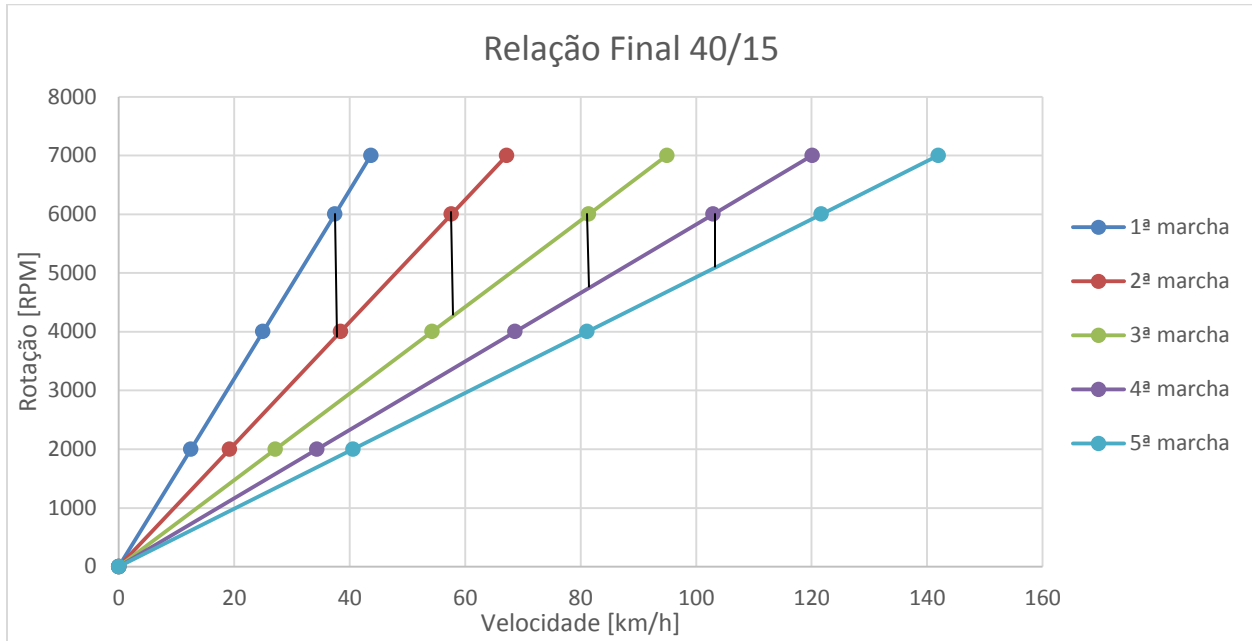
Com os dados de relação de cada marcha é possível construir os gráficos dente de serra, e assim, avaliar a evolução de velocidade em cada marcha para diversas relações finais propostas, utilizando-se da equação 6. Apresenta-se abaixo tais gráficos, para relações finais de 30/15, Fig. 2; 35/15, Fig. 3; 40/15, Fig. 4; 45/15, Fig. 5; e 55/15, Fig. 6.



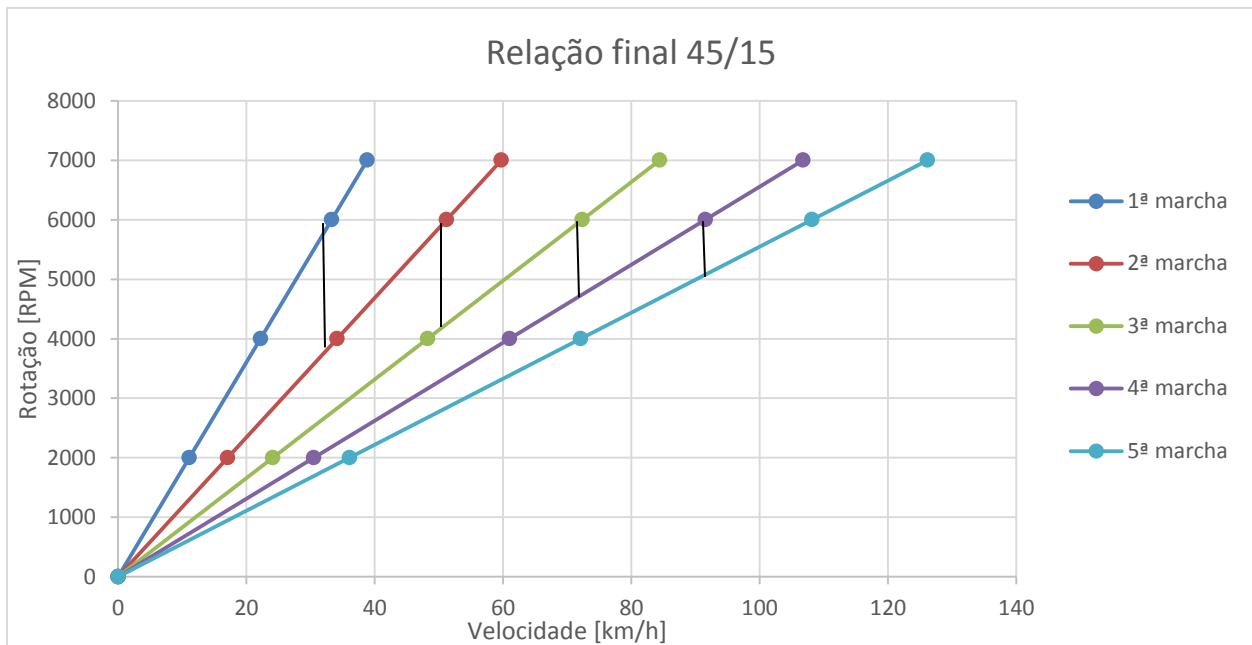
**Figura 2:** Gráfico Dente de serra Relação 30/15.



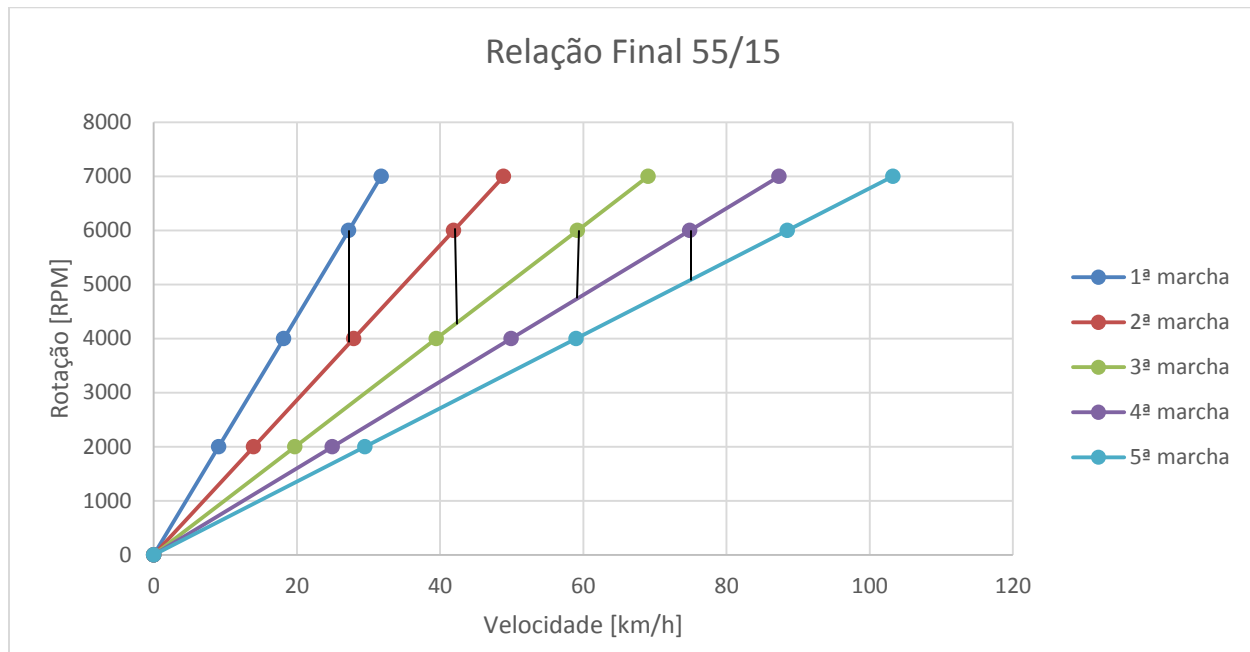
**Figura 3:** Gráfico Dente de serra Relação 35/15.



**Figura 4:** Gráfico Dente de serra Relação 40/15.



**Figura 5:** Gráfico Dente de serra Relação 45/15.



**Figura 6:** Gráfico Dente de serra Relação 55/15.

Fixou-se o pinhão com 15 dentes, pois assim, pode-se utilizar o próprio da moto, que tem essa mesma quantidade de dentes, assim, sua fixação no motor se dá forma simples, rápida e confiável.

Da análise dos gráficos acima, tendo em vista que o torque máximo do motor ocorre à 5250 RPM, e sabendo ainda que a pista da competição não propicia altas velocidades (velocidade média da pista par carros FSAE é em torno de 45 km/h), e, notando-se que no momento em que ocorre a troca de marcha, como a velocidade é constante e a rotação do motor cai bruscamente, deve-se selecionar a relação final que proporcione um alto toque, velocidade alta e ainda que quando ocorra a troca de marcha a rotação atingida seja próxima da que fornece o torque máximo.

Com base no exposto, as relações foram analisadas e a que mais se adequou aos objetivos definidos foi a de 45/15.

Nesta relação é possível manter a troca de marcha ocorrendo em torno a rotação ideal de torque e ainda assim ter-se uma alta velocidade. Por exemplo, na troca da primeira para a segunda marcha, caso esta seja feita a 6000 RPM, a rotação deve cair para 4000 RPM, sendo este valor considerado relativamente próximo ao torque máximo e a velocidade da troca no momento da troca seria de mais de 30 km/h.

Observa-se ainda que, quando na segunda marcha e na rotação de torque máximo o protótipo estará bem próximo da velocidade média do percurso, ou seja, a tendência é que o carro tenha altas taxas de aceleração durante toda a volta na pista, garantindo um bom tempo no





circuito a ser completado. Além de que, a segunda marcha ainda conta com uma relação alta, propiciando um toque maior que as marchas adjacentes.

Quando utilizadas coroas com menor número de dentes, como por exemplo numa relação 2/1, obtém-se maiores velocidades finais do protótipo, porém o torque e tornaria muito baixo, prejudicando a aceleração do veículo. Em contrapartida, quando utilizadas relações do tipo 55/15, o torque se torna extremamente alto, porém as velocidades se tornam demasiadamente baixas. A relação escolhida de 3/1 se torna um meio termo entre esses dois casos extremos.

**Conclusões.** Obtiveram-se os dados de torque e potência de motor, e ainda, os dados construtivos das relações existentes na caixa de transmissão integrada ao motor. Dá análise destes dados, aliado a gráficos dente de serra para diversas relações finais de transmissão, obteve-se que a razão final entre o número de dentes da coroa e do pinhão ideal seria de 3/1.

Devido ao fato de ter-se utilizado, por questões de praticidade e financeira, o pinhão próprio da moto que contém 15 dentes, definiu-se que a coroa do protótipo deveria ter 45 dentes para que este apresentasse as características de desempenho desejadas.

Definiu-se, por fim, que a troca de marcha deve ocorrer em cerca de 6000 RPM, para que a rotação da marcha seguinte seja em torno de 4000 RPM (na troca da primeira para a segunda marcha), mantendo a rotação de torque máximo dentro destes dois limites, garantindo assim, a manutenção de torque elevado ao veículo proporcionando a desejada rápida retomada de velocidade.

Como sugestão para trabalhos futuros tem-se a obtenção das curvas de torque e potência por rotação do motor através de dinamômetro para através destas ter-se o conhecimento do real desempenho do motor, e assim, realizar uma realimentação de dados e otimizar o projeto obtendo nova relação final de transmissão para o protótipo.

**Agradecimentos.** À UNIOESTE por possibilitar o desenvolvimento do projeto. Aos patrocinadores da equipe por possibilitarem toda a manufatura do protótipo.

**Divulgação.** Os autores relatam não haver conflitos de interesse neste trabalho.

### **Referências.**

- (1) Royce M, Royce S. Learn & Compete. Racecar Graphic Limited; 2012.
- (2) portal.saebrasil.org.br [Internet]. Brasil: SAE BRASIL; c2018. Disponível em: <http://portal.saebrasil.org.br/programas-estudantis/formula-sae-brasil>
- (3) 2017-18 Formula SAE® Rules – 2 de setembro de 2016 Rev. A.



TAS Journal, vol. 2, n. 4, p. 241-241.

**DEZEMBRO 2018**

ISSN: 2595-1521

murilo.sanchesantos@gmail.com

(4) Lechner G, Naunheimer H. Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application. Springer; 1999.

(5) Manual do Proprietário XT660R, 2007 Yamaha Motor, Amazônia Ltda. 1ª Edição, dezembro de 2007.