

## ESTUDO E DIMENSIONAMENTO DE UM TREM DE TRANSMISSÃO EPICICLOIDAL PARA VEÍCULOS MONOPOSTO OFF-ROAD

**Jeyciane Martins Lisboa, jeycelisboa@gmail.com**

Universidade Estadual do Maranhão, Cidade Universitária Paulo VI, 3801 - Tirirical, São Luís – MA

**Rodrigo Costa Barros, rodrigosc03@gmail.com**

Universidade Estadual do Maranhão, Cidade Universitária Paulo VI, 3801 - Tirirical, São Luís – MA

**José de Ribamar Pestana Filho, ssjpestana@gmail.com**

Universidade Estadual do Maranhão, Cidade Universitária Paulo VI, 3801 - Tirirical, São Luís – MA

**RESUMO:** Esta pesquisa visou estudar e dimensionar uma transmissão de alta eficiência, na forma de caixa de engrenagens epicicloidais, para aplicação em um veículo monoposto off-road. Além de absorção de conhecimento na área de transmissão veicular, desenvolvem-se também habilidades técnicas de modelagem, construção e fabricação do projeto. Com o cumprimento da pesquisa, pode-se entender os conceitos envolvidos e habituar-se a muitos outros tipos de transmissões. No projeto, aprofundou-se no conhecimento nos trens de engrenagem epicicloidais, também chamado de engrenagens planetárias, que são sistemas de transmissão de alta complexidade cinemática, porém com grandes vantagens tais como: compactas, leves, permitem altas reduções de velocidade e confiáveis. De maneira geral, o projeto seguiu as seguintes etapas: Coleta de dados; Definições de relações de transmissão; Dimensionamento do redutor planetário; cálculos de rendimento; Análise de esforço de tração. Foram pré-determinados alguns, tais como: torque máximo, relação de transmissão, tipo e geometria das engrenagens, número de dentes e tensões admissíveis, somados a estudos a modelagem e dimensionamento do sistema.

**PALAVRAS-CHAVE:** Redutor Planetário, Transmissão, Veículo Monoposto

**ABSTRACT:** *This research aimed to study and scale a high transmission efficiency, in the form of epicyclic gearbox, for application in a single-seater off-road vehicle. In addition to absorbing knowledge in vehicle transmission also develop technical skills of modeling, fabrication and construction of the project. With the implementation of the research, one can understand the concepts involved and get used to many other types of transmissions. In the project, deepened knowledge of epicyclic gear trains, also called planetary gears, which are highly complex kinematic transmission systems, but with great benefits such as: compact, lightweight, allow high speed reductions and reliable. Overall, the project involved the following steps: data collection; Definitions of ratios; Scaling the planetary gear unit; yield calculations; Analysis of tractive effort. There were some pre-determined, such as maximum torque, gear ratio, type and geometry of gears, number of teeth and allowable stresses, added to the modeling studies and system design.*

**KEYWORDS:** *Planetary gearbox, transmission, Monoposto Vehicle*

### INTRODUÇÃO

Projetar e desenvolver um projeto mecânico é sempre um compromisso desafiador para um estudante de engenharia, pois ao decorrer da pesquisa o então discente é responsável por determinar e tomar todas as escolhas necessária para a desenvoltura eficiente e eficaz do(s) primeiro(s) projeto(s) da sua carreira. Além de exercer uma das principais finalidades do engenheiro na indústria: solucionar problemas. Contando que no decorrer do trabalho de pesquisa, surgirão dificuldades que este terá que superar e resolver com maturidade e inteligência profissional- Segundo Bosch (2005), a transmissão de um veículo tem como objetivo fornecer uma série de combinações de velocidades angulares e torques, a partir de uma fonte limitada, como por exemplo, um motor de combustão interna. Toda unidade de propulsão desta natureza trabalha em uma faixa de rotações limitada entre a marcha lenta e a máxima rotação. Os valores de potência e torque não são uniformes tendo seus

máximos situados em uma faixa específica. As relações de transmissão adaptam o torque disponível à força requerida no momento. A transmissão pode ser de relação fixa, escalonada com mudança manual, escalonada com mudança automática ou continuamente variável (CVT).

Para transmitir a força, rotação e torque produzidos pelo motor até as rodas motrizes, passa-se pelo sistema de embreagens, caixa de câmbio, diferencial e semieixo. No entanto, no caso do veículo mini baja, a trajetória é diferenciada, com saída no motor, passando pela CVT, caixa de redução fixa e finalmente pelos semieixos.

### METODOLOGIA

Na presente pesquisa pretendeu-se alcançar todos os conhecimentos básicos no projeto e no desenvolvimento de uma transmissão epicicloidial para veículo monoposto off-road.

Para melhor sistematização e absorção de conhecimento, o trabalho foi executado nas seguintes etapas: 1) Coleta de dados; 2) Definições de relações de transmissão; 3) Dimensionamento do redutor planetário; 4) Cálculos de rendimento; 5) Análise de esforço de tração. As primeiras etapas consistiram na obtenção dos principais parâmetros do projeto, que deram destino à pesquisa, posteriormente consistiram na elaboração e desenvolvimento do mesmo.

### Coleta de Dados

Para o dimensionamento dos elementos da transmissão para o veículo, é necessário conhecer o motor empregado.

O motor utilizado é Briggs & Stratton, mono cilindro de quatro tempos, de combustão interna, com injeção de gasolina por carburação. Como ele é 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 o veículo. As figuras abaixo descrevem as características do motor Briggs & Stratton 10 HP, mostrando a curva de torque característica e a curva de potência.



Figura 1. Curva de torque do motor Briggs & Stratton 10HP. Fonte: Sousa apud Briggs & Stratton, 1999

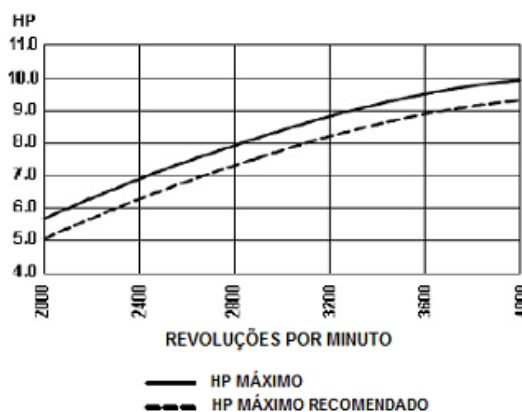


Figura 2. Curva de potência do motor Briggs & Stratton 10HP. Fonte: Sousa apud Briggs & Stratton, 1999

Através do gráfico apresentado na Figura, 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 COMET 780. A Figura abaixo mostra as especificações dimensionais do modelo empregado.

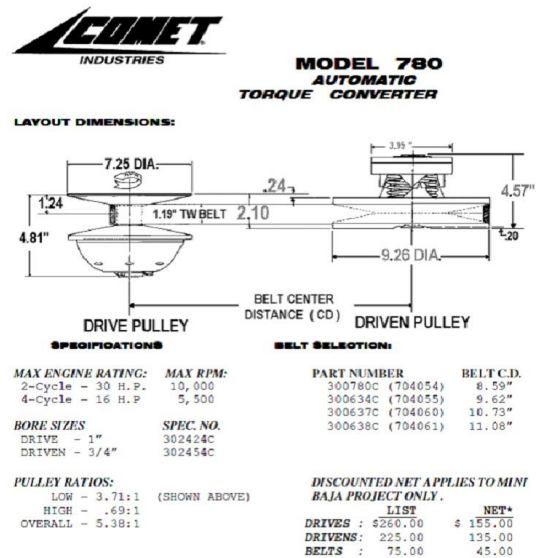


Figura 3. Especificações da CVT COMET 780

### Definição das Relações de Transmissão

A escolha da relação de transmissão se deu pela análise do peso do carro e as relações disponíveis pelo CVT COMET 780. A redução escolhida para o sistema de transmissão total do veículo foi de "7,37" e a redução da caixa de "6,29/1" somada a uma redução pinhão coroa 1,7/1. Essa combinação foi feita de forma a fornecer torque necessário para o veículo nas mais diversas situações. Escolhida a relação, foi determinado os números de dentes para o conjunto de engrenagens epicicloidais, posteriormente foi calculado os torques em cada eixo e semieixo de forma a obter dados para o dimensionamento e modelagem do redutor.

Sabendo que as falhas em conjuntos de engrenagens se dão principalmente por fadiga, escolheu-se o material que o redutor será confeccionado, o aço SAE 4340, que é um aço para beneficiamento com elevada temperabilidade, ligado ao cromo-níquel-molibdênio, utilizado na fabricação de diferentes componentes mecânicos, quando se deseja uma combinação de resistência mecânica média e resistência à fratura. E, o que mais importa, elevada resistência à fadiga. Tendo suas principais aplicações em eixos, engrenagens, engrenagens planetárias, colunas, mangas e cilindros. Em seguida calculou-se o fator de segurança de 4,5. Com essas duas informações pode-se obter a tensão admissível do material definida pela tensão de escoamento sobre o fator de potência.

$$\sigma_{ad} = \frac{\sigma_e}{s} \quad (1)$$

O módulo adotado para o dimensionamento foi de 2,5 mm (aplicando na Eq. (2)) normalizado mais próximo tabelado e o tipo de engrenagem selecionado foi o de dentes retos, devido à facilidade de construção. O módulo é igual a raiz cúbica de duas vezes o momento torçor no pinhão vezes o fator de forma da engrenagem dividido espessura pelo módulo vezes o número de dentes da engrenagem anular vezes o regime de trabalho multiplicado pela tensão admissível. Com o intuito de ter uma menor caixa possível e confiabilidade de projeto, foi escolhido um sistema de redução do tipo epicicloidal somado a um redutor pinhão coroa.

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot Mt_2 \cdot q}{\lambda \cdot Z_1 \cdot e \cdot \sigma_{adm}}} \quad (2)$$

### Dimensionamento das engrenagens

Inicialmente, estabeleceu-se o numero de dentes mínimo do pinhão para que não haja o fenômeno de interferencia, posteriormente definiu-se também o ângulo de pressão, a relação entre o módulo e a espessura das engrenagens ( $\lambda$ ), torque no eixo do pinhão, fator de forma (q) e fator de serviço ( $\varphi$ ), ambos tabelados, e então foi calculado a tensão admissível do material de fabricação da engrenagem. Na sequência, foi computado o valor do módulo das engrenagens e de posse desse último valor foi orçada todas as dimensões principais, diâmetro primitivo, diâmetro externo e interno, espessura do dente, passo e altura do dente das engrenagens solar, satélites e anular. Para ter a redução desejada, a engrenagem de entrada (solar) é de 17 dentes “Z<sub>1</sub>”, “Z<sub>2</sub>” (satélite) de 41 dentes e “Z<sub>3</sub>” (anular) igual a 107 dentes.

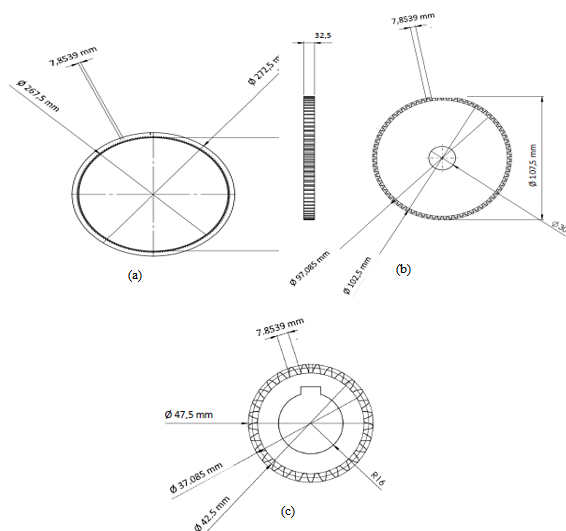


Figura 4. (a), (b) e (c): Engrenagem anular, satélite e solar respectivamente

### Calculo da Velocidade máxima

Definido o número de dentes e passo do pinhão e a rotação máxima do motor, estimou-se a velocidade máxima que o veículo chegará.

$$V = \frac{N^{\circ} \text{ dentes} \cdot \text{Passo} \cdot N_{Z1}}{10^3 \cdot 60} \quad (3)$$

Sendo que  $N_{Z1}$  é a rotação máxima no pinhão, calculada pela fórmula:

$$N_{Z1} = \frac{\text{ROTAÇÃO MÁXIMA DO MOTOR}}{\text{MENOR RELAÇÃO DA CVT}} \quad (4)$$

### Cálculos de Rendimentos

Para o cálculo dos rendimentos, primeiramente identificou-se os componentes mecânicos responsáveis pelas dissipações de potência no sistema (mancais de rolamento, transmissão por correia e transmissão por engrenagem) e o valor de eficiência dos mesmos envolvendo todos os componentes e sua distribuição pelo sistema. Assim, obteve-se a potência dissipada ao final da transmissão e por eixo e com isso a potência útil fornecida às rodas motrizes.

### Análise dos Esforços de Tração

Através das relações de transmissão, torque máximo do motor, relação da transmissão mais curta e o rendimento do sistema definidas, calculou-se o torque máximo disponível no eixo final para as diferentes rotações. Alcançou-se também a Força Máxima de Tração através da relação mais curta que o veículo fornece as rodas, do raio do pneu, do rendimento da transmitância e da rotação do rodado. Além disso, obteve-se 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.

### RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os elementos a serem dimensionados compreendem, de uma engrenagem solar, 3 engrenagens satélites e uma anular com dentes internos, engrenagens cilíndricas de dentes retos, sendo que a solar é a que recebe o torque que sai do CVT, a satélite transfere a redução para anular que fornece o torque de saída. O outro elemento de transmissão abrange uma corrente de rolos simples e suas engrenagens (pinhão e coroa), responsáveis pela redução de 1,7:1 que remata o sistema.

### Definição da relação de transmissão

Primeiramente, foi definida uma relação de 6,24 para o redutor epicicloidal que atenderia sozinho as necessidades do veículo, porém após análises de desempenho observou-se que a redução dele não seria suficiente para transmitir torque cogente para o baja vencer todos os obstáculos a ele impostos na competição. Isso foi consequência do excesso de peso do carro. Com isso, foi avaliada a adição de uma redução pinhão e coroa de 1,7:1 para satisfazer as precisões do veículo.

Inicialmente, a ideia era produzir as engrenagens de aço SAE 1045 e trata-lo termicamente por tempera seguida de revenimento, porém depois de vários dimensionamentos e tentativas de otimização do tamanho do conjunto, optou-se pela mudança do material para SAE 4340, temperado a 705° C, que possui uma resistência mecânica maior que o primeiro citado, possibilitando uma diminuição significativa no sistema (tamanho e peso) e ainda proporcionando uma confiabilidade maior ao redutor. Devido a um novo dimensionamento a relação do redutor sofreu uma pequena mudança para 6,29:1.

Como já foi citado anteriormente, a relação final ficou de 7,37:1, combinação feita pela multiplicação da menor relação da CVT, relação fixa da caixa e pinhão coroa (0,69 · 6,29 · 1,7). Com essa relação, a transmissão corresponderá as necessidades do veículo.



Figura 5. Redutor Planetário

### Dimensionamento das engrenagens

Para o dimensionamento das engrenagens, foi definido inicialmente o tipo a ser usado, que no caso foi o cilíndrico de dentes retos, considerando a diminuição da complexidade na fabricação, além da melhor relação custo benefício. Assim, foram dimensionados todos os parâmetros geométricos necessários para uma eventual fabricação.

### Cálculo de torque na engrenagem solar

Encontrada multiplicando a constante pela potência da engrenagem solar dividido pela relação do CVT.

$$Mt_2 = 71620 \cdot \frac{N_2}{n_2} \quad (5)$$

$$Mt_2 = 687,616 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

### Calculo do número de dentes mínimos para que não haja o fenômeno de interferência

O número de dentes da engrenagem solar mais ou menos raiz quadrada do número de dentes da engrenagem solar elevado ao quadrado mais quatro que multiplica o número de dentes da engrenagem solar somado um dividido pelo seno do ângulo de pressão ao quadrado.

$$Z_{1min} = -Z_2 \pm \sqrt{Z_2^2 + 4 \cdot \frac{(Z_2+1)}{(\text{sen } \alpha)^2}} \quad (6)$$

$$Z_{1min} = 14,8316$$

### Usando a tabela de fator de forma e o fator de serviço

Tabela 1. Fator de forma

z	12	13	14	15	16	17	18	21	24
q	4,5	4,3	4,1	3,9	3,7	3,6	3,5	3,3	3,2

Tabela 2. Fator de serviço

Fator de Serviço ( $\phi$ )	
Aplicação	Serviço 10h/24h
Agitadores	1,0-1,25/1,25-1,5
Alimentadores	1,25-1,75/1,5-2,0
Bombas	1,0-1,15/1,25-1,5
Transmissões	1,0-1,25/1,25-1,5
Eq. Ind. Polpa e Papel	1,0-1,75/1,25-3,0
Eq. Conversão de Madeira	1,25-1,75/1,5-2,0

### Determinação do fator de segurança

$$S=4,5$$

### Cálculo de tensão admissível do SAE 4340

$$\sigma_{ad} = 1948,79 \text{ kgf/cm}^2$$

### Cálculo do módulo da engrenagens

$$m = 2,25687 \text{ mm}$$

$$m \approx 2,5 \text{ mm}$$

### Cálculo das dimensões principais das engrenagens

Tabela 3. Principais dimensões

	PARA $Z_1 = 17$	PARA $Z_2 = 41$	PARA $Z_3 = 107$
PASSO (mm)	7,85	7,85	7,85
ESPESSURA DO	32,5	32,5	32,5

DENTE (mm)			
ALTURA DA CABEÇA DO DENTE (mm)	2,5	2,5	2,5
ALTURA DO PÉ DO DENTE (mm)	3	3	3
ALTURA DO DENTE (mm)	5,5	5,5	5,5
DIÂMETRO PRIMITIVO (mm)	42,5	102,5	267,5
DIÂMETRO EXTERNO (mm)	47,5	107,5	272,5
DIÂMETRO INTERNO (mm)	37,085	97,085	262,085
CABEÇA DO DENTE (mm)	2,5	2,5	2,5

### Cálculo da Força Tangente

Força tangente é igual a dois vezes momento torçor no pinhão (N\*mm) dividido pelo diâmetro primitivo do pinhão.

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{t_2}}{d_{prim}(z_1)} \quad (7)$$

$$F_t = 3173,275 \text{ N}$$

### Cálculo da Força Radial

Se dá pela multiplicação da tangente do ângulo de pressão pela força tangente.

$$F_r = tg \alpha \cdot F_t \quad (8)$$

$$F_r = 1154,978 \text{ N}$$

### Cálculo da Tensão Atuante no pé do dente

Tensão atuante no pé do dente é igual a Força Tangente vezes o fator de forma dividido pela espessura do dente vezes o módulo multiplicado pelo fator de serviço.

$$\sigma_{adm} = \frac{F_t \cdot q}{b \cdot m \cdot \phi} \quad (9)$$

$$\sigma_{adm} = 1433,726 \text{ kgf}$$

Como a tensão admissível é maior que a atuante no pé do dente, o conjunto de engrenagem está aprovado.

### Cálculos de Rendimento

Potência útil é igual potência do motor vezes o rendimento do CVT vezes o rendimento da engrenagem vezes o rendimento dos mancais.

$$P_u = P_{motor} \cdot n_{cvt} \cdot n_{engrenagem} \cdot n_{mancais} \quad (10)$$

$$P_u = 9,25 \text{ CV}$$

Potência útil geradora de trabalho é igual a potência útil vezes 100 dividido pela potência do motor.

$$P_u = 91,3\% = 0,913$$

Segundo 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.

### Análise de esforço de Tração

Esforço de Tração é igual a resistencia aerodinamica somado a resistencia ao rolamento mais o gradiente de resistencia a inclinação.

$$E_T = R_A + F_R + Grad \quad (11)$$

$$E_T = 2401,1337 \text{ N}$$

### Força de Tração Máxima

É resultado do torque máximo multiplicado pela menor relação vezes o rendimento total dividido pelo raio do pneu.

$$F_T = \frac{T_R \cdot \text{menor relação} \cdot n_t}{\text{raio do pneu}} \quad (12)$$

$$F_T = 3157,667 \text{ N}$$

### Força de Atrito

É a multiplicação entre coeficiente de atrito da superfície pela força normal exercida pelo eixo de tração.

$$F_a = \mu_e \cdot F_N \quad (13)$$

Tabela 4. Coeficiente de Atrito

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

$$F_a = 1084 \text{ N}$$

### CONCLUSÃO

A presente pesquisa consistiu em estudar e dimensionar uma transmissão epicicloidial de relação fixa, para um veículo protótipo de forma a propiciar força trativa eficaz, velocidade e um bom desempenho nas competições, validando a participação da equipe na execução das etapas e provas da competição. Inicialmente buscou-se entender a metodologia de desenvolvimento do redutor através da literatura existente para fundamentar os critérios de escolha do tipo, modelagem e dimensionamento durante a execução do projeto. A metodologia seguida possibilitou a sistematização do projeto facilitando assim o entendimento e desenvolvimento do mesmo.

Conforme foi mostrado, primeiramente definiu-se por meio de levantamento de dados, a determinação de relação, o dimensionamento dos componentes da transmissão (engrenagens), além de cálculos de rendimento e esforço de tração que estão desenvolvidos no sistema.

De maneira geral, pode-se concluir que:

- ✓ A realização do projeto foi suficiente para absorver conhecimentos básicos no desenvolvimento de uma transmissão epiciclodal;
- ✓ Apesar de o primeiro dimensionamento não apresentar o tamanho esperado, o segundo conseguiu alcançar dimensões bem distribuídas e aprazíveis ao projeto;
- ✓ Os resultados de tração obtidos no sistema de transmissão proposto cumprem seu papel no quesito desempenho, pois oferecem boa mobilidade ao veículo e grande força trativa;
- ✓ A transmissão apresentou uma eficiência de 91,30494 %, o que está de dentro dos padrões de eficiência para transmissões;
- ✓ Para que o valor máximo do Esforço de Tração seja gerado é necessário que sejam somados fatores que dificilmente serão enfrentados de uma só vez, mas mesmo assim a Força de Tração máxima disponível é suficiente para superar os diversos obstáculos impostos durante trilha off road;
- ✓ É possível reduzir os esforços de tração através de medidas como redução de peso do veículo, diminuição da área frontal do veículo e consequente redução do coeficiente de arrasto aerodinâmico.

Por fim, é certo que o referido projeto pode ainda ser significativamente explorado para se obter melhor entendimento dos fundamentos e fenômenos relacionados com o desenvolvimento de uma transmissão epicicloidal. Sendo assim, apesar deste referido trabalho não conseguir respostas mais conclusivas de situações mais avançadas, tendo a necessidade de melhor aprofundamento, acredita-se que por meio dos resultados aqui obtidos através da metodologia aplicada, esta pesquisa se torne uma fonte para melhorar a compreensão no desenvolvimento de transmissões epicicloidais de outros projetos de mesma natureza da comunidade acadêmica desta universidade.

#### REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANTUNES, I; FREIRE, M. A. C. Elementos de Máquinas. 8. ed. São Paulo: Érica, 1998.
- BOSCH.; “Manual de Tecnologia Automotiva”, Editora Edgard Blücher, 25<sup>a</sup> edição, 2005
- DIAS, J. **Módulo: Transmissões**. Curso de Especialização em Engenharia Automotiva – UTFPR, Curitiba, 2011. Disponível em: <<http://www.damec.ct.utfpr.edu.br/automotiva/downloads/Automot/c1Transmissoes.pdf>>. Acesso 10-set-2013

- NAUNHEIMER, H. et al. Automotive Transmissions. 2. ed. Berlin: Springer, 2011.
- NIEMANN, G. Elementos de Máquinas. 6. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002, vol. 2.
- NORTON, Robert L., **Cinemática e Dinâmica dos Mecanismos**, Mc Graw Hill, 2010.
- NORTON, Robert L., **Projeto de Máquinas - Uma Abordagem Integrada**, Bookman, 2004.
- 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\\_d\\_e\\_atrito.pdf](http://www.fisica.ufpb.br/~romero/pdf/06_forca_d_e_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.

#### DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis por este artigo.