

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DESENVOLVIMENTO DE SISTEMA DE TRANSMISSÃO PARA VEÍCULO DE FÓRMULA SAE

Jonas Tadeu Silva Malaco Filho

São Paulo

2009

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DESENVOLVIMENTO DE SISTEMA DE TRANSMISSÃO PARA VEÍCULO DE FÓRMULA SAE

Trabalho de formatura apresentado à Escola Politécnica  
da Universidade de São Paulo para obtenção do título de  
Graduação em Engenharia

Jonas Tadeu Silva Malaco Filho

Orientador: Marcelo Augusto Leal Alves

Área de Concentração:  
Engenharia Mecânica

São Paulo  
2009

## **FICHA CATALOGRÁFICA**

**Malaco Filho, Jonas Tadeu Silva**

**Desenvolvimento de sistema de transmissão para veículo de Fórmula SAE / J.T.S. Malaco Filho. – São Paulo, 2009.**

**59 p.**

**Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

**1. Engenharia automotiva 2. Veículos de competição (Sistemas; Transmissão) 3. CVT (Otimização) I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.**

## RESUMO

Este trabalho de formatura consiste no estudo de um sistema de transmissão para o veículo de Fórmula SAE da equipe da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Inicialmente, é explicado o contexto no qual esse trabalho de formatura se insere, os seus objetivos e as necessidades a serem supridas. Em seguida, é apresentado um estudo das principais características das provas e do veículo para o qual este sistema de transmissão está sendo desenvolvido. As necessidades do projeto são especificadas e é realizado um estudo sobre os tipos de transmissão automáticas existentes, no qual são elaboradas e pré-selecionadas alternativas para a continuidade do projeto. O uso de uma matriz de decisão estabelece que a alternativa mais adequada é uma caixa de câmbio CVT, controlada por dispositivos mecânicos sensíveis a rotação e a torque, adicionada à caixa original do motor. Tendo a alternativa sido selecionada, é apresentado um modelo matemático do sistema e é proposta uma estratégia de otimização dos parâmetros. No decorrer da otimização, a alternativa selecionada acaba se mostrando inviável e se realiza a otimização de parâmetros de uma CVT com substituição da caixa de câmbio original. Os parâmetros propostos produzem uma diferença entre a rotação do motor e a sua rotação de potência máxima com amplitude menor que 200 rpm.

Palavras-chave: Engenharia automotiva. Fórmula SAE. Transmissão. Transmissão continuamente variável.

## **ABSTRACT**

This graduation project consists on the development of an automatic transmission system for the Formula SAE vehicle of Polytechnic School at the University of Sao Paulo. Initially, the context of this graduation project, its objectives and the necessities to be improved with this work are explained. Later on, the necessities are specified and a study of the main automatic gearbox types is conducted, in which some alternatives are developed and pre-selected. The best alternative is a speed and torque controlled CVT, added as a final reduction to the original engine gearbox. A mathematical model for that transmission system and a optimization strategy are presented. However, while optimizing its parameters, the selected alternative proves itself to not be technically possible. Therefore, the parameters of the CVT with the replacement of the entire original gearbox are optimized and result in an amplitude of less than 200 rpm for the difference between the engine speed and its maximum power speed.

Keywords: Automotive engineering. Formula SAE. Transmission. Continuously variable transmission.

## LISTA DE FIGURAS

Fig. 1. Curvas de torque (azul) e de potência (verde) da motocicleta Yamaha WR450F 2007 (SLIP-ON..., 2009).....	13
Fig. 2. Vista explodida da caixa de câmbio original do motor do quadriciclo Yamaha YFZ450. Eixo de entrada (5), eixo de saída (7), garfos (1, 2 e 3), came para seleção dos garfos (4). Adaptado de Yamaha Motor Corporation (2003) .....	13
Fig. 3. Curvas de força trativa disponível em função de marcha e velocidade. A curva tracejada em azul representa a condição ideal de trabalho do powertrain. As unidades apresentadas não são as do SI para facilitar a avaliação do gráfico .....	18
Fig. 4. Componentes de um conversor de torque (HOW torque ..., 2009): à esquerda, a bomba; no centro, o estator; à direita, a turbina.....	22
Fig. 5. Curvas características de um conversor de torque. Adaptado de Heisler (2002) .....	22
Fig. 6. Transmissão automática de dupla embreagem de 6 marchas (HOW dual-clutch ..., 2009).....	24
Fig. 7. CVT toroidal, utilizada nos veículos da Nissan (HOW CVTS ..., 2009).....	26
Fig. 8. CVT planetária NuVinci, desenvolvida pela empresa Fallbrook Technologies (CARTER; MCDANIEL; VASILLOTIS, 2007) .....	27
Fig. 9. Esquema de transmissões continuamente variáveis encontradas em motocicletas e quadriciclos. Adaptado de Hong e Chen (1997) .....	27
Fig. 10. Esquema do sistema de CVT modelado. Adaptado de Oliver et al. (1973)..	34
Fig. 11. Diagrama de corpo livre da rampa helicoidal do conjunto movido. Adaptado de Oliver et al. (1973) .....	35
Fig. 12. Movimento dos roletes na polia motora. Adaptado de Oliver et al. (1973)..	39
Fig. 13. Força axial ideal na poli motora. Adaptado de What... (2009).....	41

## LISTA DE TABELAS

Tab. 1 – Cronograma original de desenvolvimento do projeto.....	7
Tab. 2 – Cronograma de atividades para o semestre atual.....	8
Tab. 3 – Especificações para a pista de autocross, de acordo com 2009 Formula SAE Rules (2008).....	11
Tab. 4 – Especificações para a pista de enduro de acordo com 2009 Formula SAE Rules (2008).....	11
Tab. 5 – Características principais do veículo.....	12
Tab.6 – Relações de transmissão da caixa de câmbio original (Yamaha Motor Corporation, 2003).....	14
Tab. 7 – Características dos pneus Pirelli para Fórmula SAE.....	14
Tab. 8 – Matriz de decisão e notas finais das alternativas.....	32
Tab. 9 – Parâmetros adotados.....	42
Tab. 10 – Sementes adotadas para as variáveis.....	42
Tab. 11 – Parâmetros obtidos para a aplicação da CVT.....	44

## SUMÁRIO

<b>1 APRESENTAÇÃO DO PROJETO</b> .....	1
<b>1.1 A Fórmula SAE e a Equipe POLI Racing</b> .....	1
<b>1.2 Objetivos do projeto</b> .....	2
1.2.1 Alteração no título e esclarecimento do objetivo principal do projeto.....	3
<b>1.3 Necessidades do trabalho</b> .....	3
<b>1.4 Descrição das principais etapas do projeto</b> .....	4
1.4.1 Análise das características das provas e do veículo.....	5
1.4.2 Estudo de viabilidade técnica da aplicação de sistemas de transmissão automática.....	5
1.4.3 Definição da alternativa de solução mais adequada e projeto da caixa de câmbio a ser utilizada em 2010.....	6
1.4.4 Cronograma físico de realização do trabalho.....	6
<b>2 CARACTERÍSTICAS DAS PROVAS E DO VEÍCULO</b> .....	9
<b>2.1 Regulamento da Fórmula SAE e características básicas das provas</b> .....	9
2.1.1 Aceleração.....	9
2.1.2 <i>Skid-pad</i> .....	10
2.1.3 <i>Autocross</i> .....	10
2.1.4 Enduro.....	10
<b>2.2 Características gerais do veículo</b> .....	11
2.2.1 Motor e caixa de transmissão original.....	12
2.2.2 Pneus.....	14
<b>2.3 Metodologia utilizada</b> .....	15
<b>2.4 Resultados</b> .....	17
<b>3 ESTUDO DE VIABILIDADE</b> .....	19

<b>3.1 Especificação das necessidades do projeto</b> .....	19
<b>3.2 Sistemas de transmissão automática existentes no mercado</b> .....	20
3.2.1 Transmissão automática convencional .....	21
3.2.2 Transmissão automática de dupla embreagem.....	23
3.2.3 Transmissão manual automatizada.....	24
3.2.4 Transmissão continuamente variável.....	25
<b>3.3 Elaboração de alternativas</b> .....	28
<b>3.4 Pré-seleção das alternativas mais adequadas ao projeto</b> .....	29
<b>4 SELEÇÃO DA ALTERNATIVA E DESENVOLVIMENTO DO PROJETO</b>	<b>31</b>
<b>4.1 Seleção da alternativa de solução</b> .....	31
<b>4.2 Desenvolvimento do projeto da CVT como redução final</b> .....	33
4.2.1 Modelo do sistema.....	33
4.2.2 Método de otimização dos parâmetros .....	40
4.2.3 Resultados .....	42
<b>4.3 Outras atividades realizadas durante esta etapa</b> .....	44
<b>5 CONCLUSÕES</b> .....	46
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	50

## 1 APRESENTAÇÃO DO PROJETO

Este trabalho consiste no projeto de um novo sistema de transmissão para o veículo de Fórmula SAE da Equipe POLI Racing.

Na primeira parte do trabalho, conduzida durante o primeiro semestre de 2009, foi realizado um estudo de viabilidade com o objetivo de analisar as necessidades do projeto e elaborar alternativas viáveis de sistemas de transmissão para o veículo da equipe. Na segunda parte, referente ao segundo semestre de 2009, definiu-se a alternativa de solução mais adequada e deu-se início ao seu projeto.

A introdução deste trabalho apresenta a competição e a equipe e, em seguida, os objetivos, necessidades, etapas e cronograma do projeto. Em seguida, o relatório é desenvolvido em três principais partes: a análise das características da pista e do veículo, o estudo de viabilidade propriamente dito, e o projeto da alternativa. Por fim, são apresentadas as conclusões realizadas ao longo do projeto.

### 1.1 A Fórmula SAE e a Equipe POLI Racing

A Fórmula SAE é uma competição estudantil que propõe o desenvolvimento – projeto, construção, teste e demonstração – de um pequeno veículo monoposto, do tipo fórmula. Ela é organizada pela *Society of Automotive Engineers* (SAE) e foi criada em 1978, nos Estados Unidos, com o nome de Mini Indy (SAE ..., 2009).

Segundo *2009 Formula SAE Rules* (2008), a Fórmula SAE não é uma competição de automobilismo mas uma competição de engenharia. Nesse sentido, as equipes devem se imaginar em um cenário no qual elas irão desenvolver um veículo de alta performance para pilotos amadores. A competição, no cenário hipotético descrito, consistiria na tentativa de venda do projeto para uma empresa interessada em explorar o mercado de pilotos amadores. Assim, ela é uma "experiência educacional de engenharia".

A competição se divide em uma série de provas estáticas e dinâmicas. As provas estáticas compreendem: inspeção técnica, custo e fabricação, apresentação (na qual é avaliada a capacidade da equipe de vender o projeto) e design (na qual o desenvolvimento do veículo é avaliado). As provas dinâmicas compreendem: aceleração, *skid-pad* (na qual a capacidade do veículo de realizar curvas é avaliada), *autocross* (um percurso, de aproximadamente 0,8 km, com diversos elementos a serem superados pelo veículo), enduro (um percurso semelhante ao do *autocross*, mas com aproximadamente 22 km), e economia de combustível.

Apesar da competição estar bastante difundida no mundo, ela ainda conta, no Brasil, com poucas equipes. Em 2008, 16 equipes se inscreveram mas, destas, 10 compareceram, 5 chegaram a participar das provas dinâmicas e apenas 2 equipes conseguiram completar o enduro, a última prova dinâmica da competição (V COMPETIÇÃO ..., 2009).

A Equipe POLI Racing, estreou na competição em novembro de 2009, ficando com o sexto lugar. A caixa de câmbio desenvolvida durante este trabalho de conclusão de curso será incorporada ao veículo em 2010, junto com outras melhorias.

## 1.2 Objetivos do projeto

O principal objetivo deste trabalho de formatura é a melhora de desempenho do veículo de Fórmula SAE da Equipe POLI Racing, com o desenvolvimento de uma nova caixa de câmbio para a utilização em 2010.

Outros objetivos do trabalho são:

- Estudo das características das provas e da caixa de transmissão original.
- Adequação das relações de transmissão para as características das provas e do veículo.
- Redução ou eliminação dos períodos sem transmissão de torque para as rodas (durante as trocas de marcha).

- Automatização das mudanças de relação de transmissão, minimizando ou eliminando as intervenções do piloto e, assim, procurando melhorar o desempenho do veículo e facilitar sua pilotagem.

Ainda que não faça parte deste trabalho de formatura, espera-se que um protótipo seja construído e incorporado ao veículo no primeiro semestre de 2010.

### 1.2.1 Alteração no título e esclarecimento do objetivo principal do projeto

Em função de uma dúvida dos professores presentes na banca da apresentação da primeira parte do projeto, decidiu-se pela alteração do título do projeto. A mudança está na omissão da palavra “automática”, já que o principal foco do projeto não é a obtenção de um sistema de transmissão automática, mas sim um sistema de transmissão com um tempo sem transmissão de torque, durante as mudanças de relação de transmissão.

Mesmo assim, devido à dificuldade em se realizar trocas rápidas de marcha em caixas de câmbio manuais, o produto final deste trabalho provavelmente será uma caixa de transmissão automática.

### 1.3 Necessidades do trabalho

Devido à limitação da máxima cilindrada dos motores em 610 cc, a maioria das equipes utilizam motores de motocicletas ou quadriciclos. Estes motores costumam ser comercializados com as suas caixas de câmbio originais (manuais e seqüenciais de quatro ou cinco marchas), que raramente são alteradas pelas equipes.

Entretanto, ao se observar as características das pistas de Fórmula SAE, percebe-se que as velocidades médias e máximas encontradas são bastante diferentes das normalmente utilizadas com motocicletas e quadriciclos. Assim, faz-se necessário um ajuste das relações de transmissão. Geralmente, nesta adaptação, as

equipes optam por alterar apenas a redução final, entre a caixa de câmbio e o diferencial ou eixo de saída.

Outra deficiência das caixas de câmbio originais é o intervalo de tempo onde não há, em função de uma troca de marcha, transmissão de torque para as rodas. Este fator, associado com as pequenas retas disponíveis na pista, pode influenciar de maneira considerável o desempenho do veículo.

Também se deve considerar o uso de caixas de câmbio automáticas (ou semi-automáticas), como não há nenhum tipo de restrição, no regulamento, em relação ao seu uso. A utilização de uma caixa de câmbio automática, que dispense ou minimize a intervenção do piloto para as mudanças de relação de transmissão, pode melhorar de forma sensível o desempenho dos pilotos.

Observa-se, no geral, a necessidade do estudo de um sistema de transmissão melhor ajustado à Fórmula SAE. Também se deve considerar que a massa total do veículo é um parâmetro de grande importância no seu desempenho.

#### **1.4 Descrição das principais etapas do projeto**

Este projeto pode ser dividido em três principais etapas: análise das características das provas e do veículo com a caixa de câmbio original; estudo de viabilidade técnica da aplicação de sistemas de transmissão automática; definição da alternativa de solução mais adequada e projeto da caixa de câmbio a ser utilizada em 2010.

Neste relatório, são apresentadas as duas primeiras etapas. A organização adotada para o texto é tal que a metodologia utilizada, os resultados obtidos, e as conclusões produzidas a partir destes resultados sejam apresentadas dentro de uma mesma seção. Conclusões de caráter mais global, em relação ao projeto, são apresentadas no fim do relatório.

#### 1.4.1 Análise das características das provas e do veículo

Esta etapa consiste na análise das especificações de pista para cada prova e na análise das características do veículo mais importantes para o desenvolvimento de um novo sistema de transmissão.

Inicialmente são avaliadas as principais características das provas. Em seguida, é feita uma síntese dos dados do veículo, priorizando os mais relevantes para este trabalho, como as características do *powertrain* do veículo.

Em função do veículo ainda encontrar-se na fase de projeto, alguns parâmetros não estão fixados e poderão ser alterados, exigindo revisões do trabalho.

#### 1.4.2 Estudo de viabilidade técnica da aplicação de sistemas de transmissão automática

Esta etapa, que não é subsequente, mas parcialmente simultânea à avaliação das características das provas e do veículo, consiste na avaliação das possíveis soluções de caixas de câmbio que estejam de acordo com os objetivos definidos na seção 1.2.

Para isso, inicialmente, são estudados vários tipos de transmissão automática. Em seguida, são propostas alternativas para o sistema de transmissão a ser desenvolvido neste projeto e, por último, algumas destas alternativas são pré-selecionadas.

#### 1.4.3 Definição da alternativa de solução mais adequada e projeto da caixa de câmbio a ser utilizada em 2010

A partir do estudo de viabilidade, é definido o tipo de sistema de transmissão a ser desenvolvido. Então é realizado a modelagem e o dimensionamento do sistema.

#### 1.4.4 Cronograma físico de realização do trabalho

O cronograma físico original de realização do trabalho pode ser visualizado na Tab. 1. O cronograma mais detalhado, atualizado para a última etapa do projeto e com o estado atual das atividades se encontra na Tab. 2.

Tab. 1 – Cronograma original de desenvolvimento do projeto

Atividades/Quinzenas	16 a 31 de março	01 a 15 de abril	16 a 30 de abril	01 a 15 de maio	16 a 31 de maio	01 a 15 de junho	16 a 30 de junho	01 a 15 de julho	16 a 31 de julho	01 a 15 de agosto	16 a 31 de agosto	01 a 15 de setembro	16 a 30 de setembro	01 a 15 de outubro	16 a 31 de outubro	01 a 15 de novembro	16 a 30 de novembro
Análise das características das provas																	
Análise das características do veículo: motor																	
Análise das características do veículo: caixa de câmbio original																	
Análise das características do veículo: redução final, pneus e força trativa																	
Estudo preliminar dos principais tipos de transmissão automática																	
Estudo das caixas de câmbio automatizadas																	
Estudo das caixas de câmbio automáticas convencionais com conversores de torque																	
Estudo das caixas de câmbio automáticas com dupla embreagem																	
Estudo da <i>continuously variable transmission</i> (CVT)																	
Proposta de alternativas para o projeto																	
Pré-seleção de alternativas para o projeto																	
Estudo das alternativas pré-selecionadas e definição da alternativa de solução mais adequada																	
Definição das relações de transmissão																	
Projeto da caixa de câmbio																	
Elaboração de relatórios parciais (entrega em 22 de abril)																	
Elaboração de relatórios finais (entrega em 17 de junho)																	
Elaboração de artigos (entrega em 17 de junho)																	
Apresentações do trabalho a uma banca examinadora (de 15 à 27 de junho)																	
VI Competição de FORMULA SAE Brasil – Petrobras (6 à 8 de novembro)																	
Pausa ou redução de horas despendidas no trabalho																	



## 2 CARACTERÍSTICAS DAS PROVAS E DO VEÍCULO

Em função do principal objetivo deste trabalho ser o desenvolvimento de uma caixa de câmbio bem ajustada à Fórmula SAE e ao veículo projetado pela equipe, faz-se necessário um estudo das características das provas e do veículo.

Para a realização deste estudo, inicialmente foram consultadas as regras da competição, para uma avaliação das principais características das provas. Em seguida, foi feita uma síntese dos dados do veículo, priorizando os mais relevantes para este trabalho.

As características do *powertrain* do veículo foram avaliadas em termos de força trativa disponível em função de marcha e velocidade.

### 2.1 Regulamento da Fórmula SAE e características básicas das provas

O regulamento é bastante livre em relação ao sistema de transmissão do veículo, não existindo nenhuma limitação quanto ao tipo de caixa de câmbio utilizada. O regulamento, entretanto, especifica as características básicas para as pistas das provas. Estes valores, em conjunto com as características do veículo, podem ser utilizados para se estabelecerem as reduções desejadas. Entretanto, em alguns casos, a organização pode decidir se distanciar destas especificações. A aceleração local da gravidade nas provas foi estimada em  $9,81 \text{ m/s}^2$ .

#### 2.1.1 Aceleração

A pista da prova de aceleração é composta por uma reta plana de 75 m. O máximo tempo aceitável, segundo o regulamento é de 5,8 s (2009 FORMULA ...,

2008). Entretanto, em 2008, o melhor tempo no Brasil foi de 3,96 s (V COMPETIÇÃO ..., 2009).

### 2.1.2 *Skid-pad*

Esta pista tem como objetivo avaliar a capacidade do veículo de fazer curvas. É composta por dois pares de círculos concêntricos formando a figura de um "oito". O diâmetro dos círculos internos é de 15,25 m e o dos círculos externos é de 21, 25 m. O máximo tempo aceitável para uma volta é de 6,184 s (2009 FORMULA ..., 2008). Na Fórmula SAE Brasil, em 2008, os tempos de volta variaram de 5,16 s a 8,34 s (V COMPETIÇÃO ..., 2009).

### 2.1.3 *Autocross*

A pista de *autocross* possui aproximadamente 0,8 km (0,5 milha) de extensão. Velocidades médias para esta pista geralmente podem ser esperadas entre 40 km/h a 48 km/h (2009 FORMULA ..., 2008). Em 2008, o melhor tempo na competição brasileira foi de 62,732 s, o que representa uma velocidade média de 46 km/h (V COMPETIÇÃO ..., 2009). A Tab. 3 apresenta as especificações dos principais elementos da pista.

### 2.1.4 Enduro

A prova de enduro possui aproximadamente 22 km de extensão, divididas em várias voltas. Normalmente, as pistas são semelhantes às do *autocross*. Velocidades médias para esta pista geralmente podem ser esperadas entre 48 km/h a 57 km/h e a

velocidade máxima esperada para a pista é de aproximadamente 105 km/h (2009 FORMULA ..., 2008). Em 2008, o melhor tempo na competição brasileira foi de 1586,23 s, o que representa uma velocidade média de aproximadamente 50 km/h (V COMPETIÇÃO ..., 2009). A Tab. 4 apresenta as especificações dos principais elementos da pista.

Tab. 3 – Especificações para a pista de *autocross*, de acordo com *2009 Formula SAE Rules* (2008)

<b>Elemento</b>	<b>Especificação</b>
Retas	Extensão $\leq 60$ m (curvas <i>hairpin</i> nos dois extremos) Extensão $\leq 45$ m (curvas abertas nos dois extremos)
Curvas de raio constante	$23 \text{ m} \leq \text{diâmetro} \leq 45 \text{ m}$
Curvas <i>hairpin</i>	Diâmetro externo $\geq 9$ m
<i>Slalom</i>	Cones em uma reta, com espaçamento de 7,62 m a 12,19 m
Outros elementos	Mínima largura da pista = 3,5 m

Tab. 4 – Especificações para a pista de enduro de acordo com *2009 Formula SAE Rules* (2008)

<b>Elemento</b>	<b>Especificação</b>
Retas	Extensão $\leq 77$ m (curvas <i>hairpin</i> nos dois extremos) Extensão $\leq 61$ m (curvas abertas nos dois extremos)
Curvas de raio constante	$30 \text{ m} \leq \text{diâmetro} \leq 54 \text{ m}$
Curvas <i>hairpin</i>	Diâmetro externo $\geq 9$ m
<i>Slalom</i>	Cones em uma reta, com espaçamento de 9 m a 15 m
Outros elementos	Mínima largura da pista = 4,5 m

## 2.2 Características gerais do veículo

A Tab. 5 apresenta as principais características do veículo de 2009<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> Dados atualizados em 04 de junho de 2009.

Tab. 5 – Características principais do veículo

Parâmetro	Valor
Entre-eixos ( <i>wheelbase</i> )	1,575 m
Bitola ( <i>track</i> ) dianteira	1,280 m
Bitola ( <i>track</i> ) traseira	1,280 m
Massa	267 kg
Distância entre o CG e o eixo dianteiro	0,828 m
Distância entre o CG e o plano de simetria do veículo	~ 0 m
Distância entre o CG e o solo	0,250 m
Eixo de tração	Traseiro
Tipo de transmissão final	Corrente

### 2.2.1 Motor e caixa de transmissão original

O veículo utiliza o motor do quadriciclo Yamaha YFZ450, modelo 2008. Infelizmente, a Yamaha não fornece dados de potência ou torque deste motor e ainda não foi possível testar o motor em um dinamômetro e obter sua curva de torque real com o restritor de ar, exigido para a competição. Entretanto, nesse intervalo tempo, foram encontradas as curvas de torque e de potência da motocicleta Yamaha WR450F 2007, que possui o mesmo motor utilizado pela equipe. Estas curvas podem ser vistas na Fig. 1 e fornecem uma estimativa das curvas do motor. O torque máximo é de 37,7 N m (a 7600 rpm) e a potência máxima é de 41,7 CV (a 8000 rpm).

O motor comprado vem com sua caixa de câmbio original. Segundo o manual de serviço do quadriciclo, a caixa de câmbio é manual, de um único estágio, possui 5 marchas, é seqüencial e conta como mecanismo sincronizador apenas embreagens de dentes (YAMAHA MOTOR CORPORATION, 2003). O mecanismo de seleção dos garfos consiste em um came na forma de tambor. Uma vista explodida da caixa de câmbio original pode ser vista na Fig. 2.

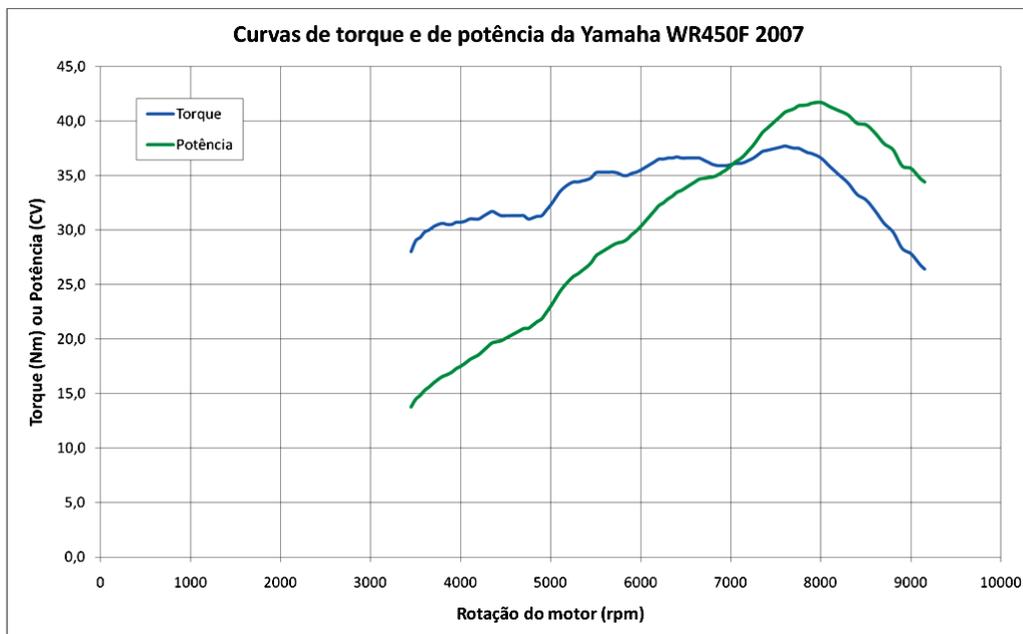


Fig. 1. Curvas de torque (azul) e de potência (verde) da motocicleta Yamaha WR450F 2007 (SLIP-ON..., 2009)

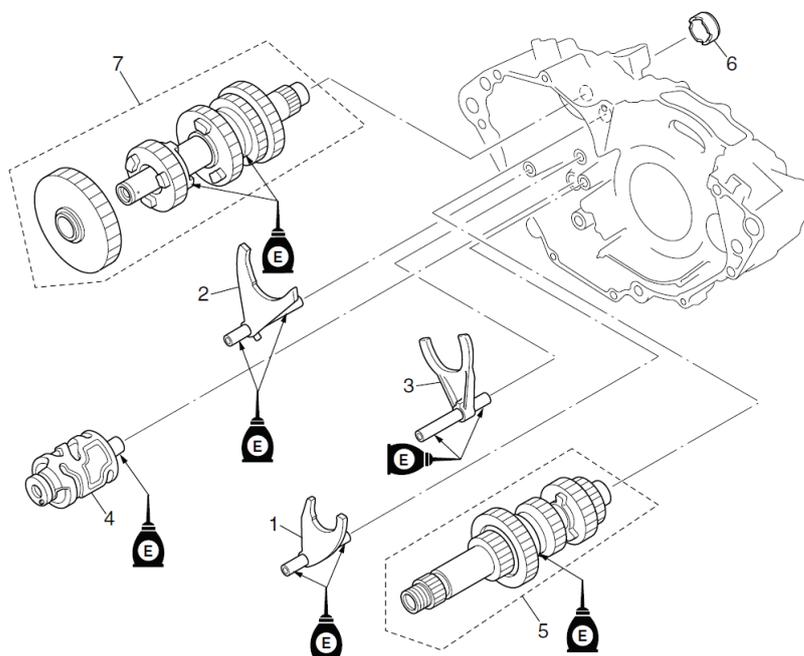


Fig. 2. Vista explodida da caixa de câmbio original do motor do quadriciclo Yamaha YFZ450. Eixo de entrada (5), eixo de saída (7), garfos (1, 2 e 3), came para seleção dos garfos (4). Adaptado de Yamaha Motor Corporation (2003)

As relações de redução da caixa de câmbio são apresentadas na Tab. 6. A eficiência dos pares de engrenagens foi estimada em 0,95 (para todas as marchas) e a da transmissão final, por corrente, em 0,99.

Tab.6 – Relações de transmissão da caixa de câmbio original (YAMAHA MOTOR CORPORATION, 2003)

<b>Tipo de redução</b>	<b>Relação de transmissão</b>
Redução primária	62/22 ou 2,818
1ª marcha	29/12 ou 2,416
2ª marcha	27/14 ou 1,928
3ª marcha	25/16 ou 1,562
4ª marcha	23/18 ou 1,277
5ª marcha	21/20 ou 1,050

### 2.2.2 Pneus

Foi firmada uma parceria da equipe da Escola Politécnica com a fabricante de pneus Pirelli. Em função disso, a Pirelli irá fornecer pneus 175/50VR13, específicos para a Fórmula SAE. As características destes pneus estão apresentadas na Tab. 7.

Tab. 7 – Características dos pneus Pirelli para Fórmula SAE<sup>2</sup>

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>
Largura da seção	0,175 m
Perfil	50
Diâmetro interno de montagem	13" ou 0,3302 m
Máxima razão entre força longitudinal e força vertical ( $\overline{\mu_x}$ )	1,5
Máxima razão entre força lateral e força vertical ( $\overline{\mu_y}$ )	1,5

<sup>2</sup> Características obtidas em conversa com Edson Gustavo Luzetti, engenheiro da Pirelli trabalhando no desenvolvimento dos pneus Pirelli para a Fórmula SAE.

### 2.3 Metodologia utilizada

Inicialmente, procurou-se estimar o raio dinâmico do pneu. Isto foi realizado em cima das características geométricas básicas do pneu. Ainda que este valor seja diferente do real, devido à deformação do pneu quando nele é aplicada uma carga e imposta uma velocidade, seu desvio é pequeno e pouco sensível neste estágio do projeto.

O perfil do pneu é definido como a razão entre a altura e a largura da sua seção e é normalmente apresentado como uma porcentagem (mesmo que sem o símbolo apropriado). Assim, para uma largura  $B$ , um perfil  $r$ , e um diâmetro de montagem (ou da roda)  $d_i$ , o diâmetro externo  $d$  pode ser estimado por:

$$d = d_i + 2 r B \quad (1)$$

Dando continuidade à metodologia utilizada, procurou-se calcular o limite de tração do veículo. Fazendo uso da segunda lei de Newton na direção longitudinal do veículo, a resultante das forças aplicadas nesta direção ( $R_x$ ) será igual ao produto da massa total do veículo, definida como razão entre o peso a aceleração da gravidade ( $W/g$ ), pela sua aceleração ( $a_x$ ), nesta mesma direção. Desconsiderando todas as resistências (rolamento, aerodinâmica, perdas mecânicas), a resultante das forças aplicadas na direção longitudinal será a própria força de tração utilizada do motor.

Como deseja-se calcular o limite de tração, ou seja, a máxima aceleração que o veículo pode alcançar em função do atrito do par pneu/pista, pode-se estabelecer que esta força de tração será igual ao produto da força normal no eixo de tração ( $N_{eixo\ de\ tração}$ ) pelo coeficiente de atrito estático do par pneu/pista, na direção longitudinal ( $\overline{\mu_x}$ ). Desta maneira, obtêm-se eq.(2), onde  $\overline{a_x}$  é a aceleração limite de tração do veículo.

$$R_x = \overline{a_x} \frac{W}{g} = \overline{\mu_x} N_{eixo\ de\ tração} \quad (2)$$

Define-se  $N_d$  e  $N_t$  como, respectivamente, as forças normais aplicadas nos eixos dianteiro e traseiro,  $L$  como a distância entre-eixos,  $l$  como a distância entre a

posição longitudinal do centro de gravidade (CG) e o eixo dianteiro e, por último,  $h$  como a altura do CG em relação ao solo. Considerando o equilíbrio de forças na direção vertical e o equilíbrio de momentos no plano de simetria longitudinal, obtêm-se as seguintes equações:

$$\begin{aligned} N_t + N_d - W &= 0 \\ N_t (L - l) - N_d (l) - a_x \frac{W}{g} (h) &= 0 \end{aligned}$$

É necessário considerar, nesta etapa, que o veículo projetado é de tração traseira. Assim, desenvolvendo estas equações, obtêm-se a relação entre a força normal aplicada ao eixo traseiro e a aceleração longitudinal do veículo:

$$N_t = \frac{W}{L} \left( l + \frac{a_x}{g} h \right) \quad (3)$$

Utilizando a eq.(3) na eq.(2), obtemos:

$$\bar{a}_x \frac{W}{g} = \bar{\mu}_x \frac{W}{L} \left( l + \frac{\bar{a}_x}{g} h \right)$$

Desenvolvendo, chegamos à eq.(4), que relaciona a aceleração limite de tração às características do veículo.

$$\frac{\bar{a}_x}{g} = \frac{\bar{\mu}_x l}{L + \bar{\mu}_x h} \quad (4)$$

A força trativa disponível ( $F_T$ ) nas rodas e a velocidade do veículo ( $V$ ) podem ser expressas por:

$$F_T = \frac{2}{d} T_m i_T \eta_T \quad (5)$$

$$V = \frac{1}{i_T} \frac{n_m \pi d}{30 \cdot 2} \quad (6)$$

Nestas equações,  $T_m$  e  $n_m$  são, respectivamente, o torque e a rotação do motor. Os parâmetros  $i_T$  e  $\eta_T$  são, respectivamente, a relação de transmissão total e o rendimento total do *drivetrain*. A razão  $d/2$  (ou seu inverso) deveriam representar o raio dinâmico do pneu mas, como já mencionado, apresentam apenas uma estimativa desta dimensão.

Igualando a força trativa, calculada com o torque máximo no motor, com a resultante calculada com a aceleração limite de tração, eq.(2), é possível obter-se a máxima relação de transmissão total adequada ao veículo, como mostra a eq.(7). Nesta etapa, não foi considerada a resistência ao avanço.

$$i_T = \frac{d}{2} \frac{1}{T_m \eta_T} \frac{\bar{a}_x}{g} W \quad (7)$$

Como a relação de transmissão total é o produto de todas as relações individuais de transmissão, é possível determinar a relação de transmissão final. A relação final de transmissão foi posteriormente ajustada de forma a não necessitar da troca do pinhão do motor.

Utilizando a eq.(5), em conjunto com a eq.(6), foram obtidas as curvas de força trativa disponível em função de marcha e velocidade.

## 2.4 Resultados

Utilizando a eq.(1), calculou-se o diâmetro externo do pneu. Obteve-se o valor de 0,51 m.

Com a eq.(4), foi calculada uma aceleração limite de tração de 1,0 g, ou 9,81 m/s<sup>2</sup>. A máxima relação de transmissão adequada ao veículo foi calculada, com o uso da eq.(7), em 18,66. Assim, a relação final de transmissão foi calculada em 2,740. Como o motor possui um pinhão de 14 dentes, a relação final de transmissão mais próxima é 2,714, com a utilização de uma coroa de 38 dentes.

As curvas de força trativa disponível foram obtidas e estão apresentadas na Fig. 3. É apresentada, tracejada e em azul, uma curva de força trativa calculada com o motor sempre em seu ponto de máxima potência e desprezando os rendimentos. Assim, ela representa a condição ideal de funcionamento do *powertrain*.

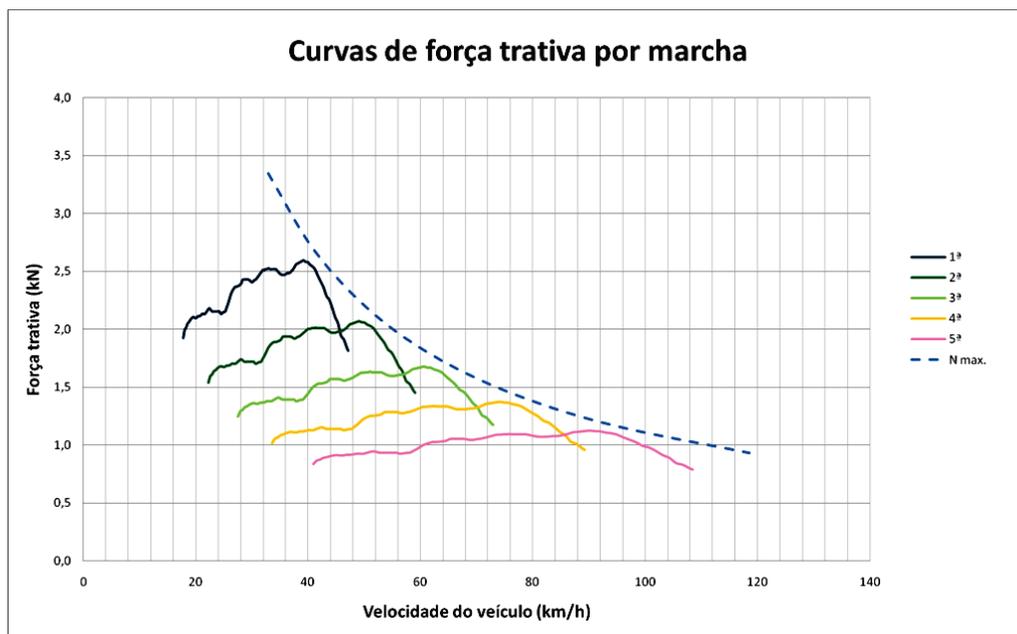


Fig. 3. Curvas de força trativa disponível em função de marcha e velocidade. A curva tracejada em azul representa a condição ideal de trabalho do *powertrain*. As unidades apresentadas não são as do SI para facilitar a avaliação do gráfico

### 3 ESTUDO DE VIABILIDADE

Nesta seção é apresentado o estudo de viabilidade realizado para o projeto. Este foi conduzido utilizando uma metodologia baseada na proposta por Kaminski (2000).

Inicialmente, as necessidades do projeto, já apresentadas na introdução, são mais bem detalhadas e especificadas. Então, é feita uma apresentação dos sistemas de transmissão automática mais utilizados em veículo automotores de passeio e de competição. Em seguida, são propostas alternativas de configuração para o sistema de transmissão a ser desenvolvido. Também é realizada uma pré-seleção das alternativas mais adequadas.

#### 3.1 Especificação das necessidades do projeto

A especificação técnica das necessidades do projeto é apresentada a seguir. O sistema de transmissão desenvolvido neste projeto deve:

- Transmitir cerca de 42 CV de potência.
- Transmitir o torque do motor (de até 32 N m) para as rodas, com uma relação de transmissão de até 20.
- Permitir compatibilizar a faixa de rotações do motor (3500 rpm a 9500 rpm) com a faixa de velocidades do veículo (0 a 120 km/h).
- Automatizar o sistema de variação das relações de transmissão, de forma a reduzir ou, preferencialmente, eliminar a interação humana necessária para isso.
- Eventuais atuações do piloto necessárias para o funcionamento do sistema devem ser claras e simples, de forma a não apresentar uma dificuldade de pilotagem maior que a do sistema atualmente utilizado.

- Preferencialmente, deve corresponder a uma redução de massa e de inércias rotacionais, quando comparado com o sistema de transmissão atualmente utilizado no veículo<sup>3</sup>.
- Deve resultar em uma melhora do desempenho do veículo, seja ela direta, com a redução de inércias rotacionais e massa ou melhoras de eficiência, ou indireta, com a simplificação da pilotagem. Nesse aspecto, deve procurar reduzir os intervalos de tempo onde não há transmissão de torque, devido às variações de relação de transmissão.
- O sistema precisa funcionar, sem nenhuma falha ou manutenção, durante uma edição da competição de Fórmula SAE.
- O sistema deve ter a mesma durabilidade esperada para o motor, quando nele for instalado. Espera-se uma durabilidade de 3 anos para o motor utilizado, e considerando a instalação do novo sistema de transmissão em 2010, 1 ano após a aquisição do motor, ele deverá ter uma durabilidade de 2 anos.

### 3.2 Sistemas de transmissão automática existentes no mercado

As aplicações de sistemas de transmissão automática normalmente se restringem a alguns poucos tipos. Entretanto, diversas variações tem sido implementadas a estas concepções, proporcionando um grande número de soluções diferentes.

Foi realizado um estudo sobre os tipos de transmissões automáticas utilizados. Nesta seção, serão apresentados alguns tipos usais de transmissões automáticas, como a transmissão automática convencional, a transmissão automática de dupla embreagem, a transmissão manual automatizada e as transmissões continuamente variáveis.

---

<sup>3</sup> A massa e as inércias rotacionais do sistema atualmente utilizado no veículo ainda precisam ser avaliadas.

### 3.2.1 Transmissão automática convencional

A transmissão automática convencional é a mais utilizada em veículos de passeio. Seu principal objetivo é melhorar o conforto dos passageiros e, para isso, requer trocas de marcha suaves e silenciosas.

Devido a dificuldade para se alcançar trocas de marcha suaves com configuração usual das caixas de câmbio manuais, estas caixas de câmbio costumam utilizar um conjunto de redutores planetários. As relações de transmissão são dadas por diferentes configurações dos redutores planetários, obtidas com o acionamento simultâneo de uma embreagem ou freio e a liberação de outra embreagem ou freio (HEISLER, 2002).

A necessidade de um elemento de acoplamento entre o motor e o caixa de câmbio que permita, no início do movimento do veículo, uma transferência de torque gradual e com escorregamento, faz com que as transmissões automáticas convencionais costumem utilizar um conversor de torque hidrodinâmico, em substituição às embreagens secas, usuais nas caixas de câmbio manuais (AMENDOLA, 2005).

O conversor de torque é uma forma de acoplamento fluido que permite que o motor tenha uma rotação praticamente independente da transmissão (HOW TORQUE ..., 2009). Ele é composto, conforme apresentado na Fig. 4, pela bomba (solidária à carcaça e ao volante do motor), pela turbina, conectada ao eixo de entrada da transmissão, e pelo estator.

O princípio básico de funcionamento de um conversor de torque consiste na transmissão de torque do motor para a transmissão através da variação da quantidade de movimento do fluido, durante a sua passagem pela bomba e pela turbina. O estator tem o papel de redirecionar o fluido que retorna da turbina de forma a melhorar a eficiência do sistema (AMENDOLA, 2005).

O conversor de torque apresenta uma variação contínua da sua relação de transmissão em função da diferença de velocidades entre a turbina e a bomba, apresentando uma razão entre torque de saída e torque de entrada de até 2:1 quando a saída é estacionária. Entretanto, esta variação ocorre às custas da eficiência do

conversor (AMENDOLA, 2005). As curvas características de desempenho de um conversor de torque são apresentadas na Fig. 5.



Fig. 4. Componentes de um conversor de torque (HOW TORQUE ..., 2009): à esquerda, a bomba; no centro, o estator; à direita, a turbina



Fig. 5. Curvas características de um conversor de torque. Adaptado de Heisler (2002)

As transmissões automáticas convencionais costumam utilizar atuadores hidráulicos para o acionamento das embreagens e freios. Para controlar o sistema e realizar as trocas de marcha, também era utilizado um sistema hidráulico. Nele, sinais da velocidade do veículo e da abertura da borboleta do acelerador são direcionados para um bloco de controle hidráulico que consiste de uma série de

válvulas e pistões. As informações são trabalhadas, automaticamente, em termos de variação de pressão nos pistões, permitindo assim o acionamento de embreagens e freios (HEISLER, 2002).

Entretanto, segundo Amendola (2005), têm-se utilizado, em substituição ao bloco de controle hidráulico, uma unidade de controle eletrônico em conjunto com válvulas eletromagnéticas do tipo abre e fecha (válvulas solenóides) e válvulas de controle eletromagnético de abertura e fechamento progressivo (válvulas de controle eletrônico de pressão).

### 3.2.2 Transmissão automática de dupla embreagem

As transmissões automáticas de dupla embreagem são derivadas das transmissões manuais e foram desenvolvidas buscando uma solução mais simples e mais eficiente que as transmissões automáticas convencionais (NEWTON; STEEDS; GARRETT, 1996).

A sua principal característica é a capacidade, atingida sem a utilização de um conversor de torque, de realizar trocas de marcha sem a interrupção da transmissão de torque. Isto é possível devido a utilização de duas embreagens, uma conectada às marchas ímpares e, outra, às pares. As trocas de marcha são realizadas com as ações simultâneas de acoplamento de uma embreagem e de desacoplamento da outra (AMENDOLA, 2005). Para o engate e desengate automático das marchas, também se fazem necessários atuadores nos sincronizadores. A Fig. 6 apresenta uma caixa de câmbio automática de dupla embreagem.

Por ser tratar de um sistema derivado das caixas de câmbio manuais, a sua eficiência ainda é bastante elevada. Além disso, a potência consumida para as trocas de marcha nas transmissões automáticas de dupla embreagem é bem menor que nas transmissões automáticas convencionais com conversor de torque.

Geralmente, veículos de competição utilizam este tipo de transmissão, ainda que normalmente com a seleção manual das trocas de marcha. Buscando prevenir eventuais erros na seleção das marchas, as caixas de câmbio são sequenciais (TOP 10

EVERYDAY ..., 2009). A Fórmula 1 também utiliza este tipo de caixa de câmbio com uma diferença: não são utilizadas embreagens de atrito no sincronizador e, devido às elevadas rotações e torques transmitidos, é necessário o ajuste da rotação do motor para que a troca de marcha seja realizada. Isto também é realizado de maneira automática (TRANSMISSION, 2009).

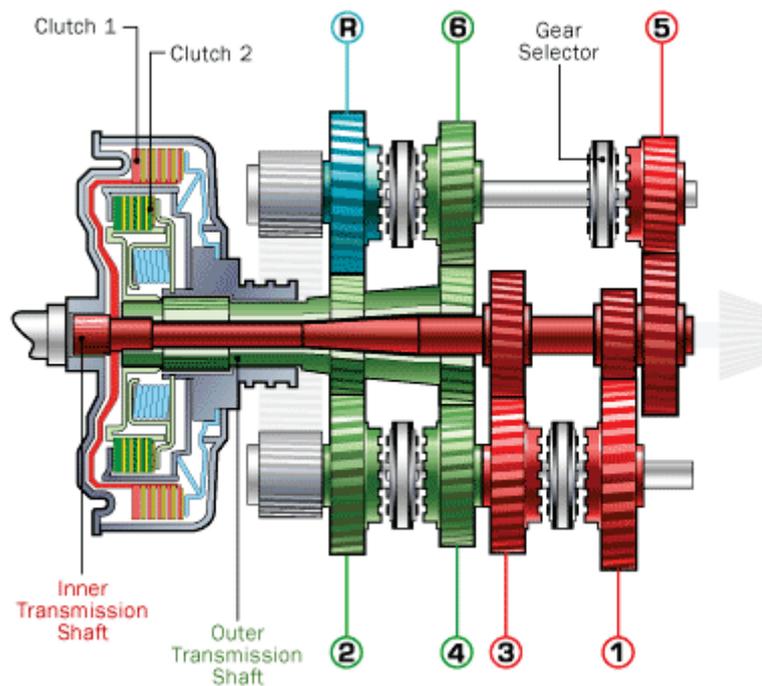


Fig. 6. Transmissão automática de dupla embreagem de 6 marchas (HOW DUAL-CLUTCH ..., 2009)

### 3.2.3 Transmissão manual automatizada

A transmissão manual automatizada consiste em uma caixa de câmbio manual modificada para que não seja necessário o acionamento manual da embreagem e, em alguns casos, a troca de marcha pelo motorista. Ela consiste numa simplificação ainda maior em relação as transmissões automáticas de dupla embreagem.

Para isso, são adicionados atuadores hidráulicos ou eletromecânicos o controle é realizado por uma unidade de controle eletrônica. Os atuadores podem ser instalados diretamente nos sincronizadores e na embreagem, ou podem utilizar as hastes seção e engate de marchas e de acionamento da embreagem já encontradas na caixa de câmbio manual original.

O processo de automatização acrescenta apenas cerca de 10% do peso da transmissão manual original, sendo esta uma de suas principais vantagens sobre outros sistemas de transmissão. Outra vantagem é que transmissões manuais já existentes podem ser automatizadas (AMENDOLA, 2005).

Os custos envolvidos na automatização de caixas de câmbio manuais não devem ser desprezados mas, para veículos de passeio, são cerca de 30 % a 50 % inferiores às de uma transmissão automática convencional (AMENDOLA, 2005; CABRAL FILHO; PILATO JR.; LIMA, 2007).

#### 3.2.4 Transmissão continuamente variável

A transmissão continuamente variável, ou *continuously variable transmission* (CVT), é um tipo de caixa de câmbio onde as relações de transmissões são alteradas de forma contínua, dentro de uma pequena faixa. Em veículos, podem ser aplicadas para melhoria de economia de combustível ou de desempenho. Neste último caso, quando o veículo parte do repouso e o acelerador é mantido completamente aberto, a rotação do motor se eleva até a de máxima potência e, a partir deste ponto, permanece constante, independentemente da velocidade do veículo. O veículo estará com o motor sempre trabalhando em seu ponto de máximo desempenho.

Um caso particular das transmissões continuamente variáveis são as transmissões infinitamente variáveis, ou *infinitely variable transmissions* (IVT). Estas possuem uma faixa infinita de relações de transmissão, inclusive com a relação zero, e são obtidas com a utilização de um redutor planetário que permite uma variação praticamente contínua do reverso até o avanço (DANCZKAY, 2005).

Uma das alternativas para a elaboração de uma transmissão continuamente variável é a utilização de um par de polias variáveis, que consistem em pares de discos cônicos que podem ter sua distância de separação variada. Com a variação da distância entre os discos, é possível alterar os diâmetros das polias e, conseqüentemente, a relação de transmissão entre elas.

Para a transmissão de torque entre a polia motora e a polia movida, utilizam-se correias dentadas e em V, de borracha, correias em V metálicas ou até mesmo correntes, conforme os torques transmitidos aumentam. Para que a mudança de relação de transmissão ocorra de maneira automática, utiliza-se de atuadores hidráulicos em conjunto com unidades de controle eletrônicas ou sistemas centrífugos.

Outras alternativas podem ser encontradas para transmissões continuamente variáveis. Entre elas, encontram-se a CVT toroidal e a planetária, que estão ilustradas, respectivamente, nas Fig. 7 e 8. As duas procuram variar os diâmetros de contato do disco de entrada e do de saída, alterando assim a relação de transmissão.

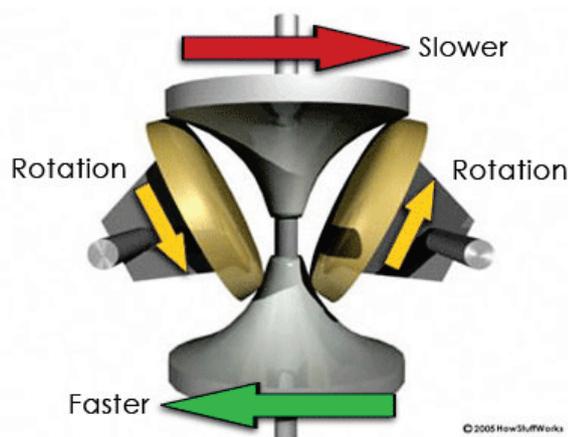


Fig. 7. CVT toroidal, utilizada nos veículos da Nissan (HOW CVTS ..., 2009)

Em veículos de passeio, tem-se utilizado sistemas com polias variáveis (em conjunto com correias metálicas ou correntes e atuadores hidráulicos) e toroidais. A CVT planetária tem entrado no mercado como uma alternativa para bicicletas, motonetas e pequenos veículos elétricos.

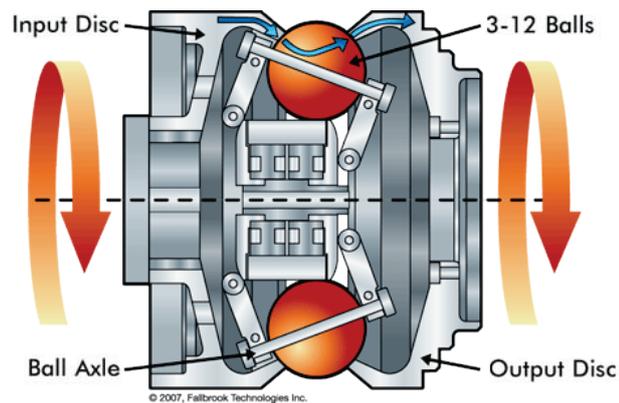


Fig. 8. CVT planetária NuVinci, desenvolvida pela empresa Fallbrook Technologies (CARTER; MCDANIEL; VASILIOU, 2007)

Em veículos pequenos, desde pequenas motonetas, a *all-terrain vehicles* (ATV) e *snowmobiles* de até 80 CV, é mais freqüente a utilização de sistemas com polias variáveis, correias de borracha e mudança de relação de transmissão centrífuga. Estes veículos também utilizam embreagens centrífugas para garantir o acoplamento e desacoplamento automático do motor ao sistema de transmissão. A preferência por sistemas centrífugos em lugar aos atuados hidraulicamente se dá, principalmente devido à simplicidade de manutenção e de ajuste do sistema.

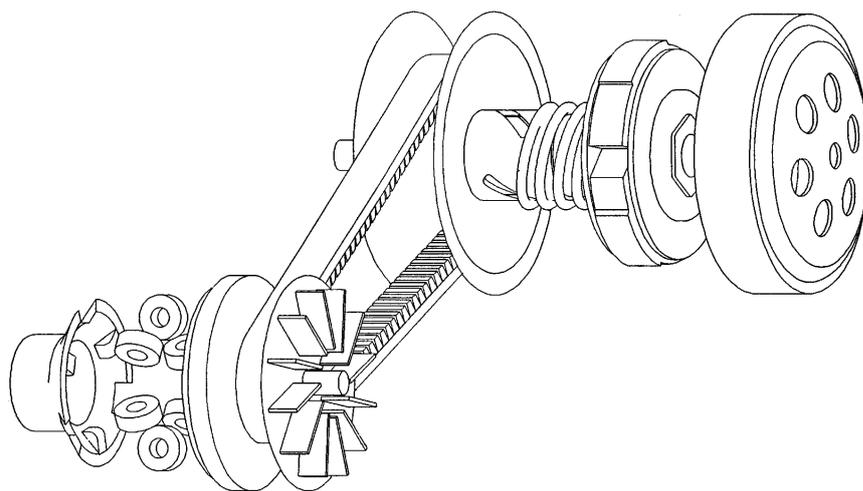


Fig. 9. Esquema de transmissões continuamente variáveis encontradas em motocicletas e quadriciclos. Adaptado de Hong e Chen (1997)

A Fig. 9 apresenta um esquema do sistema de transmissão continuamente variável encontrado no quadriciclo (ATV) Grizzly 700 e no *snowmobile* Phazer RTX, ambos da Yamaha. A embreagem é acoplada automaticamente devido à inércia de suas sapatas. O variação de diâmetro da polia motora é comandada pelo movimento radial (e centrífugo) dos roletes. O entre-eixos e comprimento da correia fixos, associados à mola de retorno, fazem com que a polia movida também apresente uma variação de diâmetro.

### 3.3 Elaboração de alternativas

Procurando suprir as necessidades do projeto, podem ser elaboradas algumas alternativas para o tipo de transmissão a ser implementado e suas principais características.

Inicialmente, deve-se considerar que o motor já possui uma caixa de câmbio integrada, o que impõe dificuldades para a utilização de sistemas de transmissão automática que não possam ser adaptados à caixa existente. Então, uma alternativa básica seria a automatização da caixa de câmbio manual. Entretanto, como já mencionado, isto pode ser realizado tanto de maneira direta, com a colocação de atuadores nos sincronizadores e na embreagem, como de maneira indireta, aproveitando, totalmente ou parcialmente, os mecanismos de mudança de marcha já existentes. Devido às características da caixa de câmbio, a automatização direta da embreagem não é possível, sem uma modificação sensível na caixa.

Neste sentido, podem ser formuladas duas alternativas para o projeto: a automatização da caixa de câmbio manual original com a utilização de atuadores eletromecânicos nos garfos, substituindo-se o came responsável pela sua seleção e movimentação, ou na alavanca externa, aproveitando-se o came e o câmbio seqüencial. Seria necessária a implementação de sensores de velocidade, de carga (associada à abertura da borboleta) e, no último caso, de marcha.

Deixando de lado o aproveitamento da caixa de câmbio original, seria possível projetar e construir uma caixa de câmbio automática convencional.

Também, seria possível a utilização de uma caixa de câmbio automática de dupla embreagem.

Passando para os sistemas de transmissão continuamente variável, observa-se que eles, a princípio, podem ser implementados com ou sem a remoção da caixa de câmbio original. No primeiro caso, todo o sistema de transmissão seria refeito. No segundo caso, uma grande parte das engrenagens da caixa de câmbio original seria removida e o conjunto seria travado, de forma a possuir uma relação de transmissão fixa. O CVT poderia ser implementado como uma redução final.

### **3.4 Pré-seleção das alternativas mais adequadas ao projeto**

A pré-seleção das alternativas mais adequadas ao projeto foi realizada com a utilização de dois principais critérios: desempenho e extensão da modificação da caixa de câmbio original.

O primeiro critério é o desempenho do veículo. Como o sistema de transmissão será instalado em um veículo de alto desempenho mas, com motor de baixa potência, é necessário procurar as soluções que apresentem o menor consumo de potência pelos circuitos de controle. Em função disto, pode-se descartar o uso de sistemas de transmissão convencionais.

Ainda com relação ao mesmo critério, as alternativas elaboradas podem ser dispostas em ordem decrescente de desempenho: transmissões automáticas continuamente variáveis, transmissões automáticas de dupla embreagem e transmissões automatizadas. A eficiência geralmente menor da CVT pode ser balanceada pela sua maior capacidade de manter o motor mais próximo do seu ponto de máximo desempenho, quando comparadas às transmissões automáticas derivadas de caixas de câmbio manuais.

Aplicando o segundo critério, é possível dividir as alternativas restantes em dois grupos: as que apenas modificam a caixa de câmbio original e as que a substituem completamente. No primeiro grupo, têm-se as duas alternativas de automatização da caixa original e a implementação de um CVT como redução final.

Destas, pode-se excluir a automatização com a utilização de atuadores diretamente ligados aos garfos, pois a utilização de atuadores nos mecanismos de troca de marcha já existentes é bem mais simples. No segundo grupo, têm-se a transmissão automática de dupla embreagem e um sistema de transmissão continuamente variável sem aproveitamento da caixa original. Estas duas alternativas, apesar de extremamente trabalhosas, podem ser implementadas.

Quanto aos diversos tipos de transmissões continuamente variáveis, a utilização de correias de borracha e polias variáveis com controle e atuação baseados em forças centrífugas, como em quadriciclos e *snowmobiles*, é a mais apropriada em função de trabalhar com faixas de torque e de potência semelhantes<sup>4</sup>, de serem soluções de configuração e manutenção mais simples, e de serem mais leves.

---

<sup>4</sup> É importante lembrar que o motor utilizado é de um quadriciclo e, no veículo de Fórmula SAE, acaba trabalhando com relações de transmissões menores do que em sua aplicação original.

## 4 SELEÇÃO DA ALTERNATIVA E DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

Esta parte do trabalho consiste nas atividades realizadas no segundo semestre de 2009.

A primeira etapa consistiu em um estudo mais detalhado das alternativas de solução pré-selecionadas. Nele, foi dado um maior enfoque ao sistema de CVT, que apresentava o maior desafio técnico. Buscou-se um melhor entendimento do sistema e foi feita uma análise dos componentes comumente encontrados no mercado.

A etapa subsequente consistiu na definição da alternativa de solução mais adequada ao projeto, com o uso de uma matriz de decisão. A última etapa consistiu no desenvolvimento do projeto desta alternativa.

### 4.1 Seleção da alternativa de solução

A solução da alternativa de solução mais adequada foi realizada com o uso de uma matriz de decisão, que permite a quantificação dos atributos de cada alternativa, de maneira sistemática.

Cada alternativa pré-selecionada no estudo de viabilidade e a manutenção da caixa de câmbio manual original, sem nenhuma modificação, recebeu uma nota em cada um dos sete critérios considerados. As alternativas consideradas na matriz de decisão foram:

- *Alternativa I:* CVT, baseada em dispositivos mecânicos sensíveis a rotação e a torque, como redução final.
- *Alternativa II:* CVT do mesmo tipo, mas com substituição da caixa original.
- *Alternativa III:* Automatização (externa) da caixa manual.
- *Alternativa IV:* Transmissão de dupla embreagem.
- *Alternativa V:* Caixa de câmbio manual original.

Aos critérios, também foram atribuídos pesos, de forma a quantificar importância relativa entre eles. Foram privilegiados três critérios: o intervalo sem transmissão de torque, já que é o principal objetivo deste trabalho reduzi-lo; a necessidade e extensão da alteração da caixa de câmbio original, pois se deseja reduzir os períodos em que o único motor da equipe fique indisponível para uso e o risco de danos acidentais a ele; por último, a dificuldade para a troca de relação de transmissão, já que ela aumentaria a probabilidade do intervalo de tempo sem transmissão de torque ser maior que o previsto.

A Tab. 8 apresenta a matriz de decisão e as notas finais de cada alternativa, com ou sem a ponderação de pesos dos critérios. Isto permite observar que os pesos definidos afetaram a escolha da alternativa mais adequada apenas deslocando a posição da manutenção do sistema de transmissão original.

Tab. 8 – Matriz de decisão e notas finais das alternativas

<b>Peso</b>	<b>Critério</b>	<b>Alt. I</b>	<b>Alt. II</b>	<b>Alt. III</b>	<b>Alt. IV</b>	<b>Alt. V</b>
1.0	Intervalo sem transmissão de torque	10.0	10.0	5.0	8.0	0.0
0.6	Dificuldade para a troca de relação de transmissão	10.0	10.0	10.0	8.0	0.0
0.3	Adição de massa	2.0	5.0	0.0	0.0	10.0
0.3	Adição de inércia rotacional	0.0	0.0	10.0	2.0	10.0
0.1	Custo	6.0	6.0	2.0	0.0	10.0
0.9	Necessidade e extensão de alteração da caixa de câmbio original	9.8	0.0	8.0	0.0	10.0
0.5	Dificuldade para calibração da estratégia de controle	3.0	3.0	0.0	0.0	10.0
	Média aritmética	5.83	4.86	5.00	2.57	7.14
	Média ponderada	7.62	5.38	5.81	3.69	5.56
	Adequação	100%	71%	76%	49%	73%

A alternativa mais adequada foi a aplicação de um sistema de transmissão continuamente variável (CVT) como redução final, minimizando a invasão à caixa de câmbio original e deixando nulo o intervalo sem transmissão de torque, durante uma troca de relação de transmissão. Esta alternativa também apresenta a vantagem de eliminar a necessidade de pedido de troca de redução pelo piloto, colaborando com a diminuição na dificuldade de pilotagem do veículo.

## 4.2 Desenvolvimento do projeto da CVT como redução final

O desenvolvimento da alternativa definida iniciou-se pela modelagem matemática do sistema. Em conjunto, estudou-se a implementação de uma estratégia de otimização que, adicionada a restrições externas, pudesse fornecer os parâmetros ótimos para o funcionamento desejado para a CVT. Estas etapas são mais bem descritas adiante.

Durante a modelagem do sistema, observou-se problemas com a sua aplicação no veículo. Estes problemas também serão melhor apresentados no decorrer deste relatório.

### 4.2.1 Modelo do sistema

Apesar de sistemas de transmissão continuamente variável baseadas em polias com diâmetro variável e dispositivos mecânicos sensíveis a rotação e a torque já serem utilizadas em automóveis pequenos desde o fim dos anos 50 (LUDOPH<sup>5</sup>, 1964 apud OLIVER et al., 1973), são poucas as publicações acadêmicas ou técnicas que descrevem detalhadamente seu funcionamento ou que apresentam seu equacionamento.

O princípio básico deste tipo de transmissão continuamente variável é o uso de polias compostas por duas flanges cônicas, uma fixa ao eixo e a outra, móvel, com movimento axial em relação à fixa. Como a largura da seção da correia é aproximadamente constante, a variação da distância entre as flanges permite uma variação no diâmetro primitivo da polia. O sistema discutido neste projeto pode ser dividido em um conjunto motor e um conjunto movido, ambos com componentes

---

<sup>5</sup> LUDOPH, H. H. J. Stepless automatic transmissions for cars. In: Fédération Internationale des Sociétés d'Ingénieurs des Techniques de l'Automobile Tenth International Automobile Technical Congress. **Paper presented at...** Japan: SAE of Japan Inc., 1964.

associados. A Fig. 10 apresenta um esquema dos mecanismos presentes nos conjuntos motor (a) e movido (b).

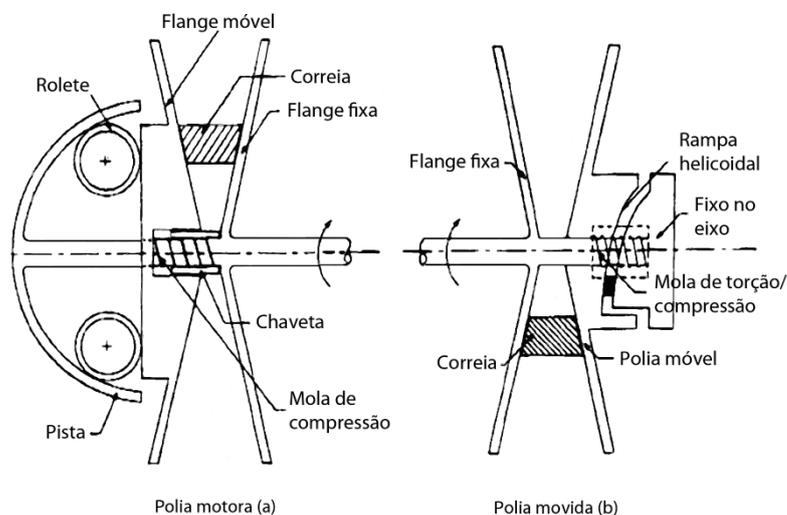


Fig. 10. Esquema do sistema de CVT modelado. Adaptado de Oliver et al. (1973)

No conjunto motor, o movimento rotacional relativo entre as duas flanges é impedido pelo uso de chavetas. Também existe uma mola de compressão, instalada de modo a ter a tendência de separar as flanges, mantendo a polia com seu diâmetro primitivo mínimo. Uma série de pistas circulares são fixas e dispostas radialmente em relação ao eixo de entrada da transmissão. Por elas deslizam roletes que, com o aumento da rotação do eixo de entrada, tendem a se distanciar do eixo e, neste processo, geram uma força axial sobre a flange móvel.

O conjunto movido apresenta um dispositivo que é sensível ao torque aplicado na polia. Este dispositivo produz forças axiais quando sujeito a torque e é composto por uma rampa helicoidal fixa na flange móvel, uma rampa helicoidal conjugada, fixa no eixo de saída, e uma mola de torção e compressão. Para isso, a flange móvel também possui, além do movimento relativo axial, um pequeno movimento rotacional em relação à flange fixa.

A interação entre os dois conjuntos se dá pela correia, que tem comprimento aproximadamente constante. Além disso, como a distância entre centros também é constante, quando um diâmetro primitivo aumenta, o outro deve diminuir. Desta maneira, o arranjo resulta em uma transmissão automática capaz de reagir a mudanças tanto na rotação de entrada como no torque de saída (OLIVER et al., 1973).

Na análise da polia movida, onde está instalado o sensor de torque, observa-se que a força axial na polia  $F_n$  é a soma da força axial na rampa helicoidal  $F_a$  com a força axial na mola de torção/compressão existente no conjunto movido  $F_s$ :

$$F_n = F_a + F_s \quad (8)$$

Um diagrama de corpo livre da rampa helicoidal é apresentado na Fig. 11. A rampa modelada tem ângulo de hélice constante  $\beta$  e diâmetro  $D_a$ . Considerada uma resultante normal à rampa  $R_a$ , as forças axial ( $F_a$ ) e tangencial ( $F_t$ ) são dadas pelas eq. 9.a e 9.b e a eq. 10 apresenta a relação entre elas.

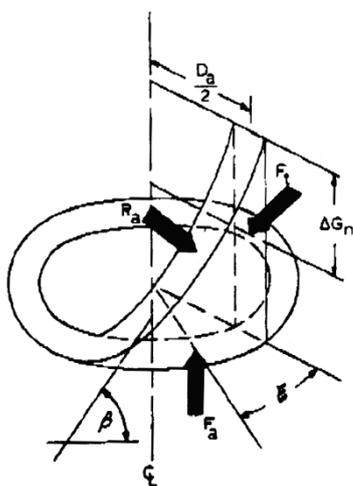


Fig. 11. Diagrama de corpo livre da rampa helicoidal do conjunto movido. Adaptado de Oliver et al. (1973)

$$F_a = R_a \cos \beta \quad (a) \quad F_t = R_a \sin \beta \quad (b) \quad (9)$$

$$F_a = F_t / \tan \beta \quad (10)$$

A eq. 11 representa um balanço de momentos na direção axial e relaciona a força tangencial na rampa com a diferença entre as tensões na correia ( $T_1 - T_2$ ), o diâmetro primitivo  $D_n$  da polia movida e o momento  $M_n$  gerado pela mola de torção/compressão presente no conjunto. É importante ressaltar que se assume que  $T_1 \geq T_2$ . Desta maneira, a diferença entre tensões é obtida pela razão entre o torque observado na polia movida e a metade do seu diâmetro primitivo. Outra observação

importante é que apenas metade<sup>6</sup> do torque na polia é transmitido para a rampa helicoidal.

$$F_t = \frac{(T_1 - T_2) \frac{D_n}{2} + 2 M_n}{D_a} \quad (11)$$

O deslocamento axial  $\Delta G_n$  da flange móvel da polia, que é a deformação axial da mola de torção/compressão, para um ângulo  $\alpha$  entre as superfícies da polia, se relaciona com o diâmetro máximo  $D_{n0}$  e o diâmetro primitivo  $D_n$  através de

$$\Delta G_n = (D_{n0} - D_n) \tan \alpha/2 \quad (12)$$

A relação entre a deformação angular da mola de torção ( $\xi$ ) e o deslocamento axial da flange móvel se dá por

$$\tan \beta = \frac{\Delta G_n}{(D_a/2) \xi} \quad (13)$$

O torque na mola de torção/compressão, de constante  $K_t$  e sujeita a um pré-torque  $M_{n0}$ , pode ser calculado com o uso das eq. 12 e 13, que resultam na eq. 14.

$$M_n = M_{n0} + K_t \left( \frac{(D_{n0} - D_n) \tan \alpha/2}{\left(\frac{D_a}{2}\right) \tan \beta} \right) \quad (14)$$

A força axial na mola de torção/compressão, de constante  $K_n$  e pré-carga  $F_{n0}$ , é dada por

$$F_s = F_{n0} + K_n ((D_{n0} - D_n) \tan \alpha/2) \quad (15)$$

Worley<sup>7</sup> (1955 apud OLIVER et al., 1973) apresenta uma equação que relaciona a força axial na polia movida com o ângulo de atrito  $\Phi$ . O ângulo de atrito é o ângulo entre as velocidades tangencial e real da correia, quando em contato com as superfícies da polia.

<sup>6</sup> O torque transferido para o eixo movido pela rampa helicoidal é apenas uma parte do torque resultante da diferença entre as tensões, pois parte dele é transmitido diretamente ao eixo pela flange fixa da polia.

<sup>7</sup> WORLEY, W. S. Designing adjustable-speed V-belt drives for farm implements. **SAE Transactions**, [S.I.], v. 63, p. 321-333, 1955.

$$F_n = (T_1 - T_2) \left( \frac{\cos \frac{\alpha}{2} - \mu \sin \frac{\alpha}{2} \sin \Phi}{2 \mu \cos \Phi} \right) \quad (16)$$

Com a manipulação algébrica da eq. 16, é possível se obter o ângulo de atrito através da solução da eq. quadrática 17.

$$\begin{aligned} \sin^2 \Phi \left[ -\left( \frac{2 \mu F_n}{T_1 - T_2} \right)^2 - \left( \mu \sin \frac{\alpha}{2} \right)^2 \right] \\ + \sin \Phi \left[ 2 \mu \cos \frac{\alpha}{2} \sin \frac{\alpha}{2} \right] + \left[ \left( \frac{2 \mu F_n}{T_1 - T_2} \right)^2 - \cos^2 \frac{\alpha}{2} \right] = 0 \end{aligned} \quad (17)$$

Como a distância entre centros  $l_{cc}$  e o comprimento da correia  $bl$  são constantes<sup>8</sup>, o diâmetro primitivo  $D_n$  da polia movida define o seu ângulo de abraçamento  $\theta_n$ , o diâmetro primitivo da polia motora  $D_r$  e o ângulo de abraçamento  $\theta_r$  desta última.

$$bl = \frac{\pi}{2}(D_n + D_r) + \frac{(D_n - D_r)^2}{2 l_{cc}} + 2 l_{cc} \quad (18^9)$$

$$\theta_n = \pi + 2 \sin^{-1} \left( \frac{D_n - D_r}{2 l_{cc}} \right) \quad (a) \quad \theta_r = \pi - 2 \sin^{-1} \left( \frac{D_n - D_r}{2 l_{cc}} \right) \quad (b) \quad (19)$$

A razão entre as tensões na correia é dada pela eq. 20, também proposta por Worley<sup>10</sup> (1955 apud OLIVER et al., 1973). Esta equação é um aprimoramento da relação usualmente utilizada, apresentada na eq. 21 (SHIGLEY, 1984), com a inclusão do ângulo de atrito.

$$\frac{T_1}{T_2} = \exp \left[ \frac{\mu \theta_n \cos \Phi}{\mu \cos \frac{\alpha}{2} \sin \Phi + \sin \frac{\alpha}{2}} \right] \quad (20)$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \exp (\mu \theta_n) \quad (21)$$

<sup>8</sup> O comprimento da correia foi assumido constante apesar dele apresentar uma pequena variação com a tensão imposta na correia.

<sup>9</sup> Aproximou-se  $\sin((D_n - D_r)/(2 l_{cc}))$  pela sua série de Taylor sem os termos de ordens superiores.

<sup>10</sup> WORLEY, W. S. Designing adjustable-speed V-belt drives for farm implements. **SAE Transactions**, [S.I.], v. 63, p. 321-333, 1955.

Conhecidas tanto a diferença como a razão entre as tensões na correia, é possível calculá-las individualmente através de

$$T_1 = \frac{(T_1 - T_2)}{1 - 1/(T_1/T_2)} \quad (22)$$

$$T_2 = T_1 - (T_1 - T_2) \quad (23)$$

Com as tensões na correia conhecidas individualmente, passa-se à polia motora. Worley<sup>11</sup> (1955 apud OLIVER et al., 1973) também apresenta outra equação, para a polia motora, que permite o cálculo da força axial  $F_r$  devido às tensões na correia.

$$F_r = \frac{T_1 \theta_r}{2} \frac{\left(1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}\right)}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \quad (24)$$

Sendo  $D_{r0}$  o diâmetro mínimo da polia motora e  $D_r$  seu diâmetro primitivo, o deslocamento axial da sua flange móvel é dado por

$$\Delta G_r = (D_r - D_{r0}) \tan \frac{\alpha}{2} \quad (25)$$

A força centrífuga  $F_c$  gerada pelos roletes deverá, em equilíbrio, balancear a força axial devido às tensões na correia  $F_r$  e a força na mola de compressão de constante  $K_r$  e pré-carga  $F_{r0}$ .

$$F_c = F_r + F_{r0} + K_r \left( (D_r - D_{r0}) \tan \frac{\alpha}{2} \right) \quad (26)$$

A força centrífuga também pode ser relacionada com o diâmetro  $D_c$  da circunferência que passa pelos centros de massa dos roletes, a massa  $m_i$  de cada rolete, a velocidade angular  $\omega_1$  do conjunto motor e a sua rotação  $n_1$  (em rpm), por

$$F_c = \sum \frac{m_i \omega_1^2 \left(\frac{D_c}{2}\right)^2}{\frac{D_c}{2}} = \sum \frac{m_i \left(\frac{\pi n_1}{30}\right)^2 D_c}{2} \quad (27)$$

Como mostrado na Fig. 12, o diâmetro  $D_c$  está relacionado com o raio da pista  $\rho$  e a posição axial dos centros de massa dos roletes, em relação ao centro da circunferência que dá à pista a sua forma, por

$$\left(\frac{D_c}{2}\right)^2 + x^2 = \rho^2 \quad (28)$$

Dada a posição inicial dos roletes  $x_0$ , se obtém a expressão para o diâmetro  $D_c$ .

$$x = x_0 - \Delta G_r \quad (29)$$

$$D_c = 2 \left[ \rho^2 - x_0^2 + (D_r - D_{r0}) \left( \tan \frac{\alpha}{2} \right) \left( 2 X_0 - (D_r - D_{r0}) \tan \frac{\alpha}{2} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (30)$$

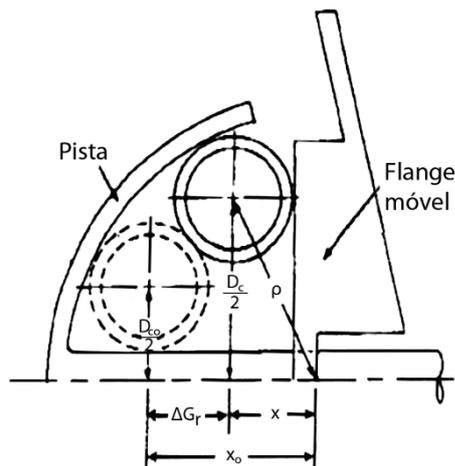


Fig. 12. Movimento dos roletes na polia motora. Adaptado de Oliver et al. (1973)

Uma manipulação algébrica da eq. 27 faz com que a rotação  $n_1$  do conjunto motor possa ser expressa por

$$n_1 = \frac{30}{\pi} \left[ \frac{2 F_c}{(\sum m_i) D_c} \right]^{1/2} \quad (31)$$

#### 4.2.2 Método de otimização dos parâmetros

O modelo desenvolvido na seção anterior permite a análise de um sistema em equilíbrio, definidos os seus parâmetros. Para a busca de parâmetros que levariam o sistema ao seu comportamento desejado (o de manter a rotação do motor constante e igual à rotação de potência máxima), utilizou-se este modelo como parte de um método numérico de otimização.

Foram definidas como variáveis as constantes de mola  $K_n$ ,  $K_t$  e  $K_r$ , as pré-cargas  $F_{n0}$  e  $F_{r0}$ , o pré-torque  $M_{n0}$ , e a massa total do roletes  $\sum m_i$ . Aos demais parâmetros foram atribuídos valores em função das soluções comumente encontradas no mercado e de características geométricas desejadas.

A variação desejada da relação de transmissão do sistema foi discretizada em intervalos de 0,01. Para cada ponto considerado, utilizou-se o diâmetro primitivo e o torque da polia movida correspondentes como parâmetros de entrada do modelo de CVT apresentado anteriormente.

A saída do modelo, para cada relação de transmissão, foi a rotação de entrada na qual o sistema estaria em equilíbrio. O erro foi definido como a diferença entre a rotação de entrada calculada, com o sistema em equilíbrio, e o seu valor desejado para aquela mesma relação de transmissão. A função objetivo foi definida como a soma dos erros quadrados calculados.

Ainda foram adicionadas restrições, a fim de melhorar o comportamento do sistema. Inside... (2009) apresenta algumas indicações, sendo o primeiro aspecto abordado a força radial, responsável pela variação da relação de transmissão. Em ambas as polias, as forças radiais deverão ser iguais na iminência do início da variação da relação de transmissão. Além disso, por toda a faixa desejada de variação, a força radial da polia motora deverá ser sempre maior que a da polia movida, ou o sistema não conseguirá variar os diâmetros primitivos das polias como necessário.

Quanto às forças axiais, estas devem representar um balanço entre o escorregamento da correia e o seu estiramento, sendo ambos fenômenos responsáveis pela redução da eficiência do sistema. Elas também devem variar em função da

relação de transmissão, de maneira a compensar a mudança no arco de abraçamento (INSIDE..., 2009). A Fig. 13 apresenta um gráfico com valores recomendados para a força axial na polia motora, em função da relação de transmissão e para dois valores de torque de entrada do sistema.

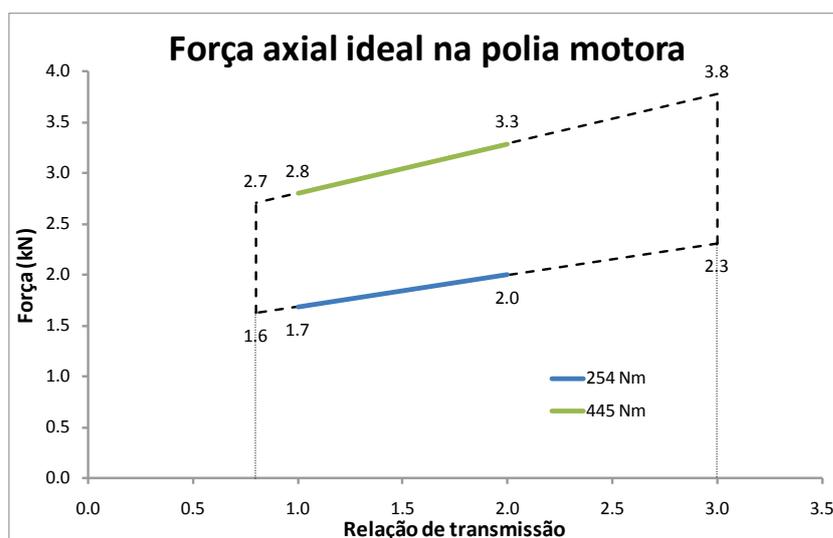


Fig. 13. Força axial ideal na poli motora. Adaptado de What... (2009)

Deve-se considerar que na relação de transmissão 1:1, como os ângulos de abraçamento são iguais para as duas polias, as forças axiais necessárias para manter a correia sem escorregar são iguais. Desta maneira, as forças axiais observadas, nesta relação de transmissão, também deverão ser próximas, a fim de melhorar o rendimento do sistema (INSIDE..., 2009).

Consideradas as restrições, a minimização da função objetivo foi realizada com a aplicação do método de Newton, usando-se valores usais para as sementes das variáveis. Como o modelo não apresentava muitas variáveis e o método não exigia uma grande quantidade de recursos computacionais, sua implementação foi feita no Microsoft Office 2007, com uso do *numeric solver* já incluído no *software*. Os valores adotados e as sementes utilizadas estão, respectivamente, na Tab. 9 e na Tab. 10.

Tab. 9 – Parâmetros adotados

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>
$\beta$ (rad)	0,89
$\rho$ (m)	0,090
$x_0$ (m)	0,065
$D_a$ (m)	0,070
$D_{n0}$ (m)	0,164
$\alpha$ (rad)	0,49
$\mu$	0,55
$b_l$ (m)	1,166
$l_{cc}$ (m)	0,400
$D_{r0}$ (m)	0,060
$d_p$ (m)	0,505

Tab. 10 – Sementes adotadas para as variáveis

<b>Variável</b>	<b>Semente</b>
$m$ (kg)	0,080
$K_n$ (N/m)	150000
$F_{n0}$ (N)	150
$K_t$ (Nm/rad)	1,0
$M_{n0}$ (Nm)	1,0
$K_r$ (Nm)	3000
$F_{r0}$ (N)	3,0

#### 4.2.3 Resultados

Inicialmente, seguindo a proposta apresentada no estudo de viabilidade, procurou-se obter parâmetros para o modelo que permitissem a operação do sistema instalado como redução final. Entretanto, nesta condição de operação, seria necessário que a massa total dos roletes somasse 5 kg.

Após uma verificação do modelo do sistema, concluiu-se que o sistema não poderia ser implementado como redução final, pois o torque transferido, nesta condição, seria demasiadamente elevado.

A definição deste sistema como a solução mais adequada foi baseada em informações obtidas de fontes informais, que não eram detalhadas o suficiente para permitir uma análise segura das limitações envolvidas na sua implementação. Apenas com a modelagem completa do sistema e com o estabelecimento de uma estratégia de busca por parâmetros ideais, foi possível observar a inviabilidade desta alternativa.

Como previsto no cronograma, a modelagem do sistema só se concluiu há poucas semanas do término do trabalho e, em função do esforço despendido e da indisponibilidade de tempo, a modificação para a segunda alternativa mais adequada foi considerada inviável. A terceira alternativa mais adequada seria a manutenção da caixa de câmbio original.

Como a alternativa mais viável, neste estágio do projeto, não necessitar de mais dedicação, procurou-se calcular-se os parâmetros ideais de uma CVT, se implementada no veículo com a substituição da caixa de câmbio original e, desta maneira, sujeita a torques menores. Os parâmetros do sistema, obtidos como saída do modelo, encontram-se na Tab. 11. Com o uso destes valores, o sistema manteria o desvio, definido pelo módulo da diferença entre a rotação do motor e a sua rotação de potência máxima, em menos de 200 rpm.

O método de busca implementado para a obtenção dos parâmetros adequados apresentou uma dificuldade relacionada com o modelo não ser convexo. Como consequência, existem muitos pontos de mínimo local que não produzem as características desejadas do sistema. Em função disto, para a obtenção de uma solução adequada, foi necessário estimar as sementes de maneira cuidadosa, procurando-se utilizar valores que mantivessem a faixa de rotação calculada, com as sementes, próxima da desejada.

Tab. 11 – Parâmetros obtidos para a aplicação da CVT

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>
m (kg)	0,139
Kn (N/m)	159196
Fn0 (N)	4002
Kt (Nm/rad)	1,0
Mn0 (Nm)	5,0
Kr (Nm)	3021
Fr0 (N)	0,0
$\beta$ (rad)	0,9
$\rho$ (m)	0,1
x0 (m)	0,1
Da (m)	0,1
Dn0 (m)	0,2
$\alpha$ (rad)	0,5
$\mu$	0,6
bl (m)	1,2
lcc (m)	0,4
Dr0 (m)	0,1
dp (m)	0,5

### 4.3 Outras atividades realizadas durante esta etapa

Foi verificada a possibilidade de apoio ao projeto por parte da General Motors do Brasil e da Gates. Com a primeira, foi estudada a possibilidade da produção de um modelo tridimensional do sistema, em tamanho real, por prototipagem rápida. Com a segunda, foi analisada a possibilidade do apoio ao projeto com a doação de uma ou mais correias para CVTs e com o fornecimento de informações técnicas não publicamente abertas. Entretanto, não foi possível estabelecer tais parcerias.

Além disso, estudou-se a possibilidade do uso de lógica nebulosa (ou *fuzzy*) para a calibração do projeto. O sistema de funcionamento de uma CVT comandada por forças de inércia é uma forma de sistema de controle com controlador mecânico. Assim, é possível, em teoria, aplicar os conceitos de engenharia de controle para obter-se a configuração de parâmetros do CVT (massas e molas) que mais se aproxime do comportamento desejado.

A aplicação de lógica nebulosa é interessante por poder permitir que se implemente uma lógica de controle mais próxima da de um piloto profissional comandando as trocas de relação de transmissão. Entretanto, ela não é necessária e não foi utilizada, já que não haveria tempo hábil para isso.

## 5 CONCLUSÕES

Este relatório apresentou as atividades realizadas durante a elaboração deste projeto de graduação e foi dividido em três partes.

Na primeira parte, foram apresentadas as características da pista e do veículo para o qual este sistema de transmissão está sendo desenvolvido. Estes dados serão utilizados no decorrer do projeto. A curva de força trativa disponível em função de marcha e velocidade foi obtida e será utilizada, na próxima etapa do trabalho, para a avaliação do desempenho das diferentes alternativas para o projeto. Ela também permite que se observe o potencial teórico da utilização de transmissões continuamente variáveis.

A segunda parte deste relatório consistiu no estudo de viabilidade. Foram especificadas as necessidades do projeto, foi realizado um estudo sobre os tipos de transmissão automática comumente utilizados, foram propostas alternativas para o projeto e, estas, foram pré-selecionadas.

A terceira parte apresentou a escolha da alternativa mais adequada, o seu desenvolvimento e os resultados e conclusões obtidas.

Observa-se, no geral, a necessidade do estudo de um sistema de transmissão melhor ajustado à Fórmula SAE, em termos de ajustes de relações de transmissão, reduções de interrupções na transmissão de torque e reduções na massa e na inércia rotativa do sistema.

Também se deve considerar o uso de caixas de câmbio automáticas (ou semi-automáticas), pois a sua utilização, dispensando ou minimizando a intervenção do piloto para as mudanças de relação de transmissão, pode melhorar de forma sensível o desempenho dos pilotos.

O estudo sobre os tipos de transmissão automática foi apresentado na forma de uma descrição dos sistemas mais utilizados em aplicações veiculares, tanto de passeio como de competição. As alternativas para o projeto foram então elaboradas tendo como base este estudo e as necessidades do projeto.

Utilizando dois principais critérios, desempenho e extensão da modificação da caixa de câmbio original do motor, foi realizada a pré-seleção das alternativas

previamente elaboradas. Além disso, o tipo de transmissão continuamente variável utilizado foi escolhido devido a sua ampla utilização em veículos com características de torque e potência semelhantes, como quadriciclos e *snowmobiles*.

Foi utilizada uma matriz de decisão com sete critérios para definir a alternativa de solução mais adequada ao projeto. Os três principais critérios considerados foram: o intervalo sem transmissão de torque, já que é o principal objetivo deste trabalho reduzi-lo; a necessidade e a extensão da alteração da caixa de câmbio original, pois se deseja reduzir os períodos em que o único motor da equipe fique indisponível para uso e o risco de danos acidentais a ele; por último, a dificuldade para a troca de relação de transmissão, já que ela aumentaria a probabilidade do intervalo de tempo sem transmissão de torque ser maior que o previsto.

A alternativa mais adequada foi a aplicação de um sistema de transmissão continuamente variável (CVT) como redução final, minimizando a invasão à caixa de câmbio original e deixando nulo o intervalo sem transmissão de torque, durante uma troca de relação de transmissão. Esta alternativa também tem a vantagem de eliminar a necessidade de pedido de troca de redução pelo piloto, colaborando com a diminuição na dificuldade de pilotagem do veículo.

O sistema foi modelado tendo como base a abordagem de Oliver et al. (1973) e seguindo um modelo de construção usual. Para a busca de parâmetros que levariam o sistema ao seu comportamento desejado (o de manter a rotação do motor constante e igual à rotação de potência máxima), utilizou-se o modelo desenvolvido como parte de um método numérico de otimização.

Inicialmente, seguindo a proposta apresentada no estudo de viabilidade, procurou-se obter parâmetros para o modelo que permitissem a operação do sistema instalado como redução final. Entretanto, nesta condição de operação, seria necessário que a massa total dos roletes somasse 5 kg. Após uma verificação do modelo do sistema, concluiu-se que o sistema não poderia ser implementado como redução final, pois o torque transferido, nesta condição, seria demasiadamente elevado.

A definição deste sistema como a solução mais adequada foi baseada em informações obtidas de fontes informais, que não eram detalhadas o suficiente para

permitir uma análise segura das limitações envolvidas na sua implementação. Apenas com a modelagem completa do sistema e com o estabelecimento de uma estratégia de busca por parâmetros ideais, foi possível observar a inviabilidade desta alternativa.

Como previsto no cronograma, a modelagem do sistema só se concluiu há poucas semanas do término do trabalho e, em função do esforço despendido e da indisponibilidade de tempo, a modificação para a segunda alternativa mais adequada foi considerada inviável. A terceira alternativa mais adequada seria a manutenção da caixa de câmbio original. Em função desta alternativa, neste estágio do projeto, não necessitar de mais dedicação, procurou-se calcular-se os parâmetros ideais de uma CVT, se implementada no veículo com a substituição da caixa de câmbio original e, desta maneira, sujeita a torques menores.

Do modelo, foram obtidos os parâmetros ideais para o sistema proposto e, com o uso destes valores, o sistema manteria o desvio, definido pelo módulo da diferença entre a rotação do motor e a sua rotação de potência máxima, em menos de 200 rpm.

O método de busca implementado para a obtenção dos parâmetros adequados apresentou uma dificuldade relacionada com o modelo não ser convexo. Como consequência, existem muitos pontos de mínimo local que não produzem as características desejadas do sistema. Em função disto, para a obtenção de uma solução adequada, foi necessário estimar as sementes de maneira cuidadosa, procurando-se utilizar valores que mantivessem a faixa de rotação calculada, com as sementes, próxima da desejada.

Também foi verificada a possibilidade de apoio ao projeto por parte da General Motors do Brasil e da Gates. Com a primeira, foi estudada a possibilidade da produção de um modelo tridimensional em tamanho real, por prototipagem rápida. Com a segunda, foi analisada a possibilidade do apoio ao projeto com a doação de uma ou mais correias para CVTs e com o fornecimento de informações técnicas não publicamente abertas. Entretanto, não foi possível estabelecer tais parcerias.

Como observação final, é interessante ressaltar que apesar de sistemas de transmissão continuamente variável baseadas em polias com diâmetro variável e dispositivos mecânicos sensíveis a rotação e a torque já serem utilizadas em

automóveis pequenos desde o fim dos anos 50 (LUDOPH<sup>11</sup>, 1964 apud OLIVER et al., 1973), são poucas as publicações acadêmicas ou técnicas que descrevem detalhadamente seu funcionamento ou que apresentam seu equacionamento.

---

<sup>11</sup> LUDOPH, H. H. J. Stepless automatic transmissions for cars. In: Fédération Internationale des Sociétés d'Ingénieurs des Techniques de l'Automobile Tenth International Automobile Technical Congress. **Paper presented at...** Japan: SAE of Japan Inc., 1964.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

2009 FORMULA SAE® Rules. Disponível em: <<http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/2009fsaerules.pdf>>. Acesso em: 25 novembro 2008.

V COMPETIÇÃO Fórmula SAE Brasil - Petrobras. Disponível em: <<http://www.saebrasil.org.br/eventos/formulaSAE2008/index.htm>>. Acesso em: 19 abril 2009.

AMENDOLA, C. H. F. **Análise das estratégias de troca de marchas da transmissão automática convencional em comparação com a transmissão de dupla embreagem**. 2005. 138 f. Monografia (Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

CABRAL FILHO, A. C.; PILATO JR., A.; LIMA, J. L. C. **Volante de direção com controle de transmissão automatizada**. 2007. Monografia (MBA) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.

CARTER, J; MCDANIEL, L.; VASILLOTIS, C. Use of a continuously variable transmission to optimize performance and efficiency of two-wheeled light electric vehicles (LEV). In: EET-2007 EUROPEAN ELE-DRIVE CONFERENCE, 2007, Brussels.

DANCZKAY, G. Z. **Proposta de controlador fuzzy para transmissão contínua**. 2005. 121 f. Monografia (Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

HEISLER, H. **Advanced vehicle technology**. 2nd ed. Great Britain: Butterworth-Heinemann, 2002.

HONG, C. W.; CHEN, C. C. Dynamic performance simulation of a continuously variable transmission motorcycle for fuzzy autopilot design. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, [S.l.], v. 211, n 6, p 447-490, 1997.

HOW CVTS work. Disponível em: <<http://auto.howstuffworks.com/cvt3.htm>>. Acesso em: 16 junho 2009.

HOW DUAL-CLUTCH transmissions work. Disponível em: <<http://auto.howstuffworks.com/dual-clutch-transmission.htm>>. Acesso em: 16 junho 2009.

HOW TORQUE converters work. Disponível em: <<http://auto.howstuffworks.com/auto-parts/towing/towing-capacity/information/torque-converter1.htm>>. Acesso em: 21 abril 2009.

INSIDE clutch tuning: tune the primary or the secondary? Disponível em: <<http://www.sledgear.com/driventech.htm>>. Acesso em: 26 outubro 2009.

KAMINSKI, P. C. **Desenvolvendo produtos, planejamento, criatividade e qualidade**. São Paulo: LTC, 2000.

NEWTON, K.; STEEDS, W.; GARRETT, T. K. **The motor vehicle**. 12th ed. Great Britain: Butterworth-Heinemann, 1996.

OLIVER, L. R. et al. **Design equations for a speed and torque controlled variable ratio V-belt transmission**. S.l.: s.n., 1973. SAE Paper, 730003.

SAE Collegiate Design Series: Formula SAE. Disponível em: <<http://students.sae.org/competitions/formulaseries/>>. Acesso em: 16 abril 2009.

SHIGLEY, J. E. **Elementos de máquinas**. Tradução Edival Ponciano de Carvalho. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos Científicos Editora S. A., 1984.

SLIP-ON exhaust system for the Yamaha WR 450 F (2007). Disponível em: <<http://www.akrapovic.com/motorcycle-exhaust/products/yamaha/model/wr-450-f-2007/slip-on-17ed2b9e8a/>>. Acesso em: 20 abril 2009.

TOP 10 EVERYDAY car technologies that came from racing. Disponível em: <[http:// auto.howstuffworks.com/top-10-car-tech-from-racing.htm](http://auto.howstuffworks.com/top-10-car-tech-from-racing.htm)>. Acesso em: 21 abril 2009.

TRANSMISSION. Disponível em: <<http://www.fltechnical.net/articles/66>>. Acesso em: 20 abril 2009.

WHAT do clutch weights do? Disponível em: <<http://www.sledgear.com/HKtech.htm>>. Acesso em: 14 outubro 2009.

YAMAHA MOTOR CORPORATION. **YFZ450S service manual**. U.S.A.: [s.n.], 2003.