

DESENVOLVIMENTO DE SISTEMA DE TRANSMISSÃO PARA VEÍCULO DE FÓRMULA SAE

Jonas Tadeu Silva Malaco Filho

jonasmalacofilho@gmail.com

Resumo. Este trabalho de formatura consiste no estudo de um sistema de transmissão para o veículo de Fórmula SAE da equipe POLI Racing. Inicialmente, é explicado o contexto no qual o trabalho se insere, os seus objetivos e as necessidades a serem supridas. Em seguida, são apresentadas as principais características das provas e do veículo para o qual este sistema de transmissão está sendo desenvolvido. As necessidades do projeto são especificadas e são apresentadas as alternativas de solução. O uso de uma matriz de decisão estabelece como a alternativa mais adequada o uso de uma caixa de câmbio continuamente variável (CVT), controlada por dispositivos mecânicos sensíveis a rotação e a torque, e adicionada à caixa original do motor como redução final. É apresentado um modelo matemático do sistema e é proposta uma estratégia de otimização dos parâmetros. No decorrer da otimização, a alternativa selecionada se mostra inviável. Em função disso, são apresentados os parâmetros para o uso de uma CVT com substituição total 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 continuamente variável.

1. Introdução

Este trabalho consiste no desenvolvimento de um novo sistema de transmissão para o veículo de Fórmula SAE da 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. A Equipe Poli Racing estreou na competição em novembro de 2009, ficando com o sexto lugar.

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 com dificuldade semelhante ao do *autocross*, mas com aproximadamente 22 km), e economia de combustível.

1.1. 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. Necessidades do trabalho

Devido à limitação da máxima cilindrada 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 e os requisitos de torque encontrados são bastante diferentes dos veículos de origem destes motores. Assim, faz-se necessário um ajuste das relações de transmissão e, nesta adaptação, as equipes geralmente 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 os pequenos trechos retos 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), já que 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.

2. Características das provas e do veículo

2.1. Regulamento da Fórmula SAE e características básicas das provas

O regulamento não especifica nenhuma restrição com relação ao sistema de transmissão utilizado no veículo. 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.

A pista da prova de aceleração é definida como uma reta plana de 75 m. O máximo tempo aceitável para percorrê-la, segundo o regulamento é de 5,80 s. Entretanto, em 2008, o melhor tempo no Brasil foi de 3,96 s.

O *skip-pad* é uma pista que tem como objetivo avaliar a capacidade do veículo de fazer curvas. É composta por dois círculos tangentes de 9,12 m de raio, formando a figura de um "oito". A largura máxima da pista é de 3,00 m e o máximo tempo aceitável para uma volta é de 6,18 s. Em 2008, os tempos de volta variaram de 5,16 s a 8,34 s.

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. Em 2008, o melhor tempo na competição brasileira foi de 62,73 s, o que representa uma velocidade média de 46 km/h.

A prova de enduro possui aproximadamente 22 km de extensão, divididas em várias voltas. Normalmente, as pistas são semelhantes às de *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. Em 2008, o melhor tempo na competição brasileira foi de 1586,23 s, o que representa uma velocidade média de aproximadamente 50 km/h.

2.2. Características gerais do motor e da caixa de transmissão original

Nesta seção são apresentadas as principais características do *powertrain* do veículo. Ele utiliza o motor do quadriciclo Yamaha YFZ450, modelo 2008. Infelizmente, a Yamaha não fornece dados de potência ou torque deste motor e não foi possível, durante o projeto, testar o motor em um dinamômetro e obter sua curva de torque real com o restritor de ar imposto pelo regulamento. 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).

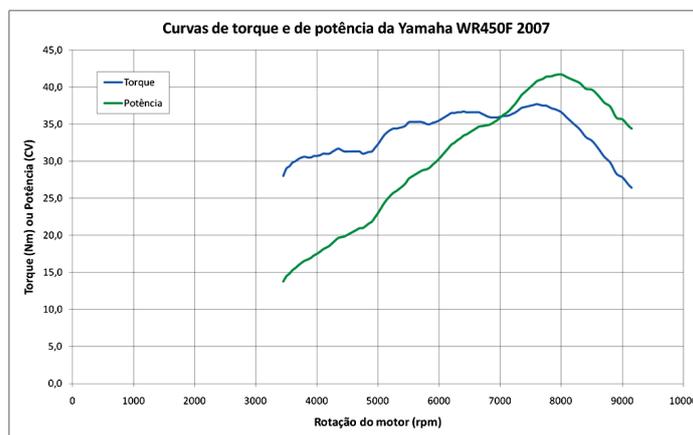


Figura 1. Curvas de torque (azul) e de potência (verde) da motocicleta Yamaha WR450F 2007 (SLIP-ON..., 2009)

O motor é atualmente utilizado com a sua caixa de câmbio original. Segundo Yamaha Motor Corporation (2003), ela é manual, de um único estágio, possui 5 marchas, é seqüencial e conta como mecanismo sincronizador apenas embreagens de dentes. O mecanismo de seleção dos garfos consiste em um came na forma de tambor. As relações de redução da caixa de câmbio são apresentadas na Tab. (1).

3. Estudo de viabilidade

Nesta seção é apresentado o estudo de viabilidade realizado para o projeto. Este foi conduzido utilizando a metodologia proposta por Kaminski (2000). Inicialmente, as necessidades do projeto, já apresentadas na introdução, foram mais bem detalhadas e especificadas. Então, foram estudados os sistemas de transmissão automática mais utilizados em veículo automotores de passeio e de competição. Em seguida, foram propostas alternativas de

configuração para o sistema de transmissão a ser desenvolvido. Por último, foi realizada uma pré-seleção das alternativas mais adequadas.

Tabela 1 – Relações de transmissão da caixa de câmbio original (Yamaha Motor Corporation, 2003)

<i>Tipo de redução</i>	<i>Relação de transmissão</i>
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

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 20:1.
- 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.
- Deve resultar em uma melhora no 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, resulta em uma durabilidade de 2 anos para o sistema.

3.2. Sistemas de transmissão existentes no mercado

As aplicações de sistemas de transmissão normalmente se restringem a alguns poucos tipos. Entretanto, diversas variações tem sido implementadas a estas concepções, proporcionando um grande número de soluções. Foi realizado um estudo sobre os tipos de transmissões utilizados. Nesta seção, são apresentados alguns tipos usuais de sistemas de transmissão, como a transmissão automática convencional, a transmissão de dupla embreagem, a transmissão manual automatizada e as transmissões continuamente variáveis.

3.2.1. Transmissão automática convencional

A transmissão automática convencional é 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 a configuração usual das caixas de câmbio manuais, costuma-se utilizar um conjunto de redutores planetários. As relações de transmissão são dadas por diferentes configurações destes redutores, 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 uma transferência de torque gradual e com escorregamento, no início do movimento do veículo, 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.

3.2.2. Transmissão 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 para as transmissões automáticas convencionais. A sua principal

característica é a capacidade de realizar trocas de marcha sem a interrupção da transmissão de torque, e sem a utilização de um conversor 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.

Por ser tratar de um sistema derivado das caixas de câmbio manuais, a sua eficiência ainda é bastante elevada. Além disso, a potência consumida pelos atuadores para as trocas de marcha nas transmissões automáticas de dupla embreagem é bem menor do 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. A Fórmula 1 também utiliza este tipo de caixa de câmbio, apenas com uma diferença: não são utilizadas embreagens de atrito no sincronizador e, para que a troca de marcha seja realizada, é realizado o ajuste eletrônico da rotação do motor.

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 e 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 de engate de marchas e de acionamento da embreagem já encontradas na caixa de câmbio manual original.

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. Desta forma, o veículo estará com o motor sempre trabalhando em seu ponto de máximo desempenho.

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 em V, de borracha, correias metálicas em V ou até mesmo correntes, conforme os torques transmitidos aumentam. Para que a mudança de relação de transmissão ocorra de maneira automática, utilizam-se atuadores hidráulicos, com unidades de controle eletrônicas, ou sistemas mecânicos sensíveis ao torque resistente e à rotação do eixo de entrada.

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 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. Neste caso, o CVT seria implantado como 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 automática convencionais.

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 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, por trabalhar com faixas de rotação e de potência semelhantes¹, ser uma solução de configuração e manutenção mais simples, e por ser mais leve.

4. Seleção da alternativa e desenvolvimento do projeto

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. (2) 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.

Tabela 2 – Matriz de decisão

Peso	Critério	Alternativas				
		I	II	III	IV	V
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
<i>Média aritmética</i>		5,83	4,86	5,00	2,57	7,14
<i>Média ponderada</i>		7,62	5,38	5,81	3,69	5,56
<i>Adequação</i>		100%	71%	76%	49%	73%

¹ 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.

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.

4.2.1. Modelo do sistema

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 associados.

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, tentam 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. 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). A Fig. (2) apresenta um esquema dos mecanismos presentes nos conjuntos motor (a) e movido (b).

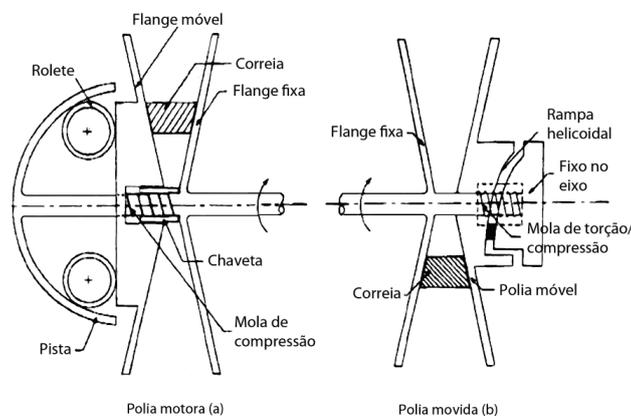


Figura 2. Esquema do sistema de CVT modelado. Adaptado de Oliver et al. (1973)

Oliver et al. (1973), apresenta uma abordagem bastante detalhada do sistema, em condição de equilíbrio, e foi utilizado como base para o modelo apresentado nesta seção. Definidos os parâmetros do sistema, o modelo, a partir do torque aplicado na polia movida e do seu diâmetro primitivo, tem como saída a rotação da polia motora para a qual o haveria um equilíbrio de forças no sistema.

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 :

$$F_n = F_a + F_s \quad (1)$$

Um diagrama de corpo livre da rampa helicoidal é apresentado na Fig. (3). A rampa modelada tem ângulo de hélice constante β e diâmetro D_a . Considerada uma resultante normal à rampa R_a , as forças axial (F_a) e tangencial (F_t) se relacionam por

$$F_a = F_t / \tan \beta \quad (2)$$

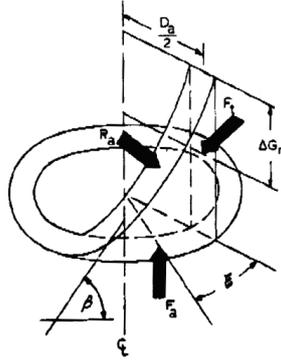


Figura 3. Diagrama de corpo livre da rampa helicoidal do conjunto movido. Adaptado de Oliver et al. (1973)

O balanço de momentos na direção axial 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 metade² do torque na polia é transmitido para a rampa helicoidal.

$$F_t = \frac{(T_1 - T_2) \frac{D_n}{2} + 2 M_n}{D_a} \quad (3)$$

O deslocamento axial ΔG_n da flange móvel da polia, que é a deformação axial da mola de torção/compressão, se relaciona com o diâmetro máximo D_{n0} e o diâmetro primitivo D_n , para um ângulo de canal α , através de

$$\Delta G_n = (D_{n0} - D_n) \tan \alpha / 2 \quad (4)$$

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

$$\tan \beta = \frac{\Delta G_n}{(D_a/2) \xi} \quad (5)$$

O torque na mola de torção/compressão, de constante K_t e sujeita a um pré-torque M_{n0} , pode então ser calculado, resultando em:

$$M_n = M_{n0} + K_t \left(\frac{(D_{n0} - D_n) \tan \alpha / 2}{\left(\frac{D_a}{2}\right) \tan \beta} \right) \quad (6)$$

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

$$F_s = F_{n0} + K_n ((D_{n0} - D_n) \tan \alpha / 2) \quad (7)$$

Worley³ (1955 apud Oliver et al., 1973) apresenta uma equação que relaciona o ângulo de atrito Φ com a força axial na polia movida. O ângulo de atrito é o ângulo entre as velocidades tangencial e real da correia na polia.

$$F_n = (T_1 - T_2) \left(\frac{\cos \frac{\alpha}{2} - \mu \sin \frac{\alpha}{2} \sin \Phi}{2 \mu \cos \Phi} \right) \quad (8)$$

Como a distância entre centros l_{cc} e o comprimento da correia bl são constantes⁴, o diâmetro primitivo D_n da polia movida define o seu ângulo de abraçamento θ_n , o diâmetro primitivo da polia motora D_r e o ângulo de abraçamento θ_r , desta última.

² 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.

³ Worley, W. S. Designing adjustable-speed V-belt drives for farm implements. *SAE Transactions*, [S.l.], v. 63, p. 321-333, 1955.

Worley⁵ (1955 apud Oliver et al., 1973) também propõe uma equação para a razão entre as tensões na correia.

$$\frac{T_1}{T_2} = \exp \left[\frac{\mu \theta_n \cos \Phi}{\mu \cos \frac{\alpha}{2} \sin \Phi + \sin \frac{\alpha}{2}} \right] \quad (9)$$

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

$$T_1 = \frac{(T_1 - T_2)}{1 - 1/(T_1/T_2)} \quad T_2 = T_1 - (T_1 - T_2) \quad (10)$$

Com as tensões na correia conhecidas individualmente, passa-se à polia motora. Worley⁶ (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.

$$F_r = \frac{T_1 \theta_r \left(1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}\right)}{2 \left(\mu + \tan \frac{\alpha}{2}\right)} \quad (11)$$

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

$$\Delta G_r = (D_r - D_{r0}) \tan \frac{\alpha}{2} \quad (12)$$

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} .

$$F_c = F_r + F_{r0} + K_r \left((D_r - D_{r0}) \tan \frac{\alpha}{2} \right) \quad (13)$$

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 e a rotação n_1 (em rpm) do conjunto motor, por

$$F_c = \sum \frac{m_i \left(\frac{\pi n_1}{30}\right)^2 D_c}{2} \quad (14)$$

Como mostrado na Fig. (4), o diâmetro D_c está relacionado com o raio da pista ρ e a posição axial dos centros de massa dos roletes, em relação ao centro da circunferência que dá à pista a sua forma.

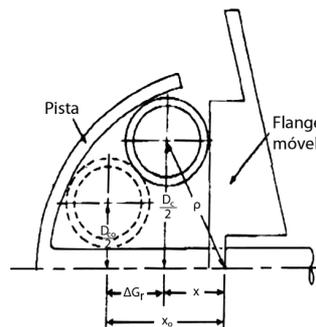


Figura 4. Movimento dos roletes na polia motora. Adaptado de Oliver et al. (1973)

$$\left(\frac{D_c}{2}\right)^2 + x^2 = \rho^2 \quad (15)$$

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

⁴ O comprimento da correia foi assumido constante apesar dele apresentar uma pequena variação com a tensão imposta na correia.

⁵ Worley, W. S. Designing adjustable-speed V-belt drives for farm implements. **SAE Transactions**, [S.l.], v. 63, p. 321-333, 1955.

$$x = x_0 - \Delta G_r \quad (16)$$

$$D_c = 2 \left[\rho^2 - x_0^2 + (D_r - D_{r0}) \left(\tan \frac{\alpha}{2} \right) \left(2 X_0 - (D_r - D_{r0}) \tan \frac{\alpha}{2} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (17)$$

4.2.2. Método de otimização dos parâmetros

O modelo desenvolvido na seção anterior permite a análise do 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, as pré-cargas, o pré-torque, e a massa total do roletes. 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 os correspondentes diâmetro primitivo e torque da polia movida como parâmetros de entrada do modelo de CVT apresentado. A saída do modelo, para cada relação de transmissão, foi a rotação de entrada na qual o sistema estaria em equilíbrio. Definiu-se o erro 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, e 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* incluído no *software*.

5. Conclusões

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 (Ludoph⁶, 1964 apud Oliver et al., 1973), são poucas as publicações acadêmicas ou técnicas que descrevem detalhadamente seu funcionamento ou que apresentam seu equacionamento.

5. Referências

- 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.
- Heisler, H. **Advanced vehicle technology**. 2nd ed. Great Britain: Butterworth-Heinemann, 2002.
- Kaminski, P. C. **Desenvolvendo produtos, planejamento, criatividade e qualidade**. São Paulo: LTC, 2000.
- Oliver, L. R. et al. Design equations for a speed and torque controlled variable ratio V-belt transmission. S.I.: s.n., 1973. SAE Paper, 730003.
- 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.
- Yamaha Motor Company. **YFZ450S service manual**. U.S.A.: [s.n.], 2003.

DEVELOPMENT OF A TRANSMISSION SYSTEM FOR A FORMULA SAE VEHICLE

Jonas Tadeu Silva Malaco Filho

jonasmalacofilho@gmail.com

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.*

⁶ 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.