



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE
CENTRO DE TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DO ESCORREGAMENTO DE UMA
TRANSMISSÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL EM
BANCADA DE TESTE

JOÃO VICTOR MENDES FERREIRA
NATAL- RN, 2020



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE
CENTRO DE TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DO ESCORREGAMENTO DE UMA TRANSMISSÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL EM BANCADA DE TESTE

JOÃO VICTOR MENDES FERREIRA

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao curso de Engenharia
Mecânica da Universidade Federal do
Rio Grande do Norte como parte dos
requisitos para a obtenção do título de
Engenheiro Mecânico, orientado pelo
Prof. Dr. Carlos Magno de Lima.

NATAL - RN

2020



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE
CENTRO DE TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DO ESCORREGAMENTO DE UMA
TRANSMISSÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL EM
BANCADA DE TESTE

JOÃO VICTOR MENDES FERREIRA

Banca Examinadora do Trabalho de Conclusão de Curso

Prof. Dr. Carlos Magno de Lima

Universidade Federal do Rio Grande do Norte - Orientador

Prof. Dr. Ulisses Borges Souto

Universidade Federal do Rio Grande do Norte - Avaliador Interno

Eng. Matteo Celone

Universidade Federal do Rio Grande do Norte - Avaliador Externo

NATAL, 28 de Fevereiro de 2020.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser concluído sem a ajuda de diversas pessoas as quais presto minha homenagem:

Agradeço a meus pais pelo apoio e incentivo na minha formação pessoal e acadêmica.

Aos meus companheiros da equipe Car-kará Baja SAE da UFRN, em especial Pedro Micali, que me ajudaram no desenvolvimento deste trabalho, além de todo o conhecimento adquirido durante os anos em que fiz parte do projeto de extensão.

Ao fundo de investimentos da equipe, o CK4Ever, pelo total suporte financeiro para aquisição dos componentes da bancada.

Ao meu professor orientador, Carlos Magno, pelo apoio e contribuição para a conclusão do trabalho.

Ao Departamento de Engenharia Mecânica (DEM) da UFRN pelo suporte com estrutura, material e equipamentos utilizados para o desenvolvimento do projeto.

Ferreira, J. V. M. **Análise do Escorregamento de uma Transmissão Continuamente Variável em Bancada de Teste.** 2020. 53 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal-RN, 2020.

Resumo

Este trabalho consiste na medição e análise do escorregamento da correia tipo V de borracha da transmissão continuamente variável Gaged GX9 aplicada a um protótipo *off-road* do tipo baja através de uma bancada de testes. As velocidades de rotação do motor e do eixo final, o deslocamento axial da polia movida e a pressão na linha de freio foram definidas como variáveis de entrada. A relação real e geométrica e o escorregamento foram definidos como variáveis de saída. Os dados foram obtidos por um sensor Hall, um potenciômetro rotativo, um sensor de rotação do motor, um manômetro e um sistema de aquisição de dados AiM EVO4. O escorregamento foi analisado em toda a faixa de relação de transmissão do câmbio, onde confirmou-se que relações de transmissão maiores acarretam em maior escorregamento. Também, foi analisada a influência da distância entre eixo na perda de velocidade do sistema, verificando que distâncias maiores amplificam o efeito.

Palavras-chave: Transmissão Continuamente Variável, Escorregamento, Baja SAE

Ferreira, J. V. M. **Slippage Analysis of a Continuously Variable Transmission on Test Bench** 2020. 53 p. Conclusion work project (Graduate in Mechanical Engineering) - Federal University of Rio Grande do Norte, Natal-RN, 2020.

Abstract

This work consists of the slippage measurement and analysis of the Gaged GX9 CVT rubber V-Belt in a test bench applied to a baja type off-road prototype. Engine speed and final shaft speed, axial displacement of the driven pulley and brake line pressure were defined as input variables. The real and geometrical ratio and belt slip were defined as output variables. Data were obtained by a Hall sensor, a rotary potentiometer, an engine speed sensor, a pressure gauge and an AiM EVO4 data acquisition system. Slipping was analyzed over the entire transmission ratio range, where it was confirmed that higher transmission ratios lead to greater slip. Also, the influence of the wheelbase on the speed loss was analyzed, verifying that larger distances amplify the effect.

Keywords: Continuously Variable Transmission, Belt Slip, Baja SAE

Lista de ilustrações

| | |
|---|----|
| Figura 1- Diagramas de Tração-Velocidade..... | 4 |
| Figura 2 – Tipos de CVT | 5 |
| Figura 3 - Câmbio XTRONIC CVT® com polias expansivas e correia de aço | 6 |
| Figura 4 - Comparação entre as curvas de rotação do motor com transmissão manual de 4 marchas (esquerda) e com transmissão continuamente variável (direita) | 7 |
| Figura 5 – Transmissão CVT por polias | 8 |
| Figura 6 – Forças atuantes na correia..... | 10 |
| Figura 7 – Fluxograma de controle e operação do sistema CVT | 11 |
| Figura 8 – Fases de operação da CVT (Curva de Rotação x Velocidade)..... | 11 |
| Figura 9 – Curvas básicas de eficiência em função da relação de transmissão | 13 |
| Figura 10 - Corrente em um condutor na presença de um campo magnético perpendicular..... | 15 |
| Figura 11 - Geração do sinal em pulso pela passagem do material ferromagnético . | 16 |
| Figura 12 - Componentes de um sistema de ignição por magneto | 16 |
| Figura 13 - Detalhes construtivos de um potenciômetro angular | 17 |
| Figura 14 – Pinça de freio do tipo flutuante..... | 18 |
| Figura 15 – Esquema da instrumentação utilizada na bancada de testes | 19 |
| Figura 16 – Motor Briggs & Stratton OHV Vanguard Serie 19 | 20 |
| Figura 17 – Curvas de torque e potência do motor Briggs & Stratton | 20 |
| Figura 18 – Vista explodida da Gaged GX9® | 21 |
| Figura 19 – (a) Componentes do sistema de freio a disco e (b) esforços atuantes no disco de freio..... | 22 |
| Figura 20 – (a) Sensor Hall e (b) sensor instalado na bancada | 24 |
| Figura 21 - (a) Potenciômetro rotativo e (b) sensor instalado na bancada..... | 25 |
| Figura 22 – Chicote elétrico para medição da rotação do motor | 26 |
| Figura 23 – Datalogger AiM EVO4 | 27 |
| Figura 24 – Sistema de aquisição de dados instalada na bancada..... | 27 |
| Figura 25 – Parâmetros geométricos do conjunto correia/polia | 29 |
| Figura 26 – Bancada de teste da transmissão com dimensões gerais (em milímetros) | 32 |
| Figura 27 – Bancada de teste (sistema de freio)..... | 33 |

| | |
|---|----|
| Figura 28 – Raios nominais das polias em função da relação de transmissão | 33 |
| Figura 29 – Raio nominal da polia movida em função do curso do prato móvel | 34 |
| Figura 30 - Comparação entre as curvas de relação de transmissão geométrica em função do curso do prato e curva de relação de transmissão geométrica em função do sinal do sensor | 35 |
| Figura 31 – Calibração do potenciômetro rotativo | 36 |
| Figura 32 - Escorregamento da correia ao longo da troca de relação de transmissão | 37 |
| Figura 33 - Escorregamento para diferentes entre eixos | 38 |

Lista de tabelas

| | |
|--|----|
| Tabela 1 – Especificações da CVT | 21 |
| Tabela 2 - Principais características do sensor Hall | 24 |
| Tabela 3 – Principais características do potenciômetro | 25 |

Sumário

| | |
|--|-----|
| Agradecimentos..... | i |
| Resumo | ii |
| Abstract | iii |
| Lista de ilustrações | iv |
| Lista de tabelas | vi |
| 1 Introdução..... | 1 |
| 1.1 Objetivo geral | 2 |
| 1.2 Objetivo específico | 2 |
| 2 Revisão Bibliográfica | 3 |
| 2.1 Transmissão automotiva | 3 |
| 2.2 Transmissão do tipo CVT | 5 |
| 2.3 Vantagens da CVT | 7 |
| 2.4 Funcionamento..... | 8 |
| 2.5 Perdas de eficiência | 12 |
| 2.6 Sensoriamento | 14 |
| 2.6.1 Sensor Hall | 15 |
| 2.6.2 Sensor de rotação do motor..... | 16 |
| 2.6.3 Potenciômetro rotativo | 17 |
| 2.6.4 Sistema de aquisição de dados | 17 |
| 2.7 Sistema de freio a disco | 18 |
| 3 Metodologia | 19 |
| 3.1 Bancada de testes..... | 19 |
| 3.2 Motor à combustão interna..... | 20 |
| 3.3 CVT | 21 |
| 3.4 Sistema de freio a disco | 22 |
| 3.5 Sensoriamento da bancada de testes | 23 |

| | |
|--|----|
| 3.5.1 Sensor Hall | 23 |
| 3.5.2 Sensor de posição do prato móvel..... | 24 |
| 3.5.3 Sensor de rotação do motor..... | 26 |
| 3.5.4 Sistema de aquisição de dados | 26 |
| 3.6 Variáveis..... | 28 |
| 3.7 Calibração do potenciômetro..... | 29 |
| 3.8 Procedimento do teste..... | 30 |
| 3.9 Considerações..... | 30 |
| 4 Resultados e discussões | 32 |
| 4.1 Bancada de testes..... | 32 |
| 4.2 Resultado da calibração do potenciômetro | 33 |
| 4.3 Validação da aquisição dos dados | 35 |
| 4.4 Medição do escorregamento | 36 |
| 4.5 Escorregamento para diferentes entre eixos | 37 |
| 5 Conclusões..... | 39 |
| 6 Referências | 40 |

1 Introdução

As competições Baja SAE são organizadas pela Sociedade dos Engenheiros Automotivos (SAE - *Society of Automotive Engineers*) e dão oportunidade a graduandos de participarem do projeto de um veículo *off-road*, desde a concepção até a fabricação e validação do protótipo, e apresentarem as análises de engenharia nesses eventos, avaliados através de provas estáticas de projeto e provas dinâmicas. Com isso, os integrantes podem aplicar os conhecimentos de engenharia da graduação na prática e adquirir habilidades inerentes da indústria e da vida profissional em geral. No Brasil, o projeto Baja SAE existe desde 1995, onde a SAE Brasil organiza competições a nível regional e nacional, com a participação de diversas equipes universitárias.

O projeto do veículo deve seguir o regulamento fornecido pela organização e cumprir com as restrições técnicas impostas ao veículo. Uma delas é a utilização do motor Briggs & Stratton OHV Intek série 20 ou Briggs & Stratton OHV Vanguard série 19, ambos com 7,5 kW de potência (SAE BRASIL, 2019). Assim, a padronização da potência na categoria instiga as equipes a projetarem os subsistemas do veículo, como *powertrain*, suspensão e direção, freios, estrutura e eletrônica, de forma a obter a melhor performance possível, garantindo a confiabilidade dos componentes.

Frente a esta competitividade, é válido o foco da equipe Car-kará Baja SAE UFRN na otimização do câmbio CVT (*Continuously Variable Transmission*) devido ao grande potencial de ganho do sistema, objetivando um melhor desempenho longitudinal do veículo. Portanto, uma bancada de teste foi projetada e fabricada para analisar a eficiência da transmissão através do escorregamento da correia.

Assim, a motivação desse estudo é obter dados de eficiência do câmbio e enriquecer os conhecimentos sobre um sistema dinamicamente complexo como a CVT. As análises serão úteis para compreender o comportamento do conjunto e para o desenvolvimento de projetos futuros referentes ao câmbio utilizado pela equipe.

1.1 Objetivo geral

Esse trabalho tem como objetivo geral sistematizar a medição e análise do escorregamento da correia nas polias da CVT através de uma bancada de testes desenvolvida pela equipe, aplicando os conceitos dinâmicos do câmbio CVT.

1.2 Objetivo específico

Para analisar o escorregamento, portanto, a eficiência transmissão de potência do câmbio, este trabalho visa:

- Obter dados de escorregamento da correia em diferentes regiões de operação das polias.
- Analisar a influência da distância entre eixos do conjunto na eficiência da transmissão.

2 Revisão Bibliográfica

A revisão bibliográfica deste trabalho aborda uma breve discussão sobre os aspectos gerais da transmissão automotiva e, mais detalhadamente, sobre transmissões continuamente variáveis e suas vantagens. Também, é abordado como se dão os mecanismos de perda de potência do conjunto polia/correia. Por fim, é revisado o funcionamento e princípios dos sensores utilizados na bancada e do sistema de freio a disco.

2.1 Transmissão automotiva

Apesar do crescente avanço dos carros híbridos e elétricos no mercado automotivo em todo o mundo, a maioria dos automóveis ainda é equipada com motor de combustão interna trabalhando com ignição por centelha ou com os princípios do diesel. As vantagens desses tipos de motores são diversas, incluindo a alta razão potência-peso e relativa alta eficiência, mas existem três desvantagens fundamentais (NAUNHEIMER, 2010).

- Diferente dos motores a vapor e elétricos, motores a combustão interna são incapazes de produzir torque do repouso (rotação zero);
- Os motores de combustão interna apenas oferecem potência máxima a uma determinada velocidade de rotação;
- O consumo de combustível é fortemente dependente do ponto de operação no mapa de performance do motor.

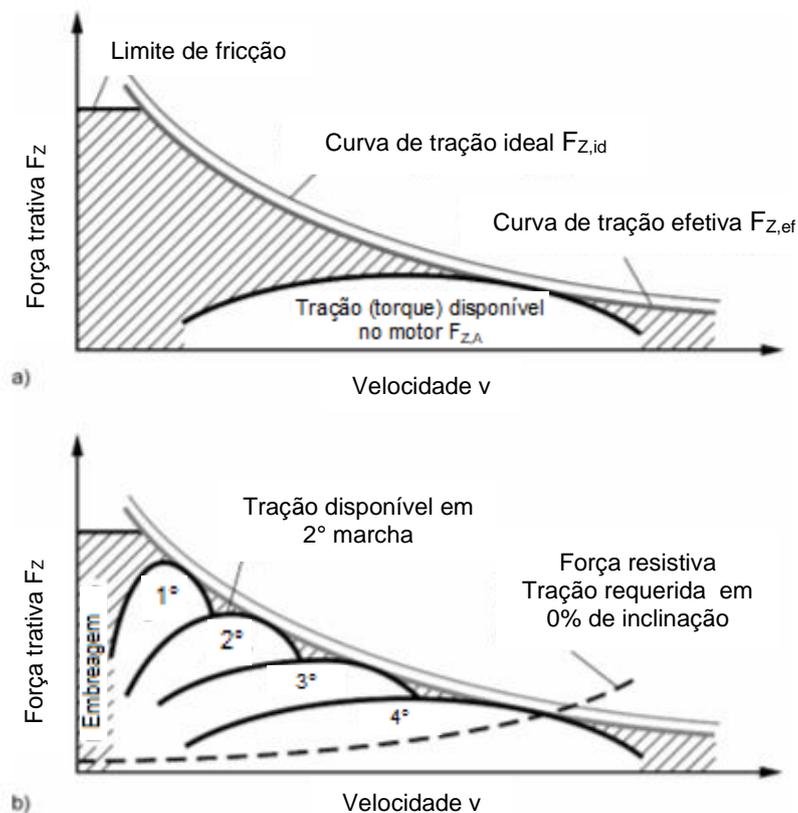
Isso implica em curvas características de desempenho inerentes para cada motor a combustão interna. Essas particularidades exigem um sistema de transmissão que ajuste o torque fornecido pelo motor ao torque requerido pelo veículo.

Com a máxima potência disponível do motor P_{max} e a velocidade do veículo v , a curva (hipérbole) de tração ideal $F_{z,id}$ e a curva de tração efetiva $F_{z,ef}$ podem ser calculadas, de acordo com as equações (NAUNHEIMER, 2010), onde η_{tot} se refere a eficiência global do sistema de potência.

$$F_{z,id} = \frac{P_{max}}{v} \text{ ou } F_{z,ef} = \frac{P_{max}}{v} \cdot \eta_{tot} \quad (1)$$

Portanto, se a potência máxima do motor a plena carga estiver disponível ao longo de todo o intervalo de velocidade, a curva de tração resultante seria a curva cinza da Figura 1a. O perfil da curva de tração de um motor de combustão interna também é mostrado. A capacidade trativa entre os pneus e o solo é limitado pelo limite de atrito. Com isso, pode-se perceber que não é possível utilizar a área sombreada sem um conversor de torque que reajuste o perfil do motor de forma a aproximar o máximo possível da curva de tração ideal (NAUNHEIMER, 2010).

Figura 1- Diagramas de Tração-Velocidade



Fonte: Adaptada de Naunheimer et al. (2010)

Os conversores mais comuns são os que convertem tanto a velocidade quanto o torque, que são os câmbios com engrenagens e câmbio continuamente variáveis. No caso dos conversores com engrenagens, as relações de transmissão discretas permitem que o potencial do motor seja melhor utilizado (redução da região sombreada) e a curva de tração efetiva se iguale a curva ideal em alguns pontos. Portanto, a potência disponível em um motor a combustão interna não pode

ser explorada completamente por um número finito de marchas, como no caso das transmissões manuais e automáticas convencionais (NAUNHEIMER, 2010).

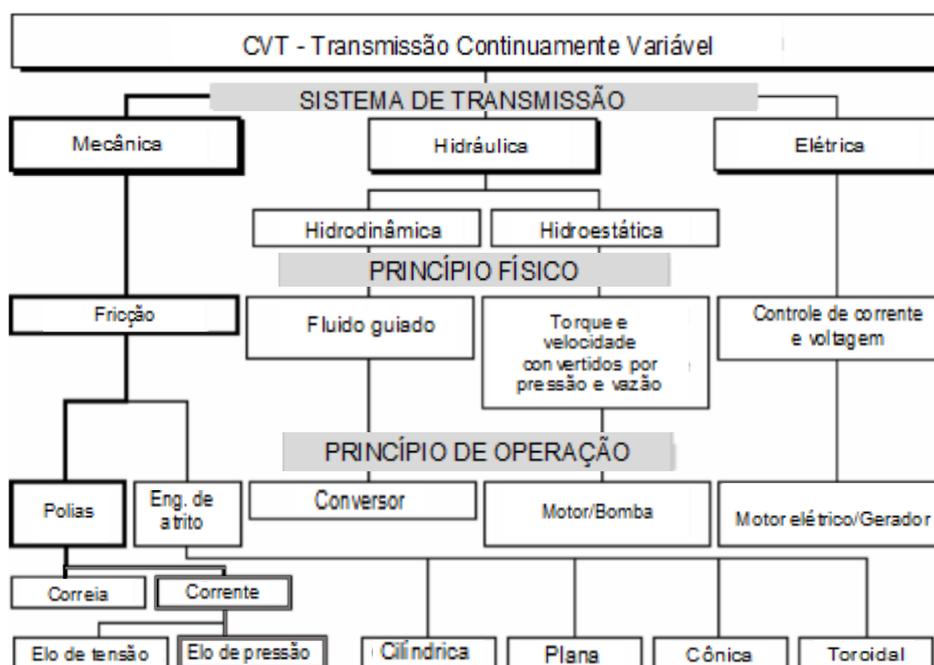
2.2 Transmissão do tipo CVT

Transmissões continuamente variáveis são conversores de torque e velocidade na qual a razão de transmissão pode ser variada de forma contínua sem interrupção no fluxo de potência. Essa característica torna possível o trabalho do motor em pontos ideais de operação, a depender do objetivo do projeto, se está direcionado a economia de combustível ou ao desempenho dinâmico (NAUNHEIMER, 2010).

Câmbios que variam a relação continuamente podem ser controlados automaticamente, e possuem as mesmas vantagens em termos de conforto que as transmissões automáticas. Além disso, são capazes de alterar a rotação do motor independentemente da velocidade do veículo, o que também permite que o motor trabalhe em faixas ou regiões de operação mais satisfatórias, para qualquer condição externa requerida (CROLLA, 2009).

Existem diferentes tipos de configurações e projetos de CVT's, como pode ser visto na Figura 2.

Figura 2 – Tipos de CVT



Fonte: Adaptada de Naunheimer et al. (2010)

Elas podem ser classificadas de acordo o sistema de potência e controle, o princípio físico e o princípio de trabalho (*layout*). Em relação ao sistema de potência e controle, ou seja, o tipo de potência de entrada para a operação do conjunto, as transmissões são classificadas em mecânicas, hidráulicas e elétricas. No que se refere ao princípio físico, a transmissão de potência pode se dá por atrito, pressão de fluido ou controle de voltagem e corrente. Por fim, em relação ao layout da CVT, o câmbio pode ser composto basicamente por polias variáveis, motor/bomba ou gerador/motor elétrico.

O tipo mais comum de câmbio CVT é por polias expansivas e correia. As polias variam seus diâmetros de acordo com a demanda de torque e potência. O elemento que conecta as polias, motora e movida, é a correia. Nos carros comerciais, onde se tem maior torque e potência de entrada, utiliza-se correia reforçada com aço, como mostra a Figura 3. Esses câmbios dispõem de controladores eletromecânicos e hidráulicos para o ajuste das relações de transmissão, comandados por diversos sensores e microprocessadores em um sistema em malha fechada, o que torna o sistema bastante eficiente e complexo.

Figura 3 - Câmbio XTRONIC CVT® com polias expansivas e correia de aço



Fonte: Nissan (2019)

As CVT's são aplicadas com sucesso em muitos sistemas mecânicos com intuito de melhorar a performance global. Em veículos de baixa potência, como as Scooters e Bajas, correias em V de borracha são amplamente utilizadas nas polias

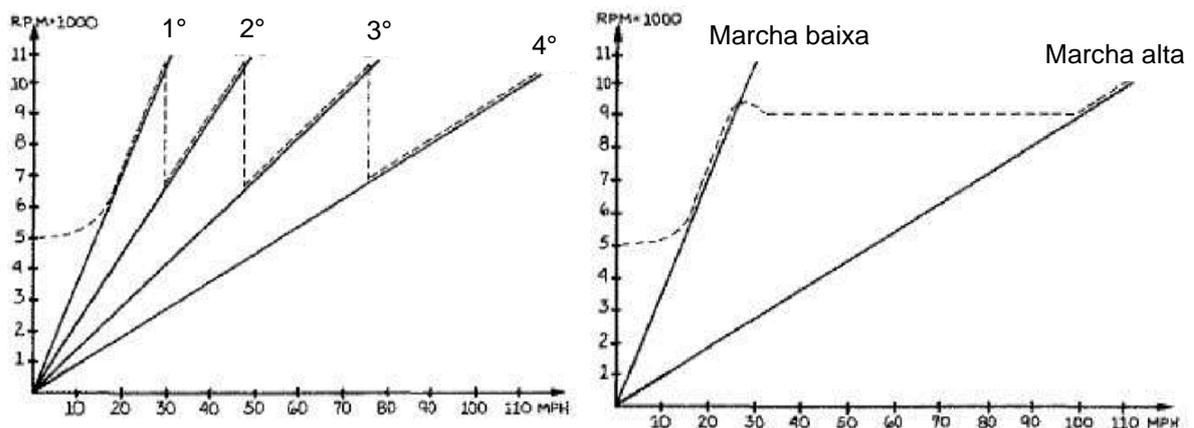
expansivas para a transmissão da potência sob baixas forças de compressão devido ao elevado coeficiente de atrito entre a borracha e o metal dos pratos. Isso torna possível um controle puramente mecânico resultante da cinemática de alguns componentes do sistema, sem a necessidade de potência externa (CAMMALLERI, 2005). Assim, as forças aplicadas na correia devem ser ajustadas pelos parâmetros de projeto do câmbio para que trabalhe de forma mais aproximada da curva ideal ao longo de todo o intervalo de operação.

2.3 Vantagens da CVT

As vantagens de um câmbio CVT estão diretamente relacionadas com o perfil da curva de rotação que o motor assume. Ela utiliza o mesmo intervalo de razão de velocidade que as transmissões convencionais, porém, seu projeto permite que qualquer ponto dentro do *range* de ajustabilidade seja utilizado para manter o motor operando em uma rotação “ótima” ao invés da extensa faixa de rotação dos câmbios convencionais.

Na Figura 4, é possível visualizar o comportamento genérico do motor para cada transmissão utilizada.

Figura 4 - Comparação entre as curvas de rotação do motor com transmissão manual de 4 marchas (esquerda) e com transmissão continuamente variável (direita)



Fonte: Adaptada de Aaen's (2006)

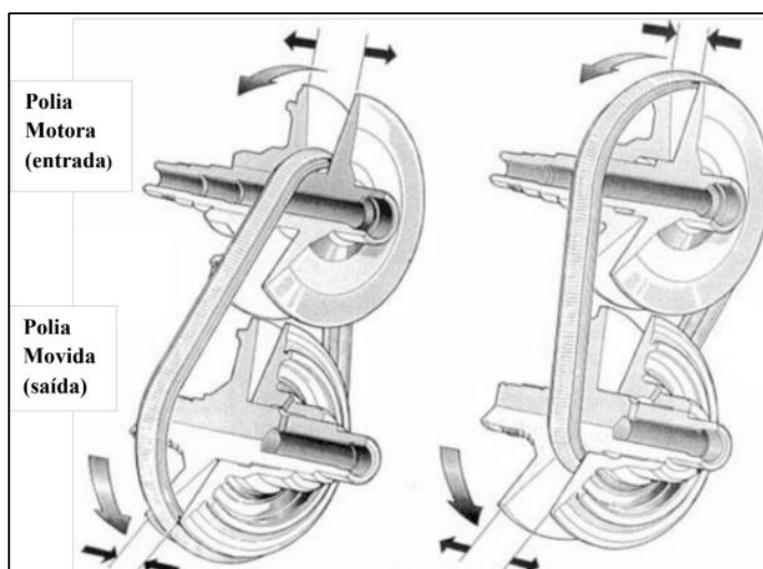
A variedade de relações de transmissão da CVT preenche as lacunas da transmissão escalonada. Dessa forma, o fluxo de potência do motor às rodas não precisa ser interrompido para troca de marcha porque o câmbio cria uma troca

automática e contínua, ou seja, a transmissão se ajusta entre todos os pontos disponíveis de forma fluida e permite que a performance do motor seja constante enquanto o câmbio provê a troca de marcha ininterrupta (DEGREENIA, 2013). Já no câmbio convencional, as marchas escalonadas implicam em pouco tempo de permanência do motor em rotações de maior potência, além da interrupção do fluxo de potência do motor para realizar a troca de marcha.

2.4 Funcionamento

O funcionamento do conjunto do câmbio em questão é puramente mecânico, e se dá através de diversos mecanismos nas polias. O câmbio funciona de acordo com a rotação do motor, velocidade do veículo e cargas resistivas. Sua configuração geral é mostrada na Figura 5.

Figura 5 – Transmissão CVT por polias



Fonte: Adaptada de Helms (2013)

O acionador da polia motora consiste de roletes submetidos à aceleração centrífuga que são empurrados contra rampas com um perfil particular. O resultado é uma polia sensível a rotação onde o aumento da velocidade rotacional provoca o movimento axial do prato móvel. Já o elemento acionador da polia movida consiste de uma mola de torção e de guias helicoidais, conhecidos como cames, onde outros roletes percorrem, convertendo o torque de saída em força axial no prato móvel. O resultado é uma polia sensível ao torque onde o aumento do torque resistivo no eixo

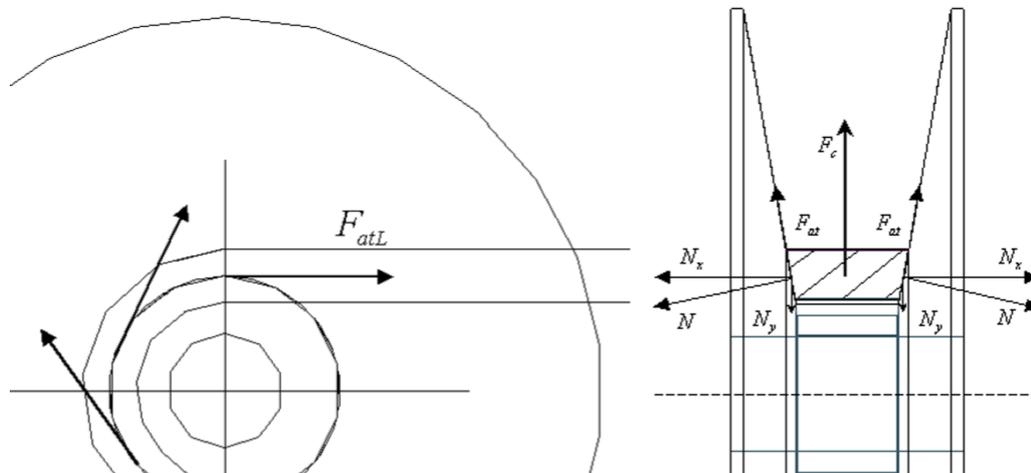
força o prato móvel a fechar e, conseqüentemente, aumentar o raio efetivo da polia. Esses componentes atuam de forma conjunta, e, em equilíbrio, todas as forças e torques são balanceados e determinam um ponto de operação particular do câmbio. No fim, tem-se um sistema com auto ajuste que se altera em função da velocidade do eixo de entrada, geralmente o próprio motor, e do torque resistivo proveniente do *driveline* (CAMMALLERI, 2005).

A partir da descrição geral do funcionamento do sistema, pode-se descrever mais detalhadamente o funcionamento do conjunto. A polia motora constitui-se de um prato fixo e um móvel, e um mecanismo ativador que gerencia o movimento e, conseqüentemente, a força de compressão da correia para a transmissão da potência. Esse mecanismo é um conjunto de massas em um braço articulado sujeitas a força centrífuga e uma rampa que decompõe essa força na direção axial do prato móvel. Além disso, uma mola de compressão é instalada para operar de forma contrária ao mecanismo, fazendo o prato móvel se distanciar do prato fixo e a correia atingir um raio efetivo menor. Segundo Aaen's (2006), a principal função da polia motora é controlar a rotação do motor em todas as relações de transmissão.

Assim como a motora, a polia movida possui um prato fixo e um móvel. Potência é transferida da polia motora a polia movida pela correia. Para que ocorra a transferência, deve haver força lateral suficiente dos pratos sobre a correia em qualquer relação de transmissão para evitar o derrapamento (AAEN'S, 2006). A força necessária para manter a correia aderida a superfície do prato varia ao longo da mudança de relação, e não considerar essa variável acarreta em perda de potência. Em relações de transmissão mais elevadas é necessária mais força lateral do que em relações menores, pelo fato de que na primeira situação é transmitido mais torque. Portanto, a principal função da polia movida é fornecer pressão suficiente sobre a correia para permitir a transmissão da potência.

Apesar de se analisar cada polia separadamente em termos de forças de compressão da correia, o sistema da CVT funciona de forma conjunta. A correia é o elemento responsável por transmitir o torque do motor à polia movida e o arranjo das forças em cada polia vai determinar o comportamento do câmbio. As forças atuantes na correia pelo contato com as superfícies da polia são mostradas na Figura 6.

Figura 6 – Forças atuantes na correia



Fonte: Albuquerque (2003)

N - Força de reação normal da força de acionamento.

N_x - Força de reação resultante axial no eixo horizontal x da força de acionamento.

N_y - Força de reação resultante radial no eixo vertical y da força de acionamento.

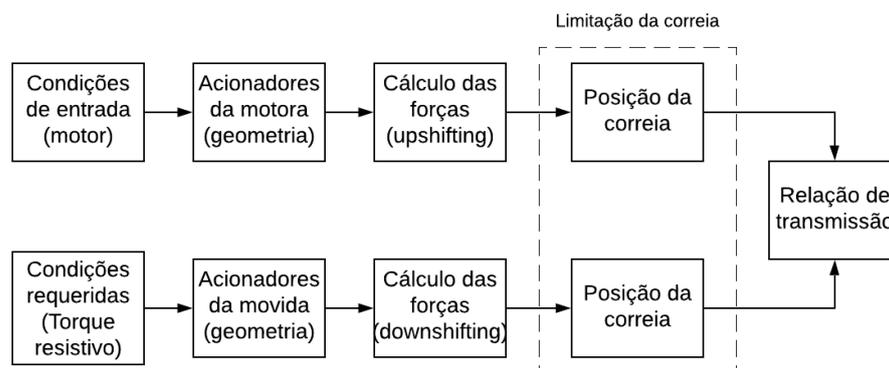
F_c - Força de inércia da correia de deslocamento no sentido radial.

F_{at} - Força de atrito contrária ao deslizamento da correia no sentido radial.

F_{atL} - Força de atrito contrária ao deslizamento da correia no sentido longitudinal de contato no ângulo de abraçamento da correia nas polias.

O fluxograma presente na Figura 7 representa a dinâmica simplificada da operação e controle do conjunto variável.

Figura 7 – Fluxograma de controle e operação do sistema CVT

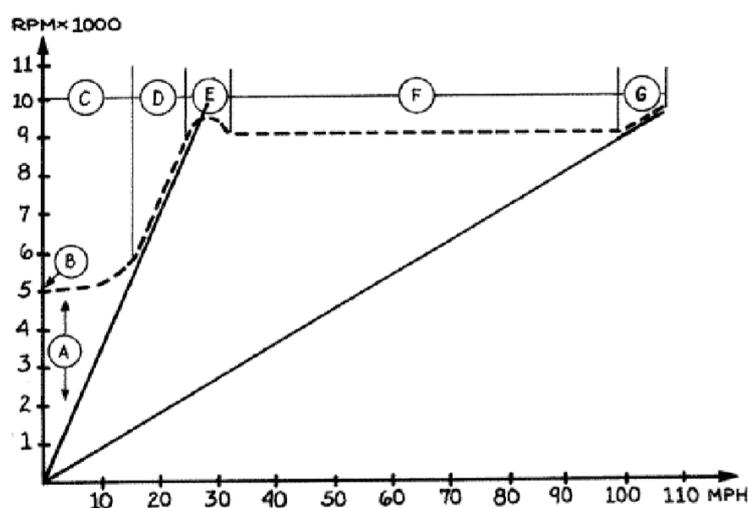


Fonte: Elaborada pelo autor

As forças que regem as mudanças de relação de transmissão da CVT são classificadas por forças de *upshifting* e forças de *downshifting*. Elas são basicamente o arranjo ou combinação de todas as forças provenientes dos parâmetros de ajuste que provocam a diminuição da relação de transmissão (desenvolvimento do câmbio) e o aumento da relação (redução), respectivamente.

A variação da relação de transmissão de um câmbio CVT, quando sujeito a essas forças, pode ser visualizada pela curva de rotação do motor da Figura 8, destacando-se as diferentes fases de operação.

Figura 8 – Fases de operação da CVT (Curva de Rotação x Velocidade)



Fonte: Aaen's (2006)

Primeiramente, com o motor em marcha lenta, a polia motora gira livremente, pois a força centrífuga dos roletes ainda não ultrapassou a pré tensão da mola de compressão e é representada pela região A da curva. Ao atingir a rotação de engatamento (ponto B), a polia motora se acopla a correia, transmitindo torque de forma gradativa, semelhante a um sistema de embreagem, representada pela região C. Assim, a rotação do motor aumenta com o câmbio na relação de transmissão máxima (região D) e o veículo acelera na marcha mais reduzida, pois a força lateral aplicada na correia pela polia motora ainda não é suficiente para superar a pressão exercida pela polia movida. Ao atingir determinada rotação, chamada de *shifting speed*, a força lateral da polia motora é alta o suficiente para superar a resistência a abertura da polia movida, fazendo o câmbio mudar de relação de transmissão (região E e F). Com a diminuição da pressão lateral na polia movida, as polias variam seus diâmetros até um limite e o conjunto entra em *overdrive*, ou seja, o câmbio está em sua relação mínima e a rotação do motor irá aumentar ao longo da linha de marcha alta (região G).

2.5 Perdas de eficiência

As transmissões continuamente variáveis estão em desenvolvimento desde os primórdios da indústria automobilística, mas só recentemente vêm ganhando espaço no mercado automotivo. A impopularidade desse câmbio se deve a alguns fatores, que incluem a confiabilidade, peso e custo, mas a principal desvantagem está na baixa eficiência das CVT's em relação aos câmbios com engrenagens. Perdas em sistemas com engrenagens ocorrem devido ao atrito entre os dentes, o que se reflete em um torque resistivo requerido para girar os componentes, ou seja, em um par de engrenagens, o torque de saída será menor que o de entrada, porém a razão de velocidade será mantida para a velocidade de saída. Já no câmbio CVT, haverá tanto perda de velocidade entre a entrada e saída quanto perda de torque, assim a velocidade e torque de saída serão menores que os ideais (CROLLA, 2009).

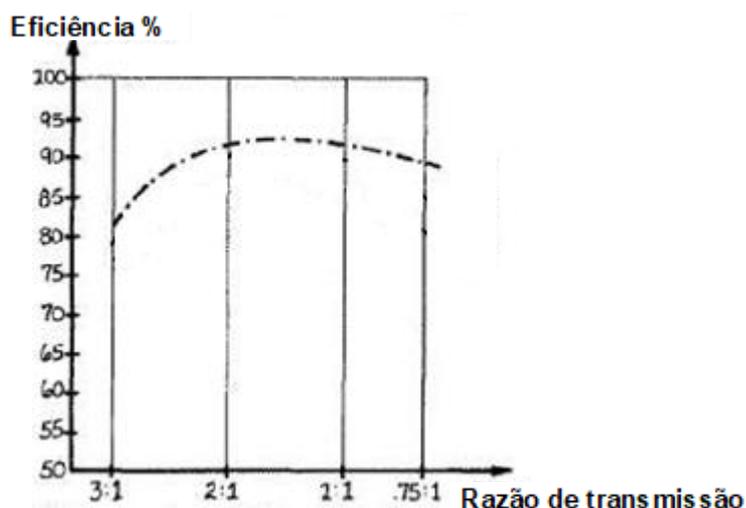
Através de um estudo experimental, Chen, Lee e Sung (1998) definiram as perdas de torque e velocidade como os mecanismos de perda de potência de uma CVT com correia de borracha tipo V. Durante a transmissão de potência, a correia se submete a deformação cíclica de compressão e tração enquanto contorna as polias. Isso resulta em perda de torque devido a histerese de flexão que depende

das propriedades elásticas e da magnitude dos esforços de flexão na correia. Os movimentos radiais da correia nos pratos durante as mudanças de razão de transmissão consomem potência adicional para superar as forças de fricção, resultando em perda de torque.

A área de contato é uma medição física do ângulo de contato (abraçamento) entre a correia e as superfícies dos pratos multiplicada pela espessura da correia. A seção transversal da correia é constante, mas o ângulo de contato de ambas as polias varia. A alteração desse ângulo, logo da área de contato, é crítica para o entendimento do *tuning* do câmbio e exige que o sistema CVT varie continuamente a quantidade de força sendo aplicada na correia pelos pratos da polia motora e movida.

Dessa forma, a eficiência depende da relação de transmissão em que a CVT está operando, conforme Figura 9. Segundo Aaen's (2006), em relações maiores, a velocidade da correia é relativamente baixa, mas o raio nominal na polia motora é pequeno e a tensão na correia é alta, resultando em baixa eficiência. À medida que se aproxima da relação de 1:1, os raios nominais nas polias se tornam maiores e a tensão na correia diminui, aumentando a eficiência. Quando a transmissão entra em *overdrive*, a velocidade da correia é alta e o raio na movida se torna cada vez menor, afetando novamente na eficiência, apesar da tensão menor.

Figura 9 – Curvas básicas de eficiência em função da relação de transmissão



Fonte: Adaptada de Aaen's (2006)

Segundo Zhu *et al.* (2010), a variação da eficiência da CVT em relação a razão de velocidades do câmbio pode ser explicada pelo fenômeno da histerese. Um raio nominal pequeno resulta em uma severa flexão da correia, o que acarreta em perda de potência. Em relações de transmissões próximas a 1:1, o grau de flexão diminui e a eficiência aumenta.

Ainda, de acordo com Bonsen *et al.* (2003), a eficiência do câmbio CVT depende tanto da relação de transmissão quanto da pressão lateral exercida na correia. Analisando a eficiência aplicando diferentes pressões na correia, concluiu-se que o aumento da força lateral, também chamada de forças de agarramento, gera maior deslizamento da correia.

2.6 Sensoriamento

Sensor é o termo empregado para designar dispositivos sensíveis a alguma forma de energia do ambiente, seja ela luminosa, térmica, cinética, relacionando informações sobre uma grandeza que precisa ser medida, como temperatura, pressão, velocidade, corrente, posição, etc (THOMAZINI, 2011). O transdutor engloba o sensor e todos os circuitos de interface, sendo o sensor responsável pela detecção da variável física de interesse e o transdutor pela conversão do sinal de uma forma física para outra correspondente.

Norton (1989) diz que um sistema eletrônico básico consiste em:

- Transdutor, que converte o que está sendo medido, como uma propriedade, uma quantidade ou uma condição, em um sinal elétrico de saída útil.
- Condicionador de sinais, que converte a saída do transdutor em um tipo de sinal elétrico que o dispositivo de Interface Homem-Máquina irá aceitar.
- Interface Homem-Máquina (IHM), que exhibe a informação sobre o que está sendo medido.
- Fonte de potência, que alimenta o condicionador de sinais e os transdutores, exceto alguns tipos, com a voltagens solicitadas.

Os sensores podem ser classificados pelo tipo de sinal de saída. Sensores analógicos podem assumir qualquer valor no seu sinal dentro de sua faixa de operação, ou seja, possuem uma saída contínua. Temperatura, pressão, força e luminosidade são algumas grandezas físicas desse tipo. Já, os sensores digitais podem assumir apenas dois valores na sua saída, que podem ser interpretados

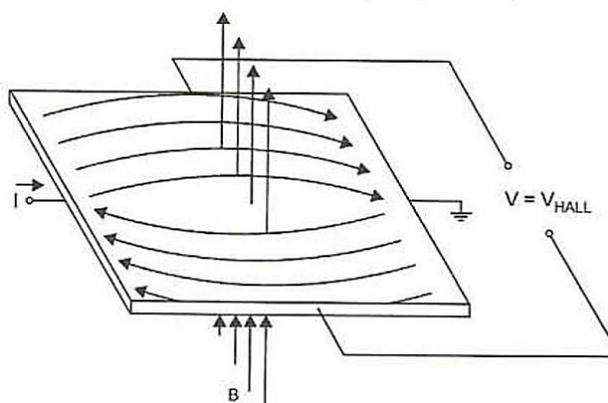
como zero e um. Como não existem naturalmente grandezas físicas que assumam esses valores, eles são convertidos pelo circuito eletrônico do transdutor. A frequência dos pulsos de sinais digitais pode informar quantitativamente a grandeza medida (THOMAZINI, 2011).

2.6.1 Sensor Hall

Uma das principais aplicações do sensor Hall é no meio automotivo, para a medição de velocidade de eixos e rodas, calcular o tempo de ignição de motores de combustão interna e o uso em sistema de Freio ABS (*Anti-lock Braking System*).

O sensor Hall é um transdutor sem contato que converte sinal magnético em sinal elétrico. O sensor funciona pelo princípio do efeito *hall*, onde um fluxo de elétrons em um condutor é perturbado pela aplicação de um campo magnético \vec{B} e a resposta é a variação da tensão de saída (Figura 10). Consiste basicamente de um semicondutor do tipo-P por onde passa uma corrente contínua.

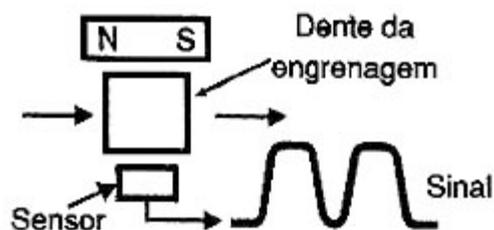
Figura 10 - Corrente em um condutor na presença de um campo magnético perpendicular



Fonte: Thomazini (2011)

Quando as linhas do campo magnético do ímã permanente são alteradas por algum material ferromagnético e o fluxo magnético excede um valor pré-definido, o comparador Schmitt altera o estado para ativo ou inativo, contabilizando as voltas (Figura 11). Este tipo de sensor é denominado sensor Hall digital, diferentemente dos analógicos, onde a tensão de saída é proporcional ao campo magnético.

Figura 11 - Geração do sinal em pulso pela passagem do material ferromagnético



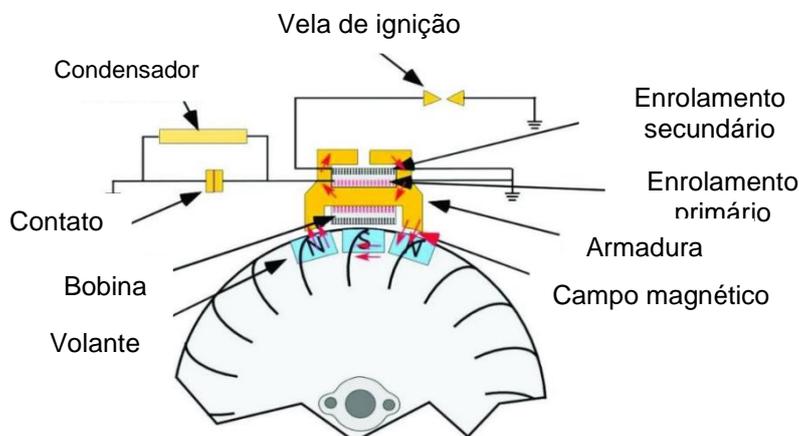
Fonte: Wikipédia (2018)

2.6.2 Sensor de rotação do motor

A ignição por magneto foi um dos primeiros sistemas de ignição de motores a combustão interna e consiste na produção de corrente elétrica, em forma de pulsos periódicos, a partir de um campo magnético móvel. O sistema de ignição do motor consiste de uma bobina de ignição ou armadura, ímã no volante do motor, cabo de vela e uma vela de ignição do tipo resistiva. Ele pode ser dividido em 3 partes: circuito magnético (ímã permanente), circuito elétrico primário e secundário.

O movimento do ímã fixo ao volante do motor pela bobina induz uma corrente no bobinado primário. Quando o magneto se aproxima da bobina, a corrente flui através da bobina primária e produz linhas de força magnética que atravessam o enrolamento secundário, induzindo uma força eletromotriz. Quando o magneto se afasta, o campo magnético sobre o enrolamento primário entra em colapso, levando o enrolamento secundário a ser atravessado pelas linhas de força (IAC, 2002)

Figura 12 - Componentes de um sistema de ignição por magneto



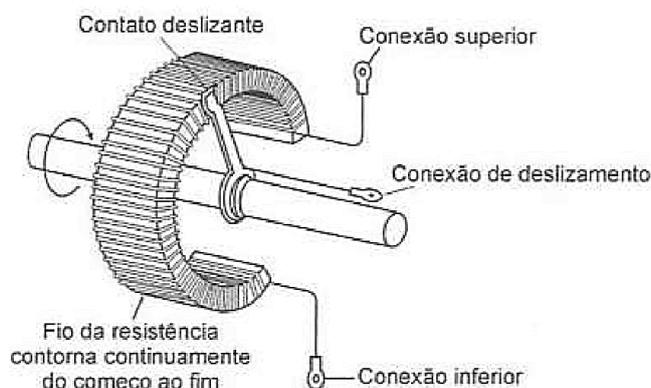
Fonte: O'Clair (2011)

A medição da rotação, geralmente do eixo virabrequim do motor, é feita através da bobina de baixa tensão. Um cabo conector transmite os pulsos de corrente a um circuito que irá realizar o condicionamento dos sinais.

2.6.3 Potenciômetro rotativo

Transdutores potenciométricos de posição são dispositivos simples onde um contato deslizante fixo a um eixo (isolado eletricamente) se movimenta ao longo de um elemento resistivo (Figura 13). O sinal de saída é uma fração da voltagem de excitação proporcional ao deslocamento entre os terminais (NORTON, 1989).

Figura 13 - Detalhes construtivos de um potenciômetro angular



Fonte: Thomazini (2011)

O alcance de funcionamento, a resistência total e a tolerância de resistência são especificações importantes de um potenciômetro. A precisão e linearidade são avaliadas como uma porcentagem do fundo de escala, ou seja, do valor máximo que determinado sensor pode medir (THOMAZINI, 2011).

2.6.4 Sistema de aquisição de dados

A aquisição de dados, também conhecida por DAQ, é o processo de medição de um fenômeno elétrico ou físico com o auxílio de um computador. O sistema é composto basicamente pelos sensores, *hardware* de aquisição e computador com *software* programável.

O *hardware* atua como a interface entre o computador e os sinais dos sensores, já que ele realiza o condicionamento dos sinais, a conversão analógico-

digital para que o computador possa interpretá-los e o barramento com a máquina, para a transmissão de dados e configurações.

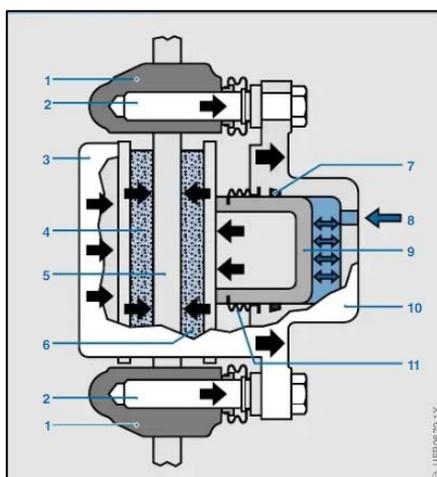
O software programável controla a operação do dispositivo DAQ e é usado para o processamento, visualização e armazenamento dos dados de medição, facilitando a interação entre o computador e o usuário na aquisição, análise e apresentação dos dados.

2.7 Sistema de freio a disco

A aplicação de uma força resistiva de frenagem no sistema é essencial para a realização do ensaio. Portanto, o funcionamento de um sistema de freios a disco, utilizado na bancada, será explicado de forma breve a seguir.

A pinça de freio flutuante aplica força nas pastilhas de freio através da pressão hidráulica pelo cilindro mestre, como mostra a Figura 14. Quando o freio é acionado, pressão hidráulica do cilindro mestre atua através do canal de alimentação (8) no pistão (9) que se move para fora da pinça e pressiona diretamente a pastilha interna (6) contra o disco de freio (5). Como a pressão do fluido atua com uma força igual contra o pistão e a pinça (10), a pinça flutuante é empurrada na direção contrária ao pistão. A pinça então desliza nos pinos guia (2) e puxa a pastilha externa (4) contra o disco. Assim, ambas as pastilhas são pressionadas contra o disco com intensidade de força igual. Quando o freio é liberado, o retentor elástico (7) do pistão puxa o pistão de volta a sua posição original (REIF, 2014).

Figura 14 – Pinça de freio do tipo flutuante



Fonte: Reif (2014)

3 Metodologia

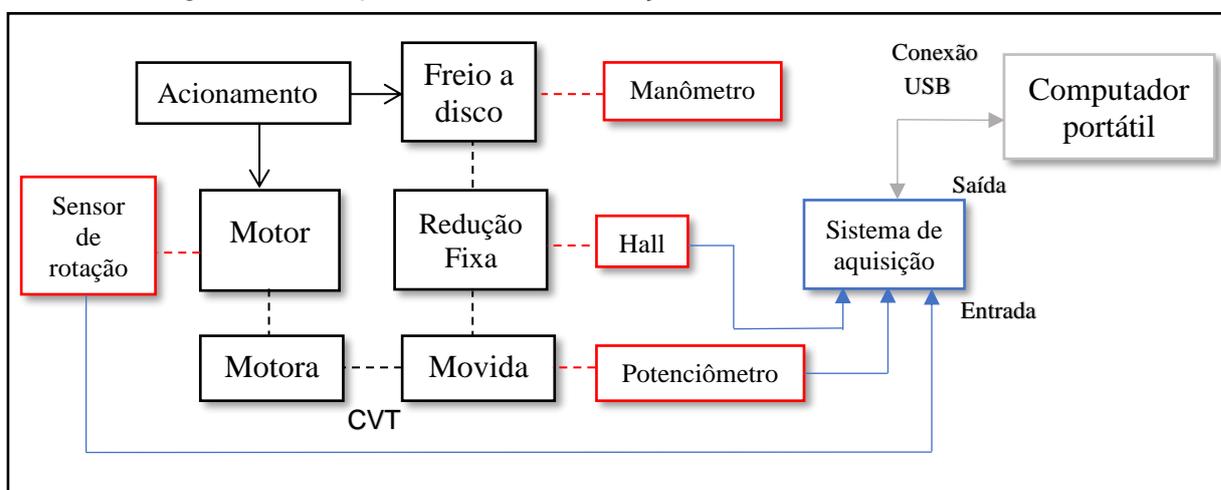
Este capítulo abordará os materiais e métodos utilizados para a elaboração de uma bancada de testes para mensurar o escorregamento da correia em um sistema de transmissão continuamente variável. Será apresentada a instrumentação utilizada, além de explicar o procedimento para a realização dos ensaios, com a apresentação das variáveis de entrada e saída e as considerações assumidas.

3.1 Bancada de testes

Como dito anteriormente, a eficiência da transmissão por correia está relacionada com o escorregamento da correia sobre as superfícies das polias. O movimento relativo entre os dois elementos reduz a velocidade de saída da polia movida, além de aumentar a temperatura de trabalho do conjunto, o que diminui a vida útil da correia e seu desempenho. Assim, foi projetada e desenvolvida uma bancada para a medição do escorregamento da correia, expressa pelo fator de escorregamento ou coeficiente de aderência.

A bancada é apresentada, de forma esquematizada, pela Figura 15, que demonstra os componentes mecânicos (preto), os elementos sensores (vermelho), o sistema e chicote elétrico de aquisição (azul) e fluxo de saída de dados e conexão com computador via USB (cinza). A disposição dos elementos mecânicos é semelhante ao *layout* do subsistema do trem de força utilizado no protótipo da equipe.

Figura 15 – Esquema da instrumentação utilizada na bancada de testes



Fonte: Elaborada pelo autor

A estrutura da bancada é feita de chapas de aço SAE 1020 dobradas a 90° (cantoneiras) com 3 mm de espessura. O motor é fixado em um guia para permitir a variação da distância entre eixos das polias em até 50 mm.

3.2 Motor à combustão interna

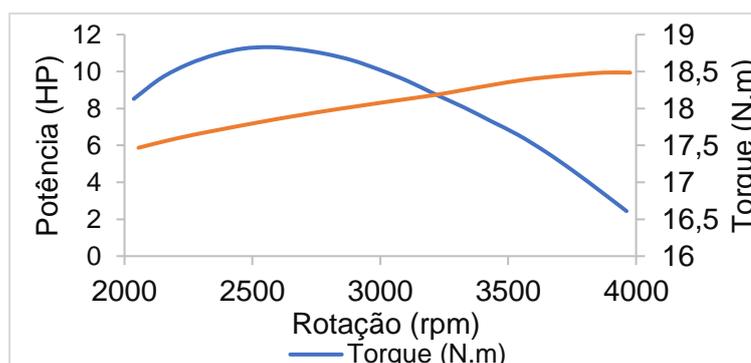
O elemento motor utilizado foi o modelo Briggs & Stratton OHV Vanguard série 19 (Figura 16), de 305 cilindradas e potência máxima de 10 HP. O torque máximo é 18,7 N.m a aproximadamente 2700 rpm (BRIGGS, 2019) e sua curva de torque e potência é mostrada na Figura 16. O motor é padronizado pelo regulamento técnico da competição e a alteração de alguns parâmetros ou peças, como razão de compressão e vela de ignição, não são permitidos (SAE BRASIL, 2019). O governador mecânico do motor foi ajustado para rotação em marcha lenta de 1750 rpm e limitada para rotação máxima de 4000 rpm.

Figura 16 – Motor Briggs & Stratton OHV Vanguard Serie 19



Fonte: Briggs (2019)

Figura 17 – Curvas de torque e potência do motor Briggs & Stratton



Fonte: Adaptada de Briggs (2019)

3.3 CVT

O modelo de CVT utilizado é a *Gaged GX9®*, desenvolvida e fabricada pela empresa norte americana *Gaged Engineering, Inc.* Os pratos das polias são fabricados em liga de alumínio, sendo as superfícies dos pratos da movida anodizadas afim de minimizar o desgaste. A correia é de borracha e reforçada com fibra. Na Tabela 1 consta algumas especificações do conjunto

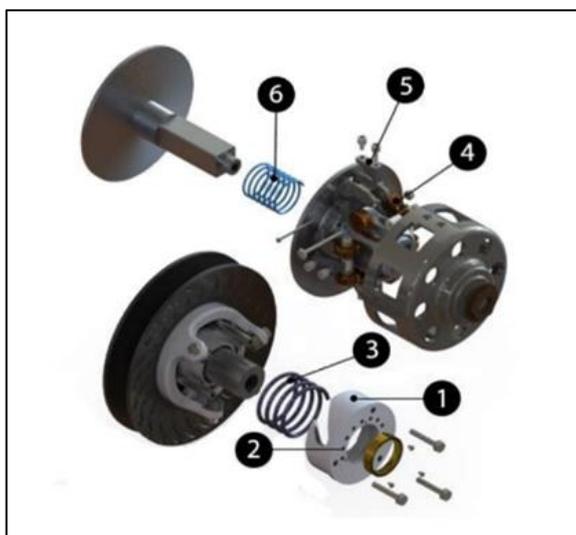
Tabela 1 – Especificações da CVT

| Gaged GX9® | |
|-----------------------------|------------|
| Razão de transmissão máx. | 3,9:1 |
| Razão de transmissão mín. | 0,9:1 |
| Nº de parâmetros ajustáveis | 6 |
| Correia | Enduro 100 |

Fonte: Gaged Engineering (2019)

Como mostrado na Figura 17, o modelo *Gaged GX9®* possui 6 parâmetros ajustáveis, sendo eles: came (1), pré carga (2), mola de torção (3), pesos do rolete (4), rampa (5) e mola de compressão (6).

Figura 18 – Vista explodida da *Gaged GX9®*



Fonte: Equipe Car-kará Baja SAE

A polia motora é acoplada ao eixo do motor e a polia movida ao eixo primário da caixa de redução. A redução fixa é composta por dois estágios de

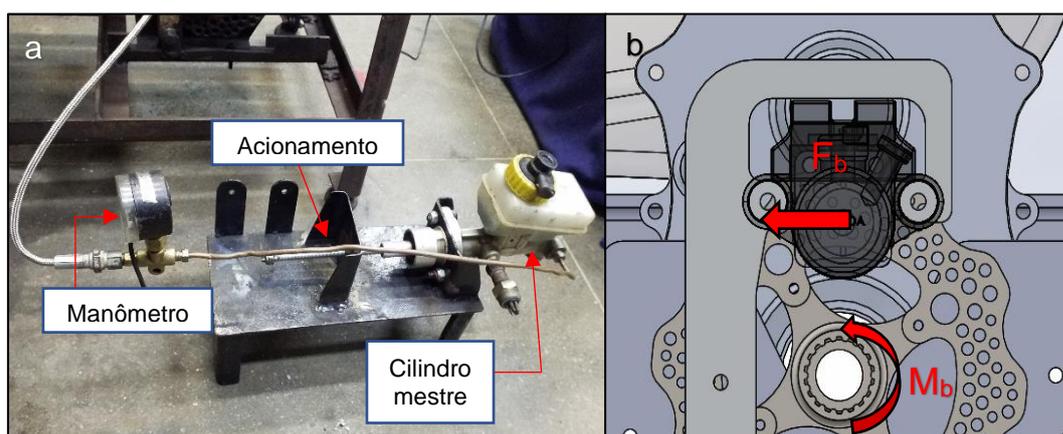
redução, ou seja, dois pares de engrenagens. As engrenagens são cilíndricas de dentes retos. A caixa foi utilizada, pois assim, não foi necessário a fabricação ou aquisição de novos componentes mecânicos, como mancais de rolamento e eixos de transmissão.

3.4 Sistema de freio a disco

O escorregamento da correia é dependente da resistência a que lhe é imposta. O torque resistivo aplicado ao eixo final é convertido em força axial nos pratos da polia movida através do came, de forma a expulsar a correia do prato e trabalhar com relações de transmissão maiores. Se a carga for elevada, o atrito entre a correia e a polia não é suficiente para transmitir 100% da velocidade da correia e ela sai do regime de atrito estático e começa a trabalhar no regime de atrito dinâmico, ocorrendo o deslizamento.

Para exercer a resistência mecânica no sistema, foi instalado o freio a disco com pinça flutuante. A pressão do fluido de freio foi medida por um manômetro do tipo Bourdon e seu valor foi parametrizado para a realização dos testes.

Figura 19 – (a) Componentes do sistema de freio a disco e (b) esforços atuantes no disco de freio.



Fonte: Elaborada pelo autor

Foi utilizado o cilindro mestre de duplo êmbolo da Volkswagen Polo® e pinça de freio do tipo flutuante Honda CG 150® com pastilhas semi metálicas. Uma linha rígida de cobre e uma flexível de aço inoxidável foram utilizadas e o manômetro conectado entre as duas através de uma conexão em T. O acionamento do cilindro

mestre se deu por parafuso M8, que, quando rosqueado no suporte, varia o curso da haste do cilindro e mantém constante a pressão na linha. A Figura 19b demonstra a força aplicada no disco pelas pastilhas (força de frenagem F_b) e o torque aplicado ao eixo final (M_b).

Considerou-se a pressão do fluido de freio como parâmetro da força de frenagem. A pressão foi monitorada durante a realização dos ensaios para que permanecesse constante. Após alguns testes, foi verificado que a pressão de 40 psi (2,75 bar) na linha de freio era suficiente para gerar resistência adequada ao sistema sem comprometer a integridade dos componentes do sistema de freio, principalmente o desgaste das pastilhas semi metálicas.

3.5 Sensoriamento da bancada de testes

A bancada dispõe de sensores para obtenção dos dados de rotação do motor, rotação do eixo final e posição do prato móvel da polia movida. O condicionamento dos sinais é realizado por um *datalogger* comercial.

3.5.1 Sensor Hall

O sensor Hall foi instalado de forma ao elemento sensor esteja alinhado na lateral do disco para sofrer a perturbação com a passagem das cristas do disco (Figura 20b). No caso do disco de freio conectado ao eixo final, há 12 cristas no componente. Ao gerar 12 pulsos no sinal, uma volta é contabilizada e a velocidade do eixo final da caixa de redução é obtida. É necessário multiplicar pelo valor da redução fixa para se obter a velocidade do eixo primário, onde a polia movida está acoplada. Portanto, o transdutor é responsável pela medição da velocidade do eixo final, denominada por N_f .

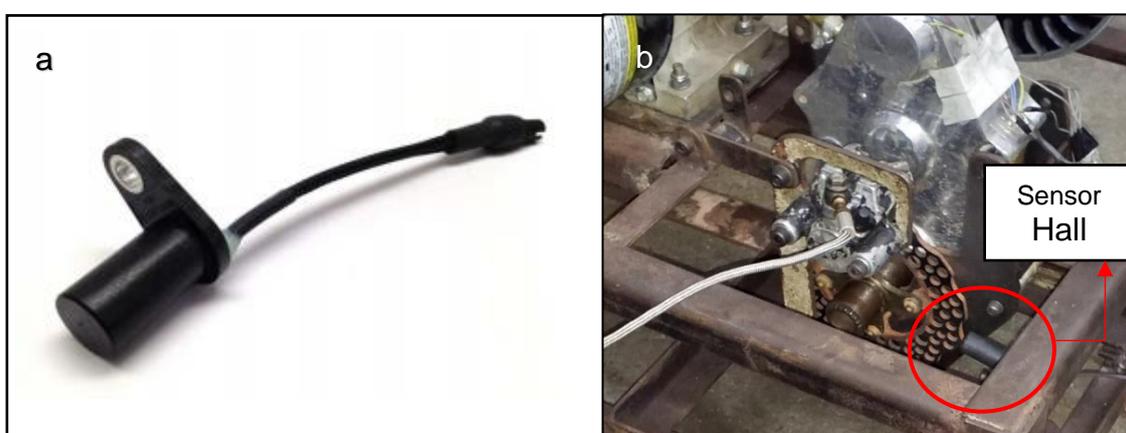
O conector contém 4 pinos, sendo 2 para alimentação (GND e $V_{bateria}$), 1 para o sinal de velocidade e o último não é conectado. Algumas características do sensor são mostradas na Tabela 2.

Tabela 2 - Principais características do sensor Hall

| | |
|-------------------------------|----------------|
| Marca | AiM Sportline® |
| Voltagem de alimentação | 4,5 – 24 VDC |
| Tipo de sinal de saída | Pulso 0-5 V |
| Frequência de operação máxima | 100 kHz |
| Distância de sensibilidade | 0,5 – 2 mm |

Fonte: AiM (2019)

Figura 20 – (a) Sensor Hall e (b) sensor instalado na bancada



Fonte: (a) AiM (2019) e (b) elaborada pelo autor

A rotação do eixo final, obtido pelo sensor Hall, foi validada pelo tacômetro digital foto/contato Minipa MDT-2238, com resolução de 1 rpm e precisão de $\pm 0,05\%$ da leitura mais um dígito menos significativo.

3.5.2 Sensor de posição do prato móvel

Para relacionar o posicionamento axial do prato móvel da polia movida com a relação de transmissão geométrica da CVT, usou-se um potenciômetro rotativo usado para medição do curso do pedal do acelerador do carro. O sensor é um tipo especial de resistor de 3 terminais cuja resistência varia por meio mecânico, resultando em um divisor de tensão ajustável. O sensor é alimentado com 5V. A tensão de saída é calibrada para os limites inferior e superior, na qual o inferior se refere a relação de transmissão em marcha baixa (3,5:1) e o superior para a marcha alta (0,9:1).

O sensor foi projetado para medir o deslocamento angular entre um ponto fixo, chamado de ponto de referência, e um ponto móvel. A posição inicial do prato móvel foi definida como a referência e a posição de curso máximo do prato foi definida por um valor conveniente. O potenciômetro possui uma haste para o deslocamento angular. Ela foi fixada a um sistema com disco de tecnil e rolamento para permitir que o sensor não permaneça em contato direto com o prato rotacionando a elevadas velocidades, além de permitir o retorno do potenciômetro através de uma mola. Dessa forma, o sensor é deslocado com a mesma angulação que o sistema em contato com o prato. Assim, o sinal de saída do transdutor é uma variável usada para o cálculo da relação de transmissão geométrica do câmbio (RT_g). A montagem pode ser visualizada na Figura 21b.

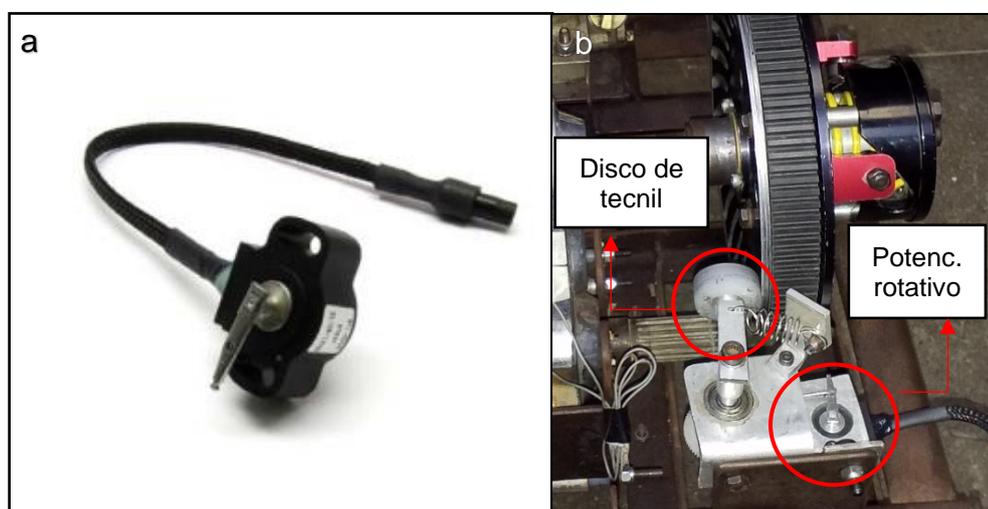
As principais características elétricas do sensor são informadas pelo fabricante e estão presentes na Tabela 3.

Tabela 3 – Principais características do potenciômetro

| | |
|------------------------|-----------------|
| Marca | AiM Sportline® |
| Resistência nominal | 5 k Ω |
| Tipo de sinal de saída | Analógico 0-5 V |
| Tolerância | $\pm 20\%$ |
| Deslocamento angular | 130° |

Fonte: AiM (2019)

Figura 21 - (a) Potenciômetro rotativo e (b) sensor instalado na bancada



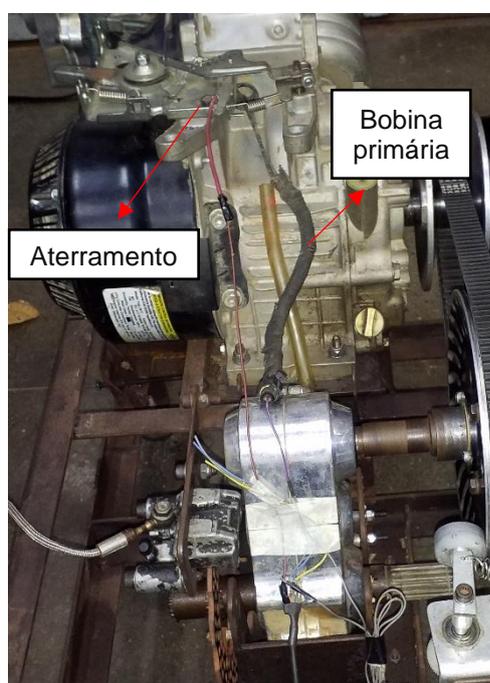
Fonte: (a) AiM (2019) e (b) elaborada pelo autor

3.5.3 Sensor de rotação do motor

O motor Briggs possui ignição por magneto, ou seja, utiliza um magneto para produzir pulsos de alta tensão, fornecendo energia para as velas de ignição.

O pulso de tensão captado pelo sensor de rotação é filtrado pelo *datalogger* e transformado em onda quadrada. Assim, como é mostrado na Figura 22, o chicote elétrico é aterrado no motor e conecta o bobinado primário ao módulo de aquisição de dados para obtenção da rotação do motor.

Figura 22 – Chicote elétrico para medição da rotação do motor



Fonte: Elaborada pelo autor

O sensor é responsável pela medição da rotação do motor, ou seja, da rotação da polia motora ou primária, denominada por *rpm*.

Também, a rotação do motor foi validada pelo tacômetro digital foto/contato Minipa MDT-2238.

3.5.4 Sistema de aquisição de dados

O *datalogger* AiM EVO4, mostrado na Figura 23, foi utilizado para a aquisição e processamento dos dados dos sensores da bancada. Sua escolha se deu pela total compatibilidade com os sensores usados. O sistema contém 8 canais sendo 5 analógicos e 3 digitais, na qual o sensor Hall está conectado ao canal digital

speed, o sensor de rotação do motor ao canal digital RPM e o potenciômetro a um canal analógico, devido à natureza do sinal de entrada. Os dados são armazenados na memória, com capacidade de 16MB. A transmissão dos dados coletados se dá através da porta USB conectado ao computador a bordo e a interface homem-máquina (IHM) através do *software* Race Studio 2. Este permite o monitoramento em tempo real das variáveis e a calibração dos sensores, além da visualização em gráficos e criação de canais matemáticos que relacionam as diversas variáveis em um canal virtual.

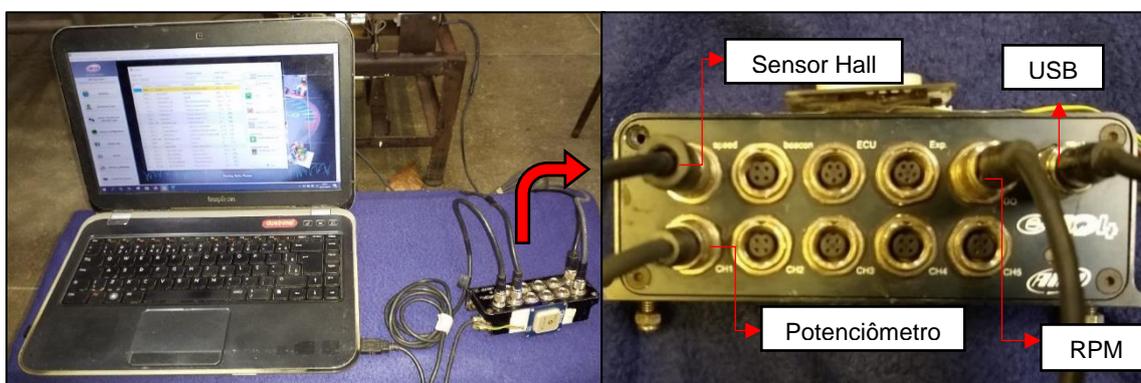
Figura 23 – *Datalogger* AiM EVO4



Fonte: AiM (2019)

A instalação do módulo na bancada é mostrada na Figura 24, onde pode-se visualizar todas as conexões dos sensores nos canais do *datalogger*.

Figura 24 – Sistema de aquisição de dados instalada na bancada



Fonte: Elaborada pelo autor

A taxa de aquisição de dados utilizada pelos sensores foi de 50 Hz e a taxa de leitura do *data logger* de 10 Hz. A velocidade de aquisição é suficiente para captar os dados de forma representativa e descrever o fenômeno de escorregamento adequadamente.

3.6 Variáveis

Os sinais de saída dos transdutores citados acima são os dados de entrada do sistema de aquisição, e, através de relações matemáticas, é possível calcular as variáveis de saída desejadas.

Naunheimer et al. (2010) definem relação de transmissão como a razão entre a velocidade angular ω_1 do eixo de entrada da redução e a velocidade angular ω_2 do eixo de saída, conforme a equação 2.

$$ig = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (2)$$

A relação entre as rotações de entrada n_1 e de saída n_2 de um componente do trem de força é denominada conversão de velocidade, também conforme a equação 2.

Foram definidas as relações de transmissão real e geométrica. A relação real (RT_r) indica a razão entre a velocidade de rotação da polia motora (rpm), acoplada ao eixo do motor, e a velocidade de rotação da polia movida (N_s), obtida através da velocidade no eixo final (N_f) e a redução fixa (RT_f). Assim, como definido na equação 2, a relação de transmissão real pode ser obtida a partir da equação 3.

$$RT_r = \frac{rpm}{N_f \cdot RT_f} \quad (3)$$

Já a relação geométrica (RT_g) indica a relação de transmissão teórica obtida pela razão entre os diâmetros das polias movida e motora. A variável é obtida através do deslocamento do prato móvel da polia movida. Considerou-se que a relação geométrica fosse igual a relação real quando o escorregamento entre a correia e a polia for desprezível. Essa condição é assumida quando não se aplica carga ao sistema através do sistema de freio.

O escorregamento é, por definição, a diferença entre a velocidade linear da correia e a velocidade linear da polia no raio nominal, e pode ser obtida através da diferença relativa entre a relação de transmissão geométrica e real, como é mostrado na equação 4.

$$Escorregamento = \frac{RTg - RTr}{RTg} \quad (4)$$

3.7 Calibração do potenciômetro

A calibração do sensor é uma etapa importante para a confiabilidade dos dados do teste. O objetivo é obter uma equação que descreva a relação entre o deslocamento do prato móvel, ou curso, e a razão de transmissão geométrica da CVT. Para isso, consideramos a correia inextensível, ou seja, seu comprimento é constante. Segundo Albuquerque (2003), a partir dessa consideração, pode-se utilizar as equações 5 a 8.

$$L = Rp \cdot \beta_p + Rs \cdot \beta_s + 2 \cdot X \cdot \cos(\alpha) \quad (5)$$

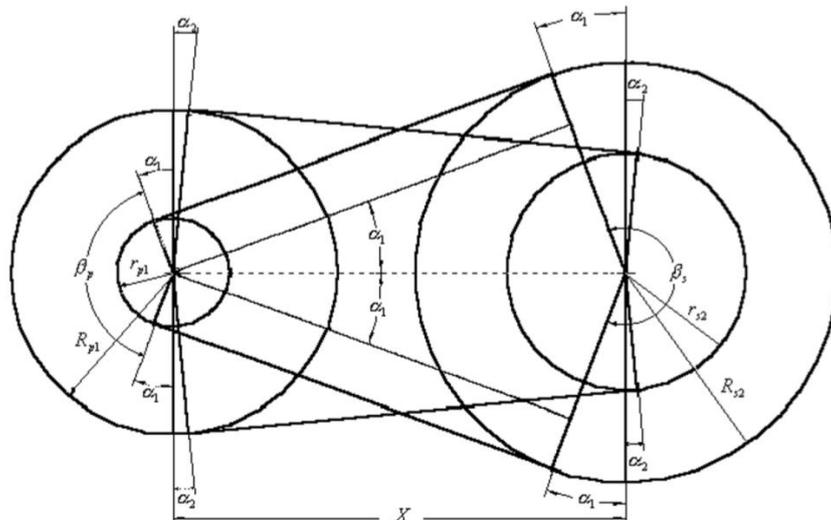
$$\beta_p = \pi - 2\alpha \quad (6)$$

$$\beta_s = \pi + 2\alpha \quad (7)$$

$$\alpha = \arcsen \frac{(Rs - Rp)}{X} \quad (8)$$

O comprimento total da correia é denominado por L, R é o raio nominal da correia na polia, β é o ângulo de abraçamento da correia, α é o ângulo de inclinação da correia e X é a distância entre eixos das polias. Os índices p e s se referem a polia primária (motora) e movida (secundária), respectivamente. Os ângulos de abraçamento da correia nas polias são os ângulos onde a correia está efetivamente em contato com os discos das polias. A Figura 25 apresenta os parâmetros geométricos utilizados nas equações acima.

Figura 25 – Parâmetros geométricos do conjunto correia/polia



Fonte: Albuquerque (2003)

A equação que descreve a relação entre o curso do prato móvel e o diâmetro da polia movida é função do ângulo de inclinação do prato (φ) e dos raios máximos e mínimo da polia. O termo S_t se refere ao curso total do prato. A relação entre o raio da correia na polia e o curso do prato móvel é definida através da equação 9.

$$\tan(\varphi) = \frac{S_t}{2(R_{max} - R_{min})} \quad (9)$$

3.8 Procedimento do teste

Primeiramente, é realizada a calibração do potenciômetro rotativo para determinação da razão geométrica entre as polias. É importante ressaltar que a calibração deve ser feita sem a aplicação de carga no sistema, ou seja, sem aplicar torque resistivo no eixo final. Isso garante que o escorregamento entre a correia e os pratos seja minimizado, tornando quase desprezível, já que a razão geométrica é assumida como a condição ideal (sem escorregamento), pois depende apenas dos diâmetros de abraçamento da correia nas polias.

Após a calibração, aplica-se a carga ao sistema, verificando se a pressão na linha de freio permanece constante durante a realização do ensaio.

O ensaio consiste em forçar a CVT a trabalhar por todo o intervalo de relação de transmissão disponível, acelerando o motor até o câmbio atingir *overdrive*. As passagens foram repetidas algumas vezes para aumentar a confiabilidade dos resultados.

3.9 Considerações

Foram feitas algumas considerações para a realização dos ensaios.

- O coeficiente de atrito entre a correia e os pratos foi considerado constante com a variação da temperatura na interface. O tempo de ensaio não foi suficiente para se obter ganhos significativos de temperatura na interface correia/polia.
- O mesmo vale para o coeficiente de atrito entre disco e pastilha. Apesar da elevada taxa de geração de calor do disco, a força de frenagem no disco foi considerada constante para pressão na linha de freio fixa.
- A correia é um elemento inextensível e indeformável, ou seja, seu comprimento e seção transversal são constantes.

- A correia assume formato circular nas polias com raio igual ao raio nominal. Além disso, ela é retilínea nas porções que não estão abraçadas pelos pratos, entrando e saindo tangencialmente nas polias.

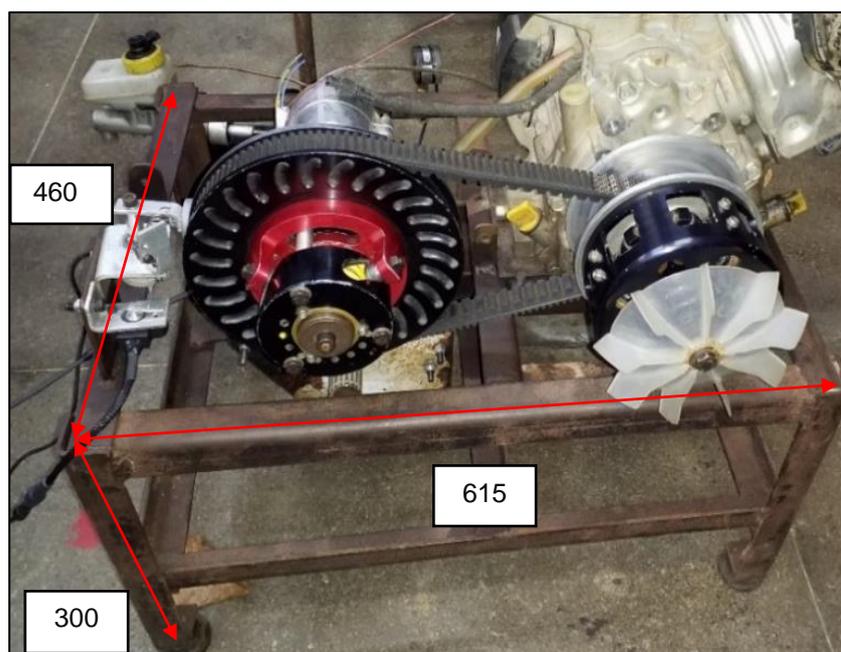
4 Resultados e discussões

Neste capítulo, serão mostradas a disposição e montagem final da bancada, os resultados da calibração do sensor potenciômetro e será realizada a validação e análise dos dados dos sensores obtidos nos testes, seguindo a metodologia exposta anteriormente.

4.1 Bancada de testes

A Figura 26 apresenta a configuração geral da bancada após fabricação e instalação dos componentes mecânicos e sensores. As cantoneiras foram soldadas por soldagem com eletrodo revestido. Foram fixados apoios de borracha nas bases para minimizar as vibrações.

Figura 26 – Bancada de teste da transmissão com dimensões gerais (em milímetros)



Fonte: Elaborada pelo autor

O cilindro mestre foi instalado em um módulo separado para facilitar a montagem e acionamento do sistema (Figura 27).

Figura 27 – Bancada de teste (sistema de freio)

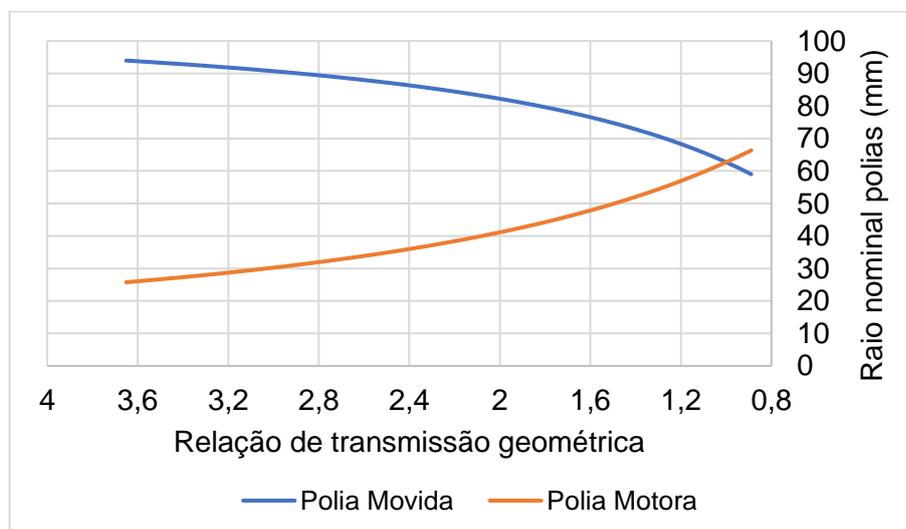


Fonte: Elaborada pelo autor

4.2 Resultado da calibração do potenciômetro

Inicialmente, a calibração do sensor foi realizada isolando a variável R_p da Equação 4 e variando o termo R_s ao longo dos limites inferior e superior (R_{\min} e R_{\max}). Assim, foi possível obter os raios das polias motora e movida para cada relação de transmissão geométrica (Figura 28). O comprimento total da correia é de 920 mm.

Figura 28 – Raios nominais das polias em função da relação de transmissão

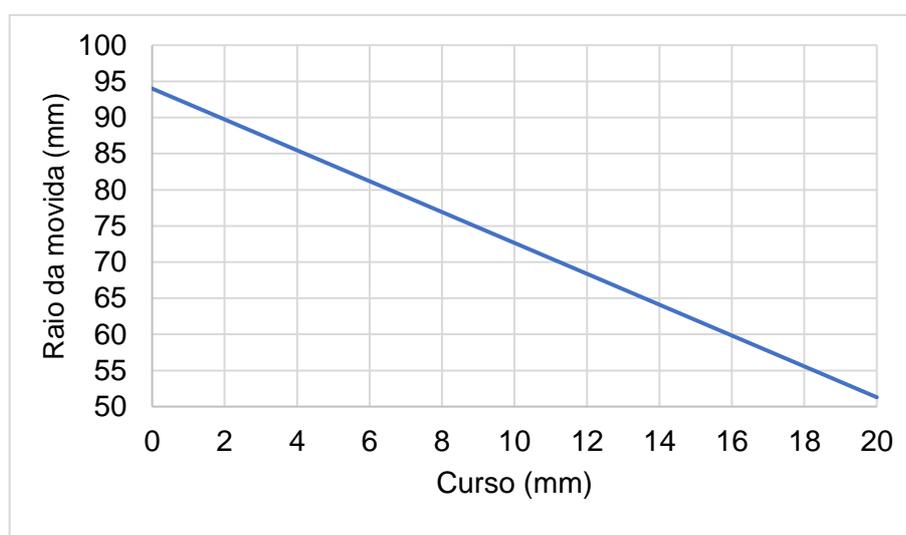


Fonte: Elaborada pelo autor

Pela consideração da correia ser inextensível, pode-se relacionar cada valor de relação de transmissão com um par de diâmetros efetivos das polias.

Após definir a relação de transmissão geométrica em função do raio nominal da polia movida, é necessário relacionar o deslocamento angular do sensor (gerado pelo movimento axial do prato móvel) com a relação geométrica do câmbio CVT. Para isso, calculou-se o raio nominal da polia movida (R_s) em função do curso do prato móvel (S), como pode ser visto na Figura 29.

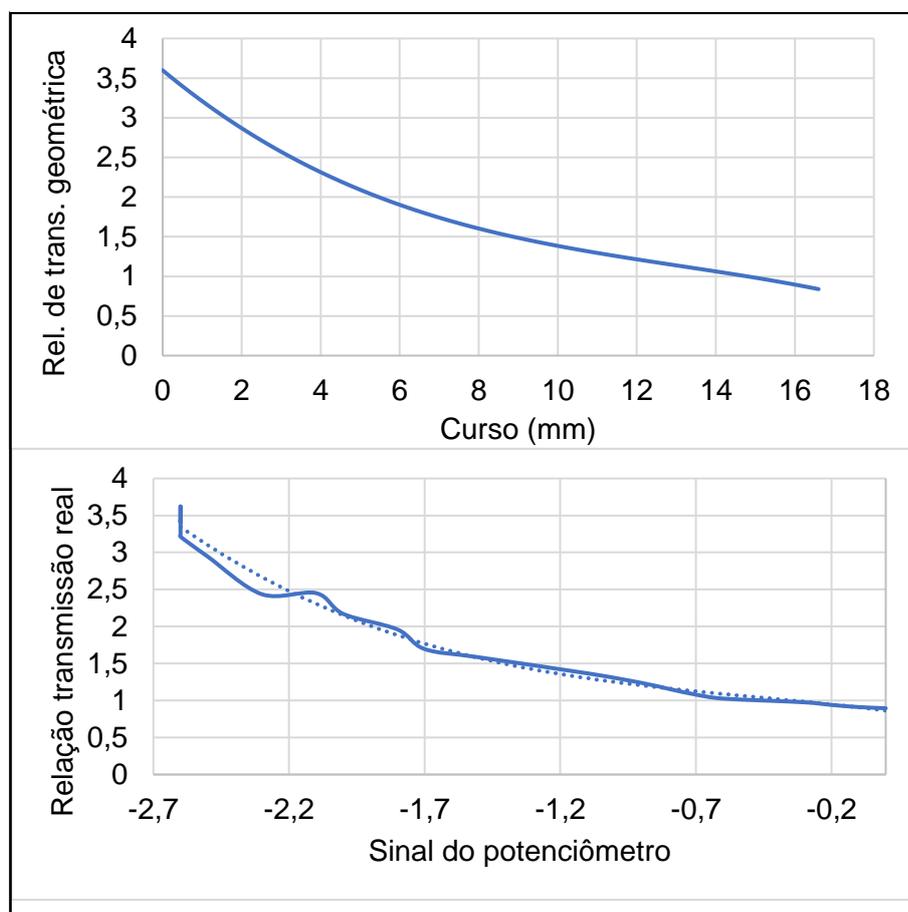
Figura 29 – Raio nominal da polia movida em função do curso do prato móvel



Fonte: Elaborada pelo autor

As curvas teórica e real foram comparadas e viu-se que a equação que descreve a variação da relação de transmissão com o curso do prato tem o mesmo perfil da curva real da relação de transmissão com o sinal do sensor, obtida em teste prático. Como o potenciômetro possui linearidade de $\pm 2\%$, ou seja, a relação entre a variação da voltagem de saída e deslocamento do curso foi considerado linear e pode-se comparar as duas curvas (Figura 30)

Figura 30 - Comparação entre as curvas de relação de transmissão geométrica em função do curso do prato e curva de relação de transmissão geométrica em função do sinal do sensor



Fonte: Elaborada pelo autor

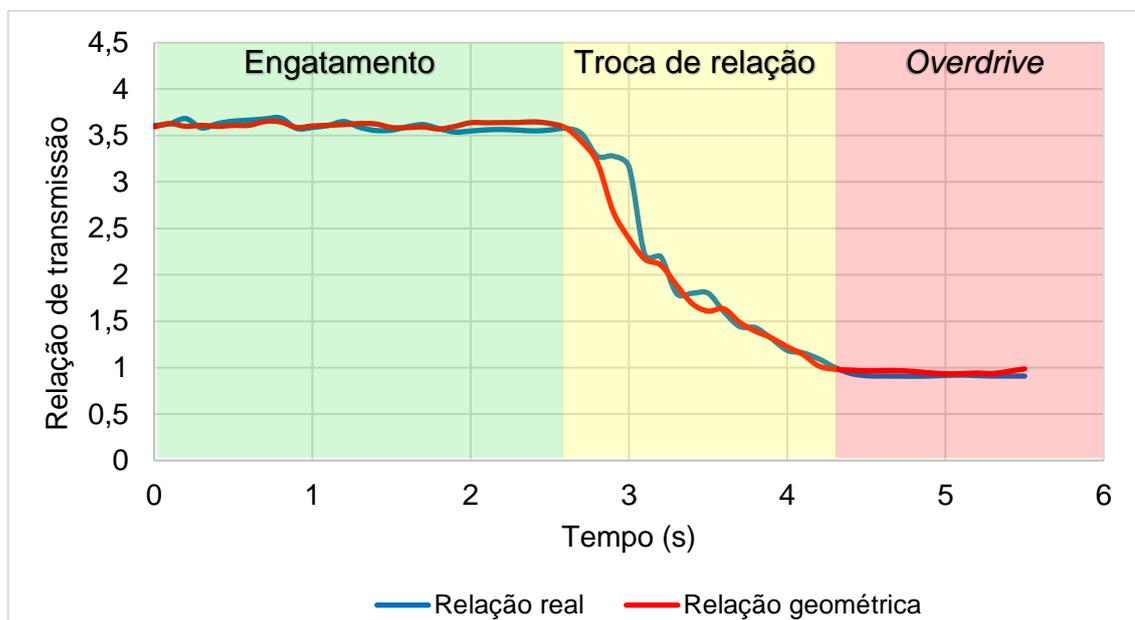
4.3 Validação da aquisição dos dados

As variáveis de saída analisadas (relação de transmissão real e geométrica) são obtidas por métodos diferentes. A relação real é calculada através dos dados de rotação do motor e rotação do eixo final, obtida através do sensor Hall. Já a relação geométrica é obtida analiticamente através das equações que descrevem as relações geométricas entre a razão de velocidade e o curso da polia movida. Assim, para minimizar os erros de medição, a função da relação geométrica foi validada a partir da curva de relação real, na condição de freio não acionado.

Os dados foram obtidos através do *software* Race Studio 2 e importados para a plotagem dos gráficos em outro programa para melhor visualização.

Na Figura 31, observa-se, claramente, as três regiões de operação do câmbio CVT.

Figura 31 – Calibração do potenciômetro rotativo



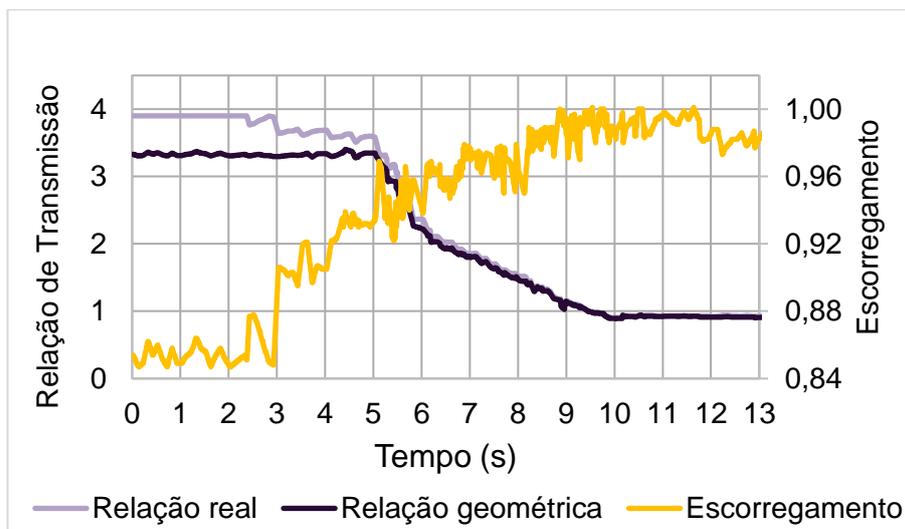
Fonte: Elaborada pelo autor

De verde, pode ser visto que a CVT trabalha na redução máxima, ou seja, a polia motora não exerce pressão suficiente sobre a correia para forçar a troca de relação, mas a rotação do motor é suficiente para engatar a correia. Na região amarela, a força exercida pelas polias é alta o bastante para alterar os diâmetros nominais nas polias, conseqüentemente, mudar a razão de velocidades. Essa fase é chamada de *shifting speed*. Nesse caso, como há somente a resistência da inércia rotativa de todo o sistema, a troca se dá de forma bastante rápida, o que gera a maior discrepância dos dados de relação de transmissão real e geométrico. Após o conjunto atingir a relação mínima (0,9:1), não sendo possível mais diminuir a razão de velocidades, o câmbio trabalha em *overdrive* e o aumento da velocidade de saída ocorre apenas com o aumento da rotação do motor.

4.4 Medição do escorregamento

A Figura 32 mostra o comportamento do fenômeno de escorregamento ao longo da faixa de trabalho do câmbio continuamente variável e a relação de transmissão geométrica e real do câmbio em função do tempo.

Figura 32 - Escorregamento da correia ao longo da troca de relação de transmissão



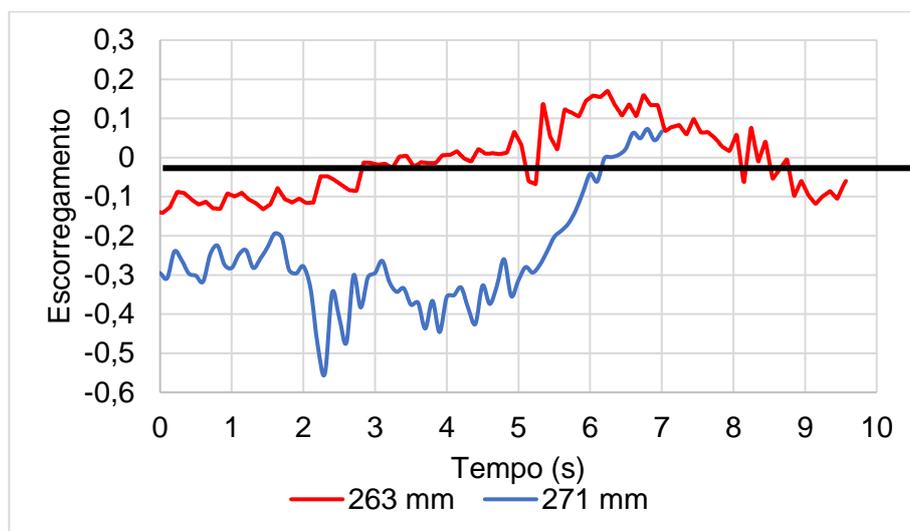
Fonte: Elaborada pelo autor

Percebe-se a alteração do valor do escorregamento ao longo das diferentes regiões. No começo, a correia já está engatada, mas ainda não tem força lateral suficiente para se aderir eficientemente à superfície da polia. Isso explica o elevado deslizamento nessa região. À medida que a rotação do motor aumenta, a força de compressão aplicada na correia se eleva, e o escorregamento é reduzido. Há, também, uma redução do escorregamento quando a relação de transmissão se aproxima de 1:1, confirmando o que foi dito por Aaen's (2006). Vale ressaltar que valores negativos de escorregamento, segundo a Equação 4, evidenciam que a relação real é maior que a geométrica, ou seja, ocorre o deslizamento, pois é equivalente a dizer que o câmbio está mais reduzido que o ideal.

4.5 Escorregamento para diferentes entre eixos

A influência da distância entre eixos das polias no escorregamento da correia foi analisada e as curvas são mostradas na Figura 33. Sabe-se que quanto maior a distância, mais esticada a correia trabalha, ou seja, gera-se uma pré tensão na mesma. A hipótese é que a tensão adicional sobrecarregue a correia, fazendo ela derrapar mais facilmente. Foram analisados dois valores, 263 mm e 271 mm.

Figura 33 - Escorregamento para diferentes entre eixos



Segundo o gráfico acima, a utilização de entre eixos maiores acarreta em maiores perdas de velocidade.

Valores de escorregamento acima de zero se devem a erro relativo à equação que descreve o comportamento do câmbio. Portanto, os valores devem ser investigados a partir de uma análise comparativa.

5 Conclusões

O desenvolvimento da bancada de teste alcançou o objetivo de analisar o escorregamento do câmbio continuamente variável utilizado pela equipe Cár-kara Baja SAE e os ensaios apresentaram resultados satisfatórios, além de possibilitar a progressão dos estudos para otimização da transmissão do protótipo.

Através dos resultados obtidos, analisou-se que as faixas de maior escorregamento são no trabalho em relações maiores. Também, foi verificado que maiores distância entre eixos das polias resultam em maiores taxas de escorregamento.

Ao longo do desenvolvimento do projeto da bancada, surgiram recomendações e propostas para trabalhos futuros.

Como recomendação, tem-se:

- Parametrizar, de forma mais precisa, a carga imposta ao sistema, através da medição direta da força de frenagem por extensômetro.

As propostas de estudo são:

- Analisar a influência da temperatura na eficiência do câmbio e relacionar com a faixa de temperatura de operação no veículo;
- Projetar e fabricar uma CVT customizada com o intervalo de marchas mais próxima a 1:1, de modo a trabalhar em faixas com menor escorregamento.
- Em relação ao entre eixos, é necessário analisar o desempenho do protótipo utilizando diferentes distâncias de entre eixos das polias. Verificar se há uma relação direta entre escorregamento da correia e performance longitudinal do veículo.

6 Referências

AAEN'S, O. **Clutch Tuning Handbook**. 8º Edição. Racini, Winsconsin, Estados Unidos, 2006.

AIM. **AiM Evo4**. Disponível em: <<https://www.aimsportline.com/en/products/evo4/index.htm>>. Acesso em: 07 nov. 2019.

ALBUQUERQUE, A.A.; **Caracterização da Resposta Dinâmica de uma CVT por Polias Expansivas**. 2003. 179 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2003.

BONSEN, B. *et al.* **Analysis of slip in a continuously variable transmission**. In: ASME *International Mechanical Engineering Congress and R&D Expo*, Washington, 2003.

BRASIL. IAC – Instituto de Aviação Civil. Divisão de Instrução Profissional Matérias Básicas, tradução do AC 65-9A do FAA (Airframe & Powerplant Mechanics-General Handbook). 2002.

BRIGGS. **Model 19**. Disponível em: <<https://www.briggsracing.com/racing-engines/model-19>>. Acesso em 02 dez. 2019

CAMMALLERI, M. **A new approach to the design of a speed -torque-controlled rubber V-belt variator**. Journal of Automobile Engineering. Palermo, v.219, n.12, pp.1413-1427, Nov. 2005.

CHEN, T.F.; LEE, D.W.; SUNG, C.K. **An experimental study on transmission efficiency of a rubber V-belt CVT**. Mechanism and Machine Theory, Elsevier, Hsinchu, v.33, n.4, pp. 351-363, Jun. 1998.

CROLLA, D. A. **Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle Body**. 1º Edição. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2009.

DEGREENIA, T.R.; **The Continuously Variable Transmission: A Simulated Tuning Approach**, 2013. Degree of Bachelor of Science – Worcester Polytechnic Institute, Massachusetts, 2013.

GAGED ENGINEERING. **GX9 systems**. Disponível em: <<https://www.gagedengineering.com/gx9-systems/#GX9-BAJA-CVT-STANDARD>>. Acesso em: 26 nov. 2019.

HELMS, R., **Shifting over to CVT**. Disponível em: <http://richhelms.net/richhelms/shifting-over-to-cvt/>. Acesso em: 06 ago. 2013.

NAUNHEIMER, Harald et al. **Automotive transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application**. 2. ed. Berlim: Springer, 2010. 715 p

NISSAN, **Nissan March, Acessórios**. Disponível em : <https://www.nissan.com.br/veiculos/modelos/march/xtronic-cvt.html>. Acesso em 12 dez. 2019.

NORTON, Harry N. **Handbook of Transducers**. Englewood Cliffs. Prentice-Hall, 1989. 546 p.

O'CLAIR, J.; **Magneto Ignition Systems**. Hemmings Motor News. Disponível em: <<https://assets.hemmings.com/blog/wp-content/uploads/2018/08/275131.jpg>>. Acesso em 17 fev. 2020

REIF, K. **Brakes, Brake Control and Driver Assistance Systems: Function, Regulation and Components**. Friedrichshafen: Springer, 2014. 275 p.

SAE BRASIL (Brasil). **Regulamento administrativo e técnico Baja SAE Brasil**. 2019. Disponível em: <http://portal.saebrasil.org.br/Portals/0/Users/165/65/64165/RATBSB_emenda_03.pdf>. Acesso em: 01 dez. 2019.

SENSOR DE EFEITO HALL. In: WIKIPÉDIA, a enciclopédia livre. Flórida: Wikimedia Foundation, 2018. Disponível em: <https://pt.wikipedia.org/w/index.php?title=Sensor_de_efeito_Hall&oldid=53224156>. Acesso em: 27 set. 2018.

THOMAZINI, D.; ALBURQUERQUE, P. **Sensores Industriais: Fundamento e Aplicações**. 8ª Edição. Editora Érica, 2011. 224 p.

ZHU et al. **Experimental investigation on the efficiency of the pulley-drive CVT**. International Journal of Automotive Technology, The Korean Society of Automotive Engineers. Chongqing, v.11, n.2, pp. 257-261, Abril 2010.



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE
CENTRO DE TECNOLOGIA
COORDENAÇÃO DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Natal, 28 de fevereiro de 2020.

Ao(s) **vinte e oito** dia(s) do mês de **fevereiro** do ano de **dois mil e vinte**, às **15:00** horas, na **Sala 414 - CTEC**, neste Campus Universitário, instalou-se a banca examinadora do Trabalho de Conclusão de Curso do(a) aluno(a) **JOÃO VICTOR MENDES FERREIRA**, matrícula **20170009329**, do curso de Engenharia Mecânica. A banca examinadora foi composta pelos seguintes membros: **CARLOS MAGNO DE LIMA**, orientador; **MATTEO CELONE**, examinador externo; **ULISSES BORGES SOUTO**, examinador interno. Deu-se início à abertura dos trabalhos pelo **CARLOS MAGNO DE LIMA**, que após apresentar os membros da banca examinadora, solicitou a (o) candidato (a) que iniciasse a apresentação do trabalho de conclusão de curso, intitulado **ANÁLISE DO ESCORREGAMENTO DE UMA TRANSMISSÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL EM BANCADA DE TESTE**, marcando um tempo de trinta minutos para a apresentação. Concluída a exposição, orientador, passou a palavra aos examinadores para arguirm o(a) candidato(a); após o que fez suas considerações sobre o trabalho em julgamento; tendo sido APROVADO, o(a) candidato(a), conforme as normas vigentes na Universidade Federal do Rio Grande do Norte. A versão final do trabalho deverá ser entregue à Coordenação do Curso de Engenharia Mecânica, no prazo de 03 dias; contendo as modificações sugeridas pela banca examinadora e constante na folha de correção anexa. Conforme o que rege o Projeto Político Pedagógico do Curso de Engenharia Mecânica da UFRN, o(a) candidato(a) não será o aprovado(a) se não cumprir as exigências acima.



CARLOS MAGNO DE LIMA
Orientador



MATTEO CELONE
Examinador externo



ULISSES BORGES SOUTO
Examinador interno