

unesp  UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

ALEX SANO

UMA ANÁLISE DA EFICIÊNCIA DE UMA TRANSMISSÃO CVT

Guaratinguetá

2013

ALEX SANO

UMA ANÁLISE DA EFICIÊNCIA DE UMA TRANSMISSÃO CVT

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri

Guaratinguetá

2013

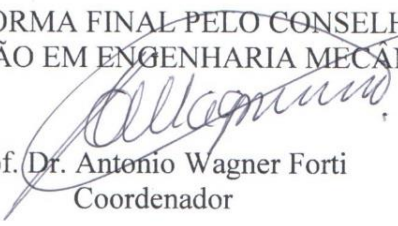
S228a	Sano, Alex Uma análise da eficiência de uma transmissão CVT / Alex Sano – Guaratinguetá : [s.n], 2013. 62 f : il. Bibliografia: f. 58-60 Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2013. Orientador: Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri 1. Engrenagens 2. Força (Mecânica) I. Título CDU 621.83
-------	--

unesp UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

ALEX SANO

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO PARTE
DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE “**GRADUADO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**”

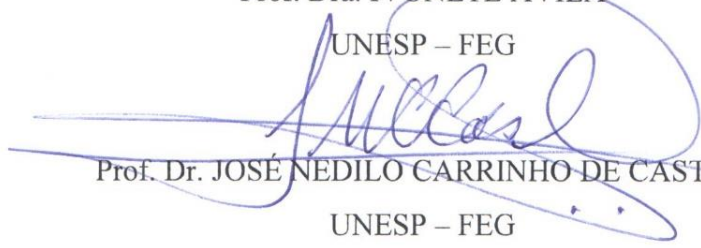
APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA


Prof. Dr. Antonio Wagner Forti
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. JOSÉ ANTONIO PERRELLA BALESTIERI
Orientador/UNESP – FEG


Prof. Dra. IVONETE ÁVILA
UNESP – FEG


Prof. Dr. JOSÉ NEDILLO CARRINHO DE CASTRO
UNESP – FEG

Dezembro de 2013

DADOS CURRÍCULARES

ALEX SANO

NASCIMENTO 11 de Outubro de 1996 – Jales/SP

FILIAÇÃO Sirlei Ferreira dos Santos
Sergio Minoru Sano

1994/1996 Ensino fundamental – Escola Estadual Professora Elza Pirro Vianna

1999/2002 Ensino fundamental – Escola Estadual Juvenal Giraldelli

2003/2005 Ensino médio – Escola Estadual Dom Arthur Horsthuis

2008/2009 Curso de graduação interrompido – Licenciatura em Matemática
Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira
Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”

2010/2013 Curso de graduação – Engenharia Mecânica
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá
Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”

DEDICATÓRIA

...a tudo que sonhei não seria possível se não houvesse as pessoas que existem em minha vida. Obrigado Mãe e obrigado minha Irmã.

AGRADECIMENTOS

Quero deixar aqui a minha gratidão por tudo que conquistei até o momento a um dos melhores projetos no qual conheço e tive a oportunidade de fazer parte, agradeço a equipe de Baja Piratas do Vale por todo conhecimento que adquiri, e possibilidade de trabalhar com grandes pessoas.

Agradeço a todos os professores que possibilitaram transmitir a experiência e conhecimento, e o mais importante mostrar não somente como ser um bom profissional, mas sim uma pessoa de boa índole. Deixo meu sincero obrigado aos professores que orientaram-me nos projetos desenvolvidos na universidade, entre eles Fernando de Azevedo, Carrocci, Angelo Caporalli e Perrella.

Aos meus amigos, minha gratidão pela parceria ao longo de todos estes anos. Além disso, gostaria de lembrar que sem a ajuda dos meus colegas de equipe Samuel Guarnieri e Michel Michels este trabalho talvez não fosse possível.

Mãe e Lana obrigado por tudo, pois foi em vocês no qual busquei inspiração para lutar pelos meus sonhos.

Jessica obrigado por sempre estar ao meu lado.

EPÍGRAFE

“Não sabendo que era impossível, foi lá e fez.”

Jean Maurice Eugène Clément Cocteau

SANO, A. **Uma Análise da eficiência de uma transmissão CVT**. 2013, 62 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

RESUMO

Este trabalho aborda os efeitos da variação da temperatura do ar dentro da caixa do conjunto de transmissão CVT, no desempenho do componente conhecido como Transmissão Continuamente Variável, ou comumente chamada de CVT (Continuously Variable Transmission), discutindo-se a influência do aquecimento na performance de tal transmissão. O CVT estudado é fabricado pela empresa Gaged Engineering, modelo GX9, aplicado nos protótipos de Baja – SAE. Possui funcionamento mecânico no qual o movimento dos pratos que comprimem a polia varia conforme a rotação do eixo motriz, deslocando a correia ao longo do diâmetro, e assim variando a relação de transmissão. Tem-se o objetivo de analisar a variação do fator de escorregamento, coeficiente pelo qual se compara a variação entre a relação de transmissão real e a relação de transmissão geométrica. Além disso, conjuntamente com o fator de escorregamento, é analisada a variação de potência, identificando eventuais ganhos ou perdas. Para obtenção dos dados foi construída uma bancada de teste elaborada pelo próprio aluno e instrumentada com sensores de rotação, temperatura, posição e força. A partir dos resultados obtidos, concluiu-se que é possível obter um ganho de potência de aproximadamente 1,75 [hp] de potência a 2400 [rpm]; 1,02 [hp] de potência a 2700 [rpm]; e 1,09 [hp] de potência a 3000 [rpm], quando a temperatura de operação estiver entre 43 [°C] e 52 [°C].

PALAVRAS-CHAVE: CVT, Transmissão, Temperatura, Escorregamento, Potência, Instrumentação.

SANO, A. **An analisys of CVT transmission efficiency**. 2013, 62 f. Graduate Work (Graduate in Mechanical Engineering) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

ABSTRACT

This undergraduate thesis evaluates the effects of temperature variation of the air inside the CVT gearbox on the performance of a Continuously Variable Transmission (CVT). The CVT used in the tests was manufactured by Gaged Engineering (GX9 model) and is currently used in a Baja prototype. It's a mechanically operated CVT, which the movement of the pulley plates varies according to the drive shaft rotation, shifting the belt along the diameter, and varying the transmission ratio. The purpose of this work is to analyze the change in the slip factor, coefficient that compares the variation between the actual transmission ratio and the ratio of geometric transmission, and its correlation with the power variation. A test bench was built and some tests were performed, indicating that was possible to achieve output power ratios of 1.75 [hp] at 2400 [rpm], 1.02 [hp] at 2700 [rpm] and 1.09 [hp] at 3000 [rpm], with temperatures varying from 43 [°C] to 52 [°C] using GX9 CVT model.

KEYWORDS: CVT, Transmission, Temperature, Slipping, Power, Instrumentation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Esquema de transmissão por engrenagens.....	14
Figura 2 - Transmissão por corrente em bicicletas.....	15
Figura 3 - Transmissão CVT por polia.....	16
Figura 4 - Transmissão CVT toroidal.	16
Figura 5 - Transmissão CVT do tipo cone.	17
Figura 6 - Transmissão CVT NuVinci.	17
Figura 7 - Imagem comercial do veículo DAF 600.....	19
Figura 8 - Transmissão traseira do veículo DAF 600.	20
Figura 9 - Veículo Nissan Cedric.....	22
Figura 10 - Veículo Nissan Gloria.	22
Figura 11 - Câmbio CVT semi-toroidal Extroid.	23
Figura 12 - Correia metálica para CVT;.....	24
Figura 13 - “Fac simile” apresentado por Prony numa Comunicação à Academia de Ciências em 1821	25
Figura 14 - Esquema do mecanismo de Prony.....	26
Figura 15 - Motor Briggs & Stratton 10 [hp].	28
Figura 16 - CVT Gaged Engineering modelo GX9;	29
Figura 17 - Foto descritiva da bancada de teste.	30
Figura 18 - Foto descritiva da bancada de teste.	31
Figura 19 - Posicionamento dos sensores de rotação.	32
Figura 20 - Curva de Calibração potenciômetro polia motora.	33
Figura 21 - Curva de calibração potenciômetro polia movida.	33
Figura 22 - Posição dos sensores de posição da correia.....	34
Figura 23 - Posição dos sensores de temperatura.....	36
Figura 24 - Posicionamento do cilindro mestre para regular a pressão na linha.	37
Figura 25 - Principais medidas da célula de carga.	39
Figura 26 - Posição da célula de carga.....	39
Figura 27 - Posição da célula de carga;.....	40
Figura 28 - Dados experimentais a 2100 [rpm] correlacionando no tempo rotação com escorregamento.	43
Figura 29 - Dados experimentais a 2100 [rpm] correlacionando no tempo escorregamento com temperatura.....	44
Figura 30 - Dados experimentais a 2400 [rpm] correlacionando no tempo rotação com escorregamento.	45
Figura 31 - Dados experimentais a 2400 [rpm] correlacionando no tempo escorregamento com temperatura.....	46
Figura 32 - Dados experimentais a 2700 [rpm] correlacionando no tempo rotação com escorregamento.	47
Figura 33 - Dados experimentais a 2700 [rpm] correlacionando no tempo escorregamento com temperatura;.....	48
Figura 34 - Dados experimentais a 3000 [rpm] correlacionando no tempo rotação com escorregamento.	49

Figura 35 - Dados experimentais a 3000 [rpm] correlacionando no tempo escorregamento com temperatura.....	50
Figura 36 - Correspondência dos dados experimentais.....	51
Figura 37 - Medidas de potência.	52
Figura 38 - Correlação de escorregamento com potência em função da temperatura a 2400 [rpm].	53
Figura 39 - Correlação de escorregamento com potência em função da temperatura a 2700 [rpm].	54
Figura 40 - Correlação de escorregamento com potência em função da temperatura a 3000 [rpm].	54

LISTA DE SÍMBOLOS

V	velocidade tangencial
r_1	raio primitivo
r_2	raio primitivo
ω_1	velocidade angular
ω_2	velocidade angular
f	força de atrito
μ	coeficiente de atrito
N	força normal
T	torque
r	raio
R	braço de alavanca no Freio de Prony
F	força medida no Freio de Prony
W	trabalho
P	potência
t	tempo
N	rotação
N_p	rotação no eixo primário
N_s	rotação no eixo secundário
N_{sg}	rotação no eixo secundário geométrico
N_f	rotação no eixo final
RTr	razão de transmissão real
RTg	razão de transmissão geométrica
D_s	diâmetro secundário
D_p	diâmetro primário
$T_{med_{CVT}}$	temperatura média medida no corpo do CVT
T_{med}	temperatura média medida na caixa de proteção do CVT

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO	13
1.1. Introdução Teórica.....	13
1.2. Motivação	18
1.3. Objetivo	18
CAPÍTULO 2 DESENVOLVIMENTO	19
2.1. Conceitos	19
2.1.1. Conceitos Históricos	19
2.1.2. Conceitos Teóricos	24
2.2. Material e Métodos	27
2.3. Resultados e Discussão	40
CAPÍTULO 3 CONCLUSÃO	56
3.1. Conclusões.....	56
REFERÊNCIAS	58
APÊNDICE – Resultados	61
ANEXO – Programa escrito no MatLab para filtragem dos dados	62

CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO

1.1. Introdução Teórica

Os motores de combustão interna são máquinas térmicas utilizadas para produzir potência de eixo, que por sua vez é utilizada para mover outras máquinas de inúmeras funções, abrangendo desde o transporte de pessoas e/ou cargas, ou aplicações industriais como geradores de energia, máquinas de ferramentaria.

É fato aceitar que os motores de combustão impulsionaram o desenvolvimento industrial e tecnológico humano; sem eles seria impossível imaginar como estaria a humanidade nos dias atuais.

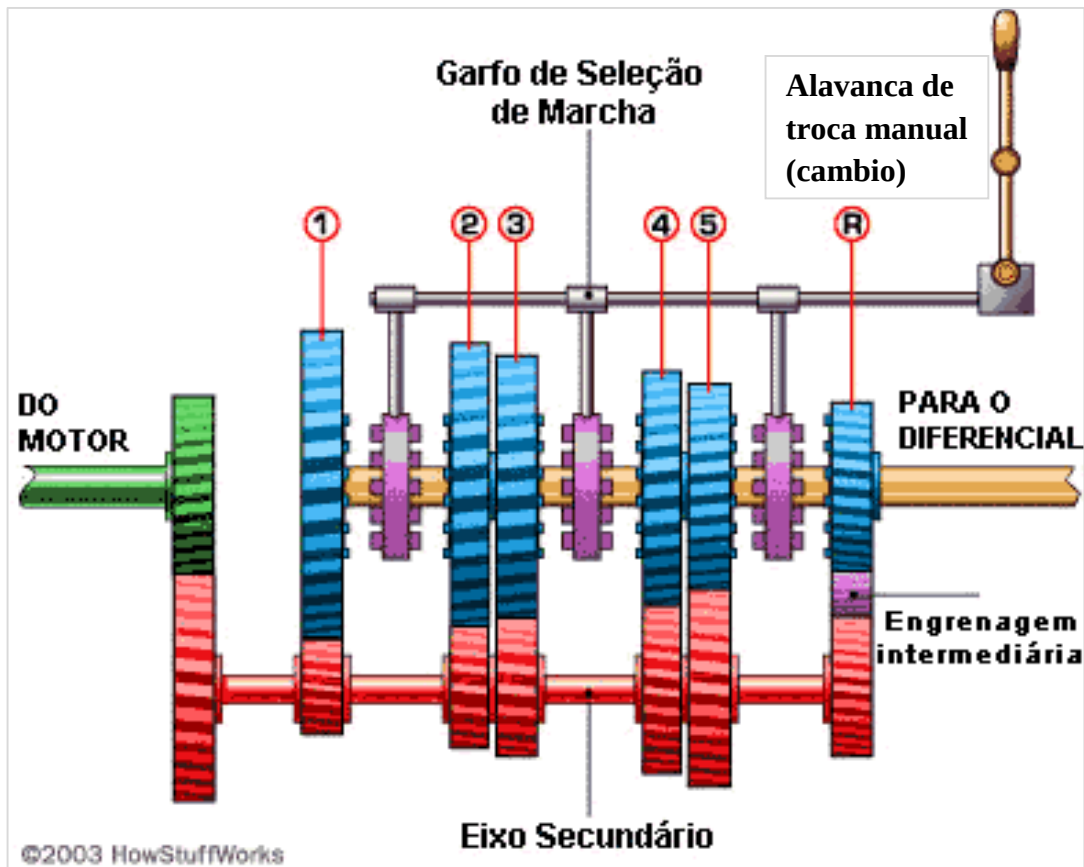
Normalmente os motores de combustão interna não são adotados sem estarem acoplados a outros componentes mecânicos, pois existem necessidades distintas e funções variadas de trabalho para estas máquinas. Em sua totalidade, é comum encontrar um motor acoplado em um sistema de transmissão conhecido como caixa redutora ou caixa de transmissão (sistema de redução ou transmissão). Este componente tem por objetivo fornecer uma determinada rotação e/ou torque que pode ser aplicado em um veículo de passageiros, tração em um trator ou máquina industrial.

Os sistemas de redução podem funcionar de forma sem variação da relação transmissão ou com variação de relação de transmissão, dependendo da necessidade. A mudança da relação de transmissão nos veículos automotores é conhecida como “marchas”. Portanto, quando se diz primeira marcha ou segunda marcha, está se variando a relação e, assim obtendo a resposta desejada do automóvel, neste caso a velocidade.

No caso dos carros, existe um mecanismo mecânico que troca as engrenagens de acordo com a posição da alavanca de câmbio, sendo comum encontrar veículos com o sistema de troca com cinco marchas mais a ré. Um esquema de uma configuração de câmbio é apresentado na Figura 1.

A exemplificação de cada componente da caixa de câmbio descrita na Figura 1 não é o objetivo deste trabalho, mas basicamente o eixo motor transmite potência para o eixo motriz através do acoplamento de um dispositivo chamado de anel sincronizador, e este, quando ligado à engrenagem, transmite a rotação de entrada para a saída.

Figura 1 - Esquema de transmissão por engrenagens.



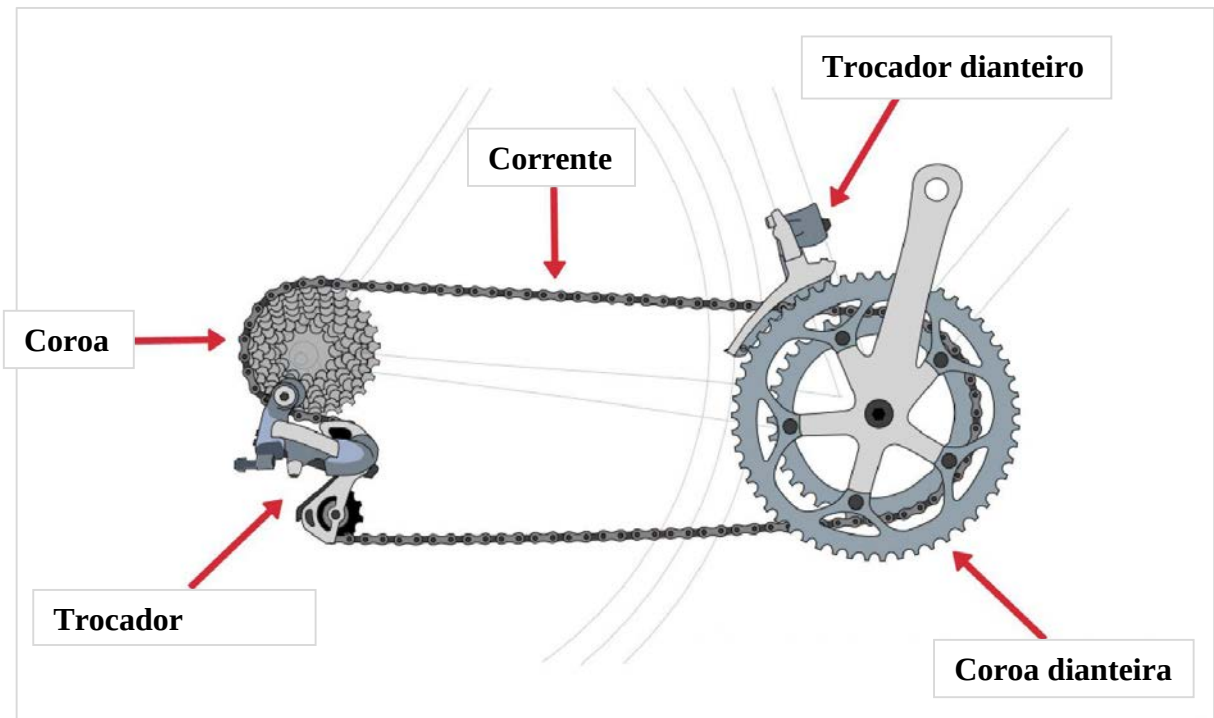
Fonte: (BRAIN, 2003).

Nos veículos, a concepção por engrenagens deve-se à necessidade de transferência de alto torque e espaço reduzido, além disso, a produção em série torna o componente acessível ao mercado consumidor.

Outro sistema de transmissão comumente aplicado nas bicicletas e motocicletas é o de coroa e corrente, que devido ao acoplamento da corrente com os dentes das coroas há a transmissão de movimento. Nas motos, a transmissão de corrente possui relação fixa e portanto a variação da relação é feita através de uma caixa de engrenagens que se encontra acoplado diretamente ao motor no eixo de entrada e o eixo de saída é ligado a corrente. Já no caso das bicicletas a mudança é feita através de um câmbio que desloca a posição da corrente sobre a coroa. Esta mudança altera a relação de transmissão e se adequa à necessidade do usuário.

A aplicação de corrente e coroa nas bicicletas é devido a sua facilidade de manutenção, baixo peso e baixo custo de produção, pois seria inviável produzir caixa de redução de engrenagens, de acordo com as tecnologias atuais. Segue a descrição do sistema de bicicletas na Figura 2.

Figura 2 - Transmissão por corrente em bicicletas.



Fonte: (NARAYANAN, 2012).

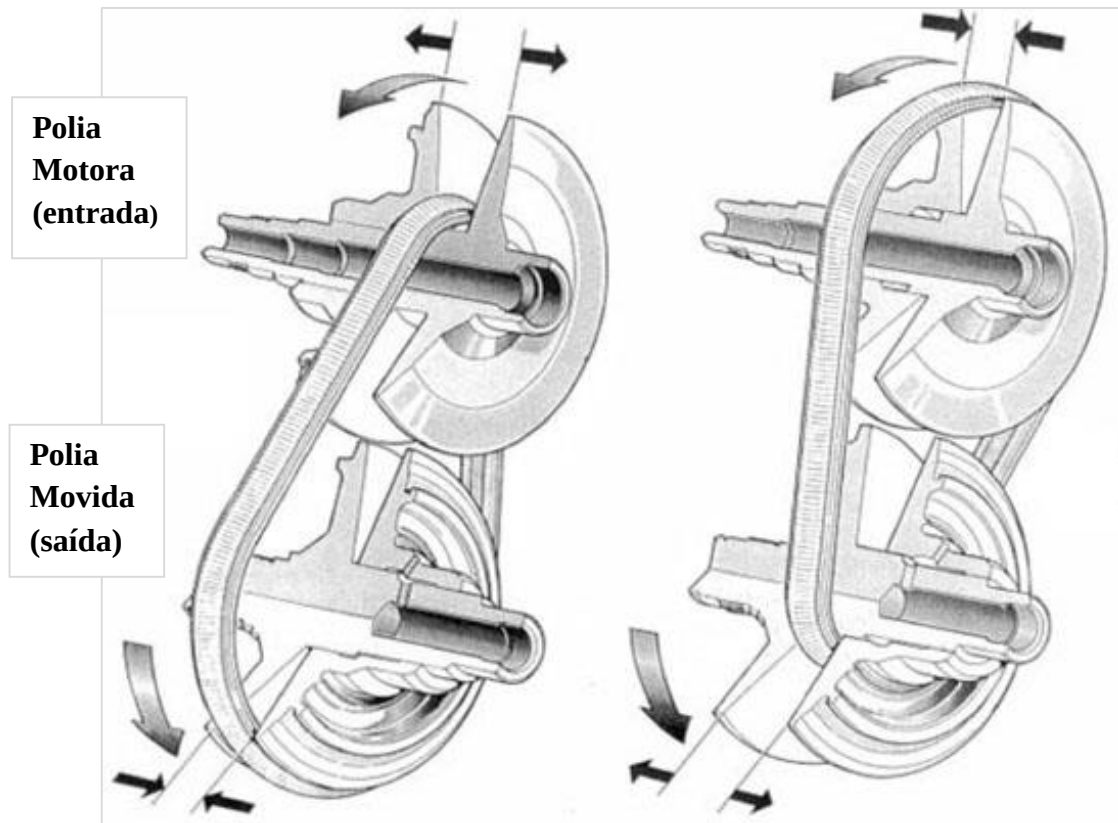
Já o sistema de troca por polia e correia pode ser empregado em inúmeras funções, desde aviões, carros, motos, máquinas de usinagem. Tal concepção baseia-se na variação da posição da correia através da polia motora e movida, que comprime ou se afasta da correia deslizando ao longo do diâmetro, sem perder contato na maioria dos casos, transmitindo movimento através do atrito entre ambos os materiais. Esta variação ou deslocamento dos pratos¹ da polia pode ser de acionamento mecânico, hidráulico ou elétrico. O sistema de troca é comumente conhecido como CVT ou Transmissão Continuamente Variável (*Continuously Variable Transmission*).

Dentro da categoria de CVT existem modelos que possuem em seus funcionamentos diferentes concepções. Neste caso, o mais simples é o de correia polia. Existem também sistemas que são de contato metal com metal, e neste caso o deslocamento de uma superfície sobre outra superfície provoca a variação de relação de transmissão. As transmissões que são por contato metálico necessitam de lubrificação especial pois, devido ao atrito constante entre os metais há um aquecimento e ação abrasiva (CARROCULTURA, 2011).

Modelos comercialmente existentes no mercado atual são ilustrados – correia e polia (Figura 3), toroidal (Figura 4), cone (Figura 5) e o NuVinci (Figura 6).

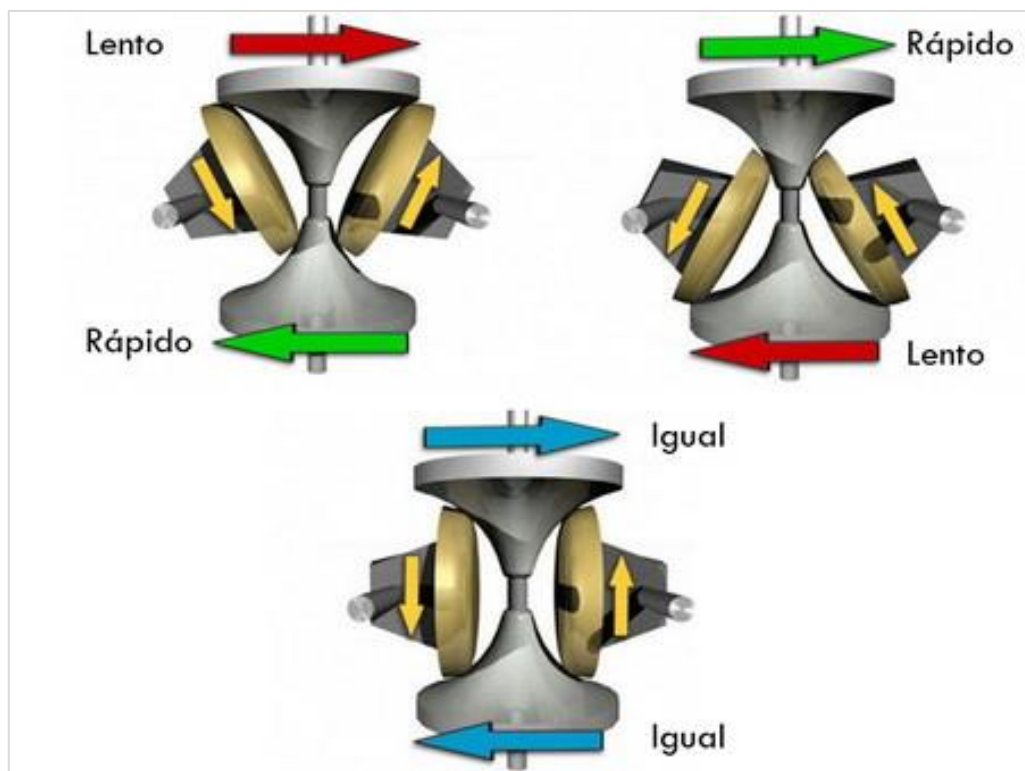
¹ Nome dado a geometria que permanece em contato com a correia com semelhança ao objeto de cozinha.

Figura 3 - Transmissão CVT por polia.



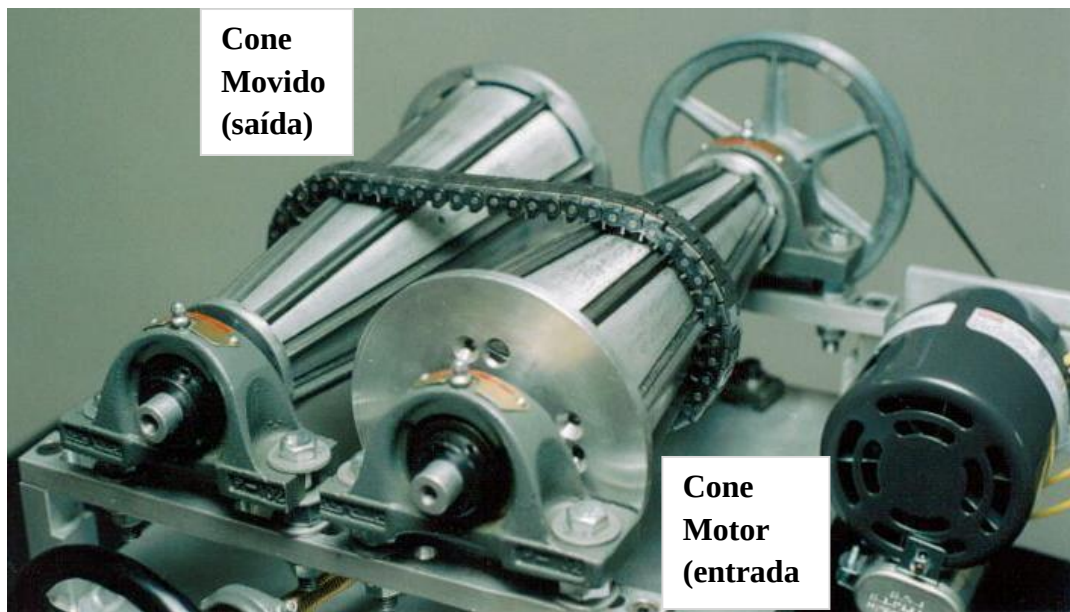
Fonte: (HELMS, 2006).

Figura 4 - Transmissão CVT toroidal.



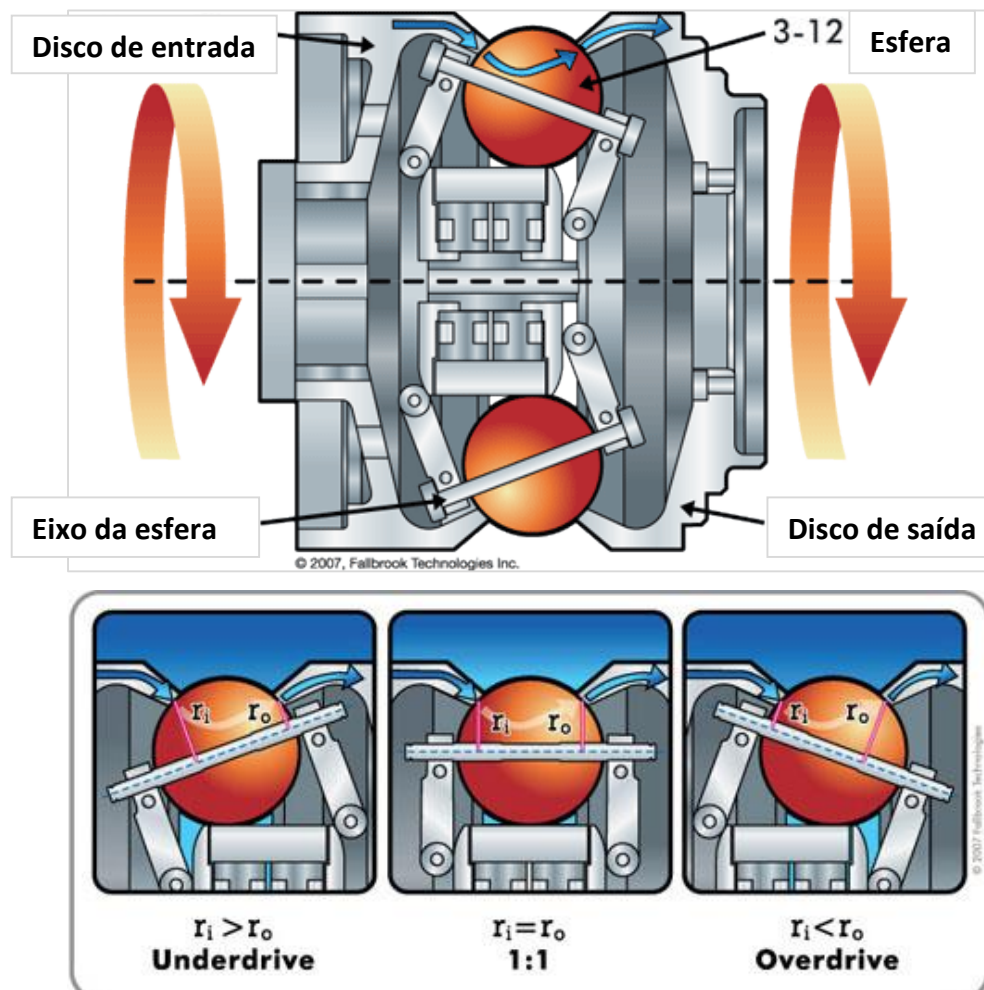
Fonte: (PALLEIRO, 2008).

Figura 5 - Transmissão CVT do tipo cone.



Fonte: (IQWIND, [entre 2000 e 2013]).

Figura 6 - Transmissão CVT NuVinci.



Fonte: (FALLBROOK, 2012).

Observa-se que todos os sistemas de transmissão, independentemente da configuração e geometria, possuem o mesmo princípio, ou seja, no eixo de entrada está acoplado o motor ou fonte geradora de potência de eixo, e devido a um mecanismo no qual varia o diâmetro ou ponto de contato se produz no eixo de saída a rotação e/ou torque.

1.2. Motivação

Para qualquer modelo de Transmissão Continuamente Variável ou CVT a característica principal é a capacidade de possuir uma infinita variabilidade de relações de transmissão. Este aspecto possibilita que a mudança de rotação seja de forma contínua e suave comparada com o câmbio automático de marchas. A continuidade desta transmissão aproveita melhor o motor e consequentemente reduz o consumo de combustível.

Transmissões por engrenagens durante o processo de troca desperdiçam potência, pois o tempo no qual o sistema de sincronização muda de uma marcha para outra há perdas, uma vez que o motor gira em “vazio” (ou sem carga) até a troca da próxima marcha. Este espaço de tempo no qual o motor gira desengatado representa uma perda em termos de combustível consumido.

A transmissão CVT apresenta também certas desvantagens como limitação para a transmissão de torque, índice de escorregamento, necessidade de materiais com boas propriedades mecânicas e ser sensivelmente influenciado pela variação de temperatura. Apesar disso, pesquisas comprovam que esse tipo de transmissão merece atenção no mercado, devido as suas notórias qualidades.

1.3. Objetivo

Este trabalho tem por objetivo analisar a eficiência da transmissão CVT devido à influência da variação de temperatura por consequência do atrito da correia com a parte metálica da polia motora e movida (sendo estas feitas de alumínio e a correia de borracha), e identificar as perdas ou ganhos devido a tal influência.

CAPÍTULO 2 DESENVOLVIMENTO

2.1. Conceitos

2.1.1. Conceitos Históricos

O sistema de transmissão CVT é um dispositivo inovador recente, comparada com outras transmissões, e mesmo se for atribuída sua criação a Leonardo D’Vinci, o aprimoramento se deve aos últimos anos (COLONA, 2007).

A primeira patente sobre um câmbio CVT foi do tipo toroidal, registrado em 1886, e ao longo dos anos foi motivo de pesquisas e constante aperfeiçoamento. Este desenvolvimento teve por meta a substituição dos câmbios automáticos por engrenagens (HARRIS, 2005).

Segundo o site Carrocultura (2011) um dos primeiros veículos que utilizaram o câmbio CVT foi o *DAF 600*, no ano de 1958, sendo este sistema idealizado por *Hub Van Doorne*², conhecido como *VARIOMATIC*, este veículo era equipado com um motor de 600 [cm³]. A Figura 7 é uma demonstração do modelo do veículo em uma imagem comercial de venda; a Figura 8 mostra o sistema de suspensão com o sistema de transmissão utilizado.

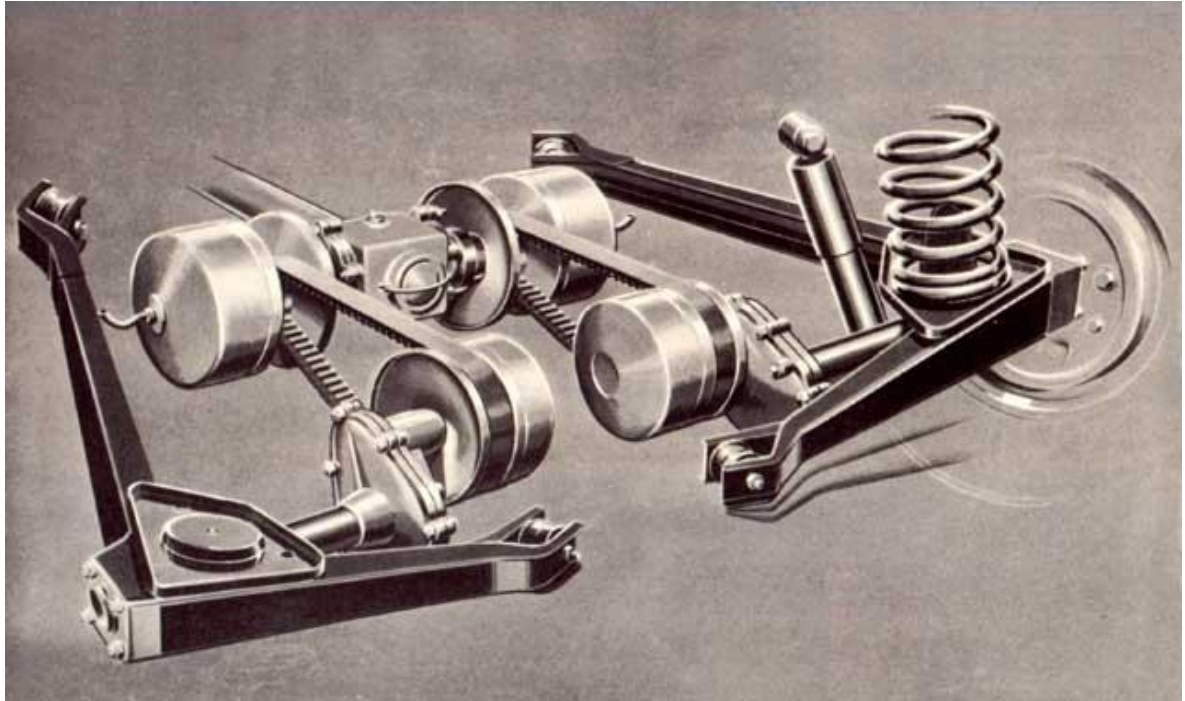
Figura 7 - Imagem comercial do veículo DAF 600.



Fonte: (SEED, 2005).

² Inventor holandês.

Figura 8 - Transmissão traseira do veículo DAF 600.



Fonte: (SEED, 2005).

Nos anos que se sucederam, principalmente na década de 1970, com a crise do petróleo³, a empresa Automobilista General Motors, incentivada pelo governo norte americano iniciou o desenvolvimento do câmbio CVT para reduzir o consumo de combustível derivado do petróleo. O tipo estudado era conhecido como semi-toroidal, o qual transmite movimento através do contato de metal com metal. Dificuldades, porém, no desenvolvimento do câmbio fizeram com que a empresa desistisse de tal empreitada, pois o atrito gerado pelo contato produzia um desgaste excessivo nos componentes e conseqüentemente sua falha.

No mesmo período, no Japão, a empresa de rolamentos NSK teve a oportunidade de analisar o relatório da GM, e trabalhar no desenvolvimento de tal câmbio. Um dos responsáveis por aceitar o desafio era Hisashi Machida. Em 1982 ele projetou e montou um câmbio semi-toroidal, e a partir de análises observou que o contato entre os metais necessitava de uma lubrificação mais eficiente, e isso acabou sendo um problema, visto que até então não havia um lubrificante que suportasse a alta tensão de contato entre os componentes e ao mesmo tempo formasse uma película de óleo para evitar a abrasão. Tal observação foi possível após a realização de testes em um veículo de passeio e verificado que o câmbio travava após rodar aproximadamente 1000 [km].

³ Crise devido a conflitos no Oriente Médio, principal fornecedor de petróleo (BRASILESCOLA, 2013).

A partir dos dados da análise da falha iniciou-se uma pesquisa para desenvolver um óleo especial que atendesse aos requisitos de alta temperatura e pressão de contato, tal problema foi assumido pela petrolífera Idemitsu Kosan. O desenvolvimento do óleo demorou quatro anos, e a solução encontrada pela empresa foi produzir um óleo no qual semi-solidificava quando submetido à alta tensão e não perdesse as propriedades lubrificantes devido à temperatura.

Em testes o inovador câmbio CVT semi-toroidal e o novo óleo obtiveram bons desempenhos e dessa forma recebeu aprovação para ser produzido. Na mesma época, em 1990, a NSK e a fabricante automobilística Nissan firmaram um acordo para o desenvolvimento do projeto; porém, a grande indústria japonesa exigiu que tal transmissão equipasse os veículos de grande porte com motores a partir de 3,0 litros, o que seria um novo problema, pois até aquele momento o CVT desenvolvido era aplicado somente em motores de pequeno porte. Consequentemente, após testes com os grandes motores, comprovou-se que os componentes do CVT se partiam após alguns quilômetros.

Por meio de análises por microscópio de varredura de elétrons, Hisashi Machida observou que os componentes quebravam devido à presença de impurezas dentro do metal, causando assim concentradores de tensão, surgindo micro trincas e induzindo a peça a falhar. Nesse cenário, outra empresa japonesa resolveu solucionar o problema, a Sanyo Special Steel, fabricante de aços. A empresa teve por objetivo desenvolver um tipo de aço mais puro até então conhecido, após mais de cinco anos de desenvolvimento criou-se o novo material.

Montado o CVT com a nova liga, foram realizados novos experimentos de bancada, e inicialmente se observou um funcionamento sem avarias. Assim, no ano de 1996, os testes de campo no carro da Nissan foram iniciados. Após milhares de quilômetros rodados, uma quebra em aproximadamente 40 mil quilômetros, novamente um novo teste foi realizado e posteriormente outra quebra com aproximadamente a mesma quilometragem.

Análises foram realizadas e se constatou que o problema estava no óleo desenvolvido pela Idemitsu Kosan, uma vez que este atacava o material dos rolamentos e induzia uma falha precoce. Após três anos de novos estudos, constatou-se que alguns aditivos do óleo, conhecidos como polisulfidos⁴, reagiam com o aço do rolamento provocando fragilização da superfície.

Substituído o aditivo, foram realizados novos testes de trezentos mil quilômetros, e após transcorrer sem defeito, o câmbio recebeu aprovação para equipar os automóveis da empresa japonesa.

⁴ Classe química de compostos que contem cadeias de átomos enxofre.

No ano de 1999 os novos carros da Nissan chegaram ao mercado consumidor com o novo sistema de transmissão, o Cedric (Figura 9) e o Glória (Figura 10), equipados com motores de 3,0 litros.

Figura 9 - Veículo Nissan Cedric.



Fonte: (MAD4WHEELS, [entre 1999 e 2013]).

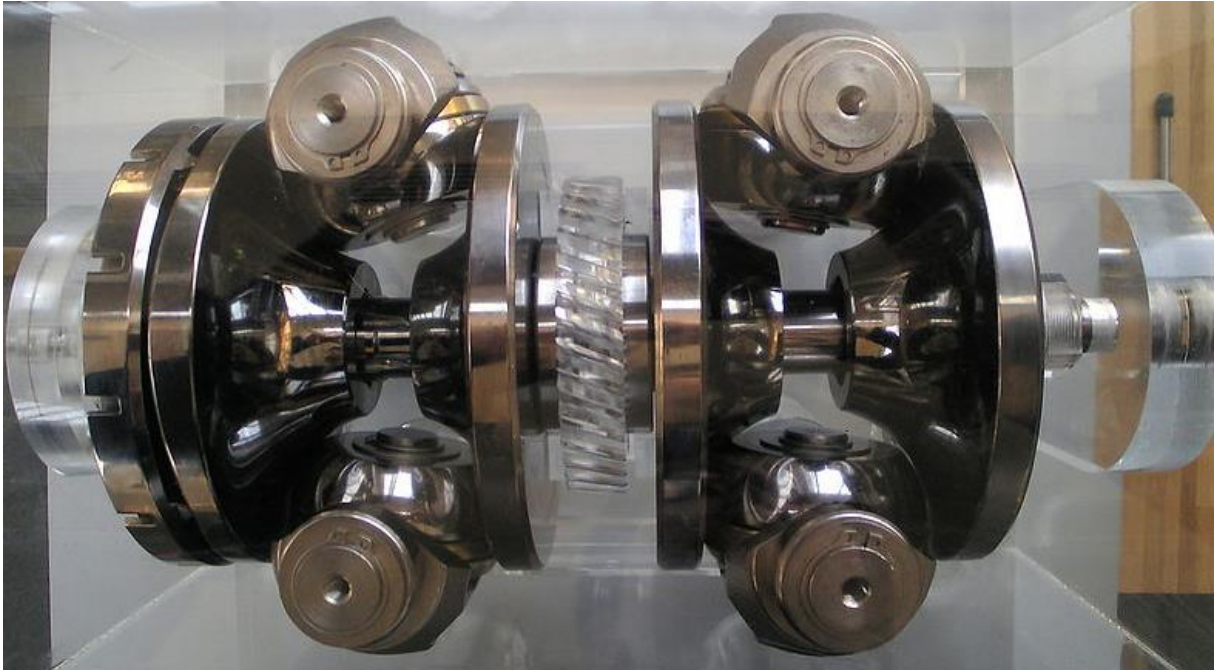
Figura 10 - Veículo Nissan Gloria.



Fonte: (WEILINET, [entre 1999 e 2013]).

O câmbio produzido foi batizado de Extroid CVT (Figura 11) produzido pela divisão de transmissão Jacto da Nissan, segundo a empresa o novo câmbio possibilitava uma economia de 10% de combustível, baixo ruído e uma dirigibilidade confortável, pois não havia a necessidade de troca de marchas e a sensação de troca da relação de transmissão era inexistente.

Figura 11 - Câmbio CVT semi-toroidal Extroid.

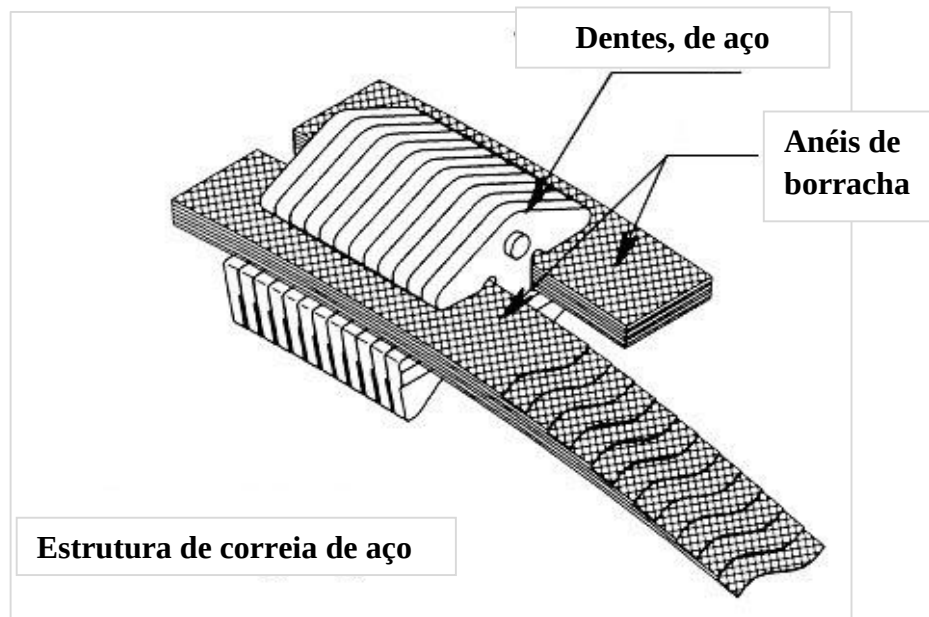


Fonte: (YONES, 2009).

Apesar de ser um sistema inovador, as qualidades de tal câmbio não foram suficientes para o triunfo no mercado. Uma combinação de fatores como o alto custo e limitação na transmissão de torque impediu a disseminação pela indústria automobilista. Além disso, paralelamente ao desenvolvimento do modelo de CVT toroidal, houve um avanço na tecnologia do CVT tradicional por correia e polia.

O principal fator que restringia o sistema era a limitação de torque transmitido, pois correias de borracha não suportavam a tensão exigida e consequentemente rompiam. Neste cenário surgem então as empresas aeronáuticas americanas e a NASA (*National Aeronautics and Space Administration*) que, após estudos, aperfeiçoaram a tecnologia e desenvolveram correias com dentes de aço, no qual suportavam maiores torques e atendiam amplas necessidades.

Figura 12 - Correia metálica para CVT;



Fonte: (INSIGHTCENTRAL, 2008);

2.1.2. Conceitos Teóricos

O equacionamento da transmissão CVT por polia é análogo ao sistema de engrenagens, sendo diferenciado apenas pela ausência de correia no caso das engrenagens. Temos portanto a seguinte definição:

Quando duas engrenagens estão engranzadas, seus círculos primitivos rolam uns sobre os outros, sem escorregamento. Designando os raios primitivos como r_1 e r_2 e as velocidades angulares como ω_1 e ω_2 respectivamente. Desse modo, a velocidade no círculo primitivo vale:

$$V = |r_1 \cdot \omega_1| = |r_2 \cdot \omega_2| \quad (1)$$

Logo, a relação entre raios e velocidades angulares é (SHIGLEY, 2005, p. 633),

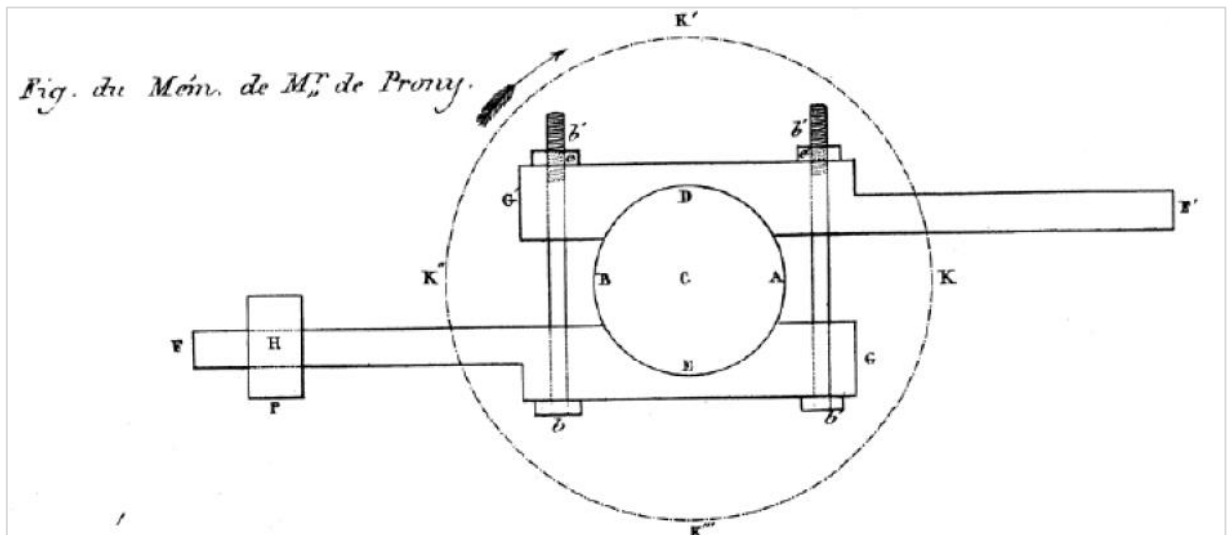
$$\left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{r_2}{r_1} \quad (2)$$

No caso do CVT admite-se que não há contato direto entre a polia motora com a polia movida, de forma que a transmissão é feita através da correia. Considerando-se que não haja nenhum efeito de escorregamento entre os mesmos, as equações (1) e (2) podem ser aplicadas.

No sistema sobre o qual será realizada a análise, será utilizado um motor de combustão interna para fornecer a rotação desejada. A resistência ao funcionamento do motor será obtida por um sistema conhecido como Freio de Prony. O dispositivo foi desenvolvido pelo francês Gaspard Clair Marie Riche de Prony em 1821, e tem por objetivo fornecer a potência de um motor (FREITAS, 2009).

Os componentes mecânicos do freio são um volante ou polia acoplado ao eixo de rotação do motor, uma cinta ou duas placas de madeira acopladas a um braço de alavanca e a extremidade do braço ligado a uma balança ou peso. A cinta (ou madeiras) envolve o volante e tem a função de ser friccionado contra o mesmo para fornecer uma força resistiva devido ao atrito dos componentes, este atrito transmite ao braço uma força e a uma distância R obtém-se o torque gerado pelo mesmo. Uma descrição do dispositivo elaborado por Prony segue na Figura 13:

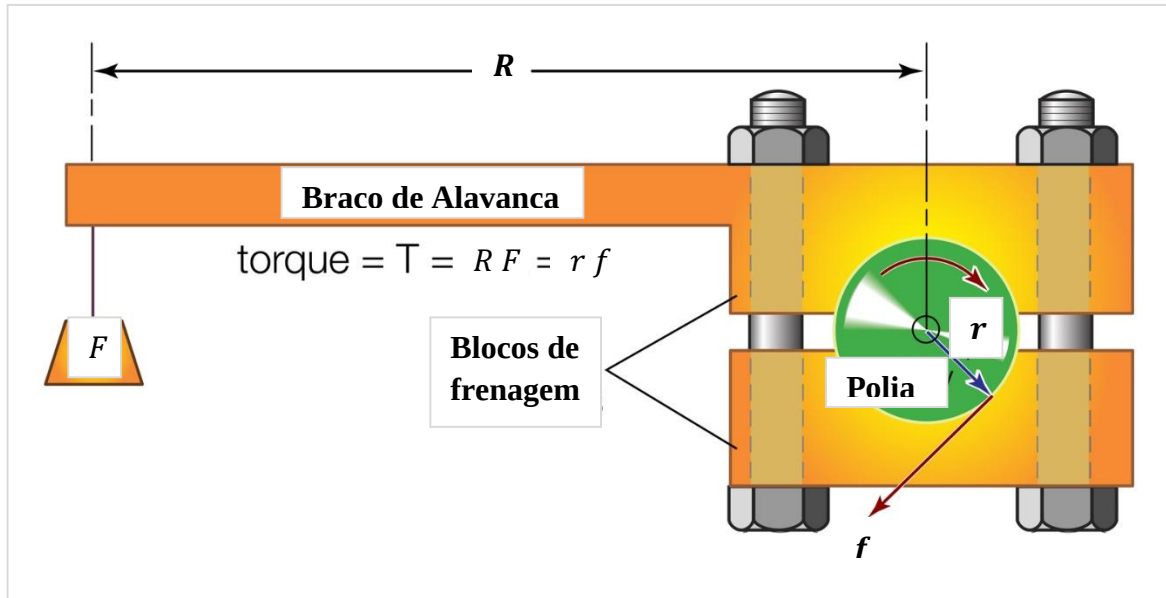
Figura 13 - “Fac simile” apresentado por Prony numa Comunicação à Academia de Ciências em 1821



Fonte: (FREITAS, 2009).

Para uma melhor compreensão do funcionamento do freio segue a Figura 14:

Figura 14 - Esquema do mecanismo de Prony.



Fonte: (MESLAB, 2008).

Ao apertar a cinta sob o volante haverá uma força devido ao atrito, consequentemente o aperto aumenta a normal, a força pode ser descrita como:

$$f = \mu \cdot N, \mu \rightarrow \text{coeficiente de atrito}, N \rightarrow \text{força normal} \quad (3)$$

Sabendo que o volante possui um raio r , o torque é obtido pela equação vetorial (4).

$$T = r \times f \quad (4)$$

Observa-se que por toda região em contato da cinta com o volante, a força de atrito sempre será perpendicular ao raio do mesmo. Dessa forma, pode-se escrever a equação (4) na forma da expressão (5):

$$T = r \cdot f \quad (5)$$

No caso do mecanismo de Prony pode-se obter o torque através de um conjugado equivalente formado pelo braço R e a força F , assim:

$$T = R \cdot F = r \cdot f \quad (6)$$

Portanto, a leitura de torque se faz de forma direta, dispensando o conhecimento do coeficiente de atrito entre a cinta e o volante.

O cálculo do trabalho a cada rotação é obtido por um perímetro de $2\pi r$ pela força de atrito f :

$$W = 2\pi r \cdot f \quad (7)$$

Aplicando a equação (6) tem-se:

$$W = 2\pi \cdot R \cdot F \quad (8)$$

Portanto, a potência pode ser obtida pela equação (9), na qual t é o tempo:

$$P = \frac{W}{t} \quad (9)$$

$$P = \frac{2\pi \cdot R \cdot F}{t} \quad (10)$$

$$P = R \cdot F \cdot \omega \quad (11)$$

Convertendo a rotação de radianos por segundo para *rpm* obtém-se a equação (12).

$$P = R \cdot F \cdot \left(N \cdot \frac{2\pi}{60}\right) \quad (12)$$

As equações apresentadas são fundamentais para a elaboração conceitual e permitem extrair informações dos dados obtidos.

2.2. Material e Métodos

O método de medida foi baseado em somente um teste de aproximadamente 14 minutos em uma rotação específica. Dessa forma, foram efetuados quatro testes nas rotações de 2100

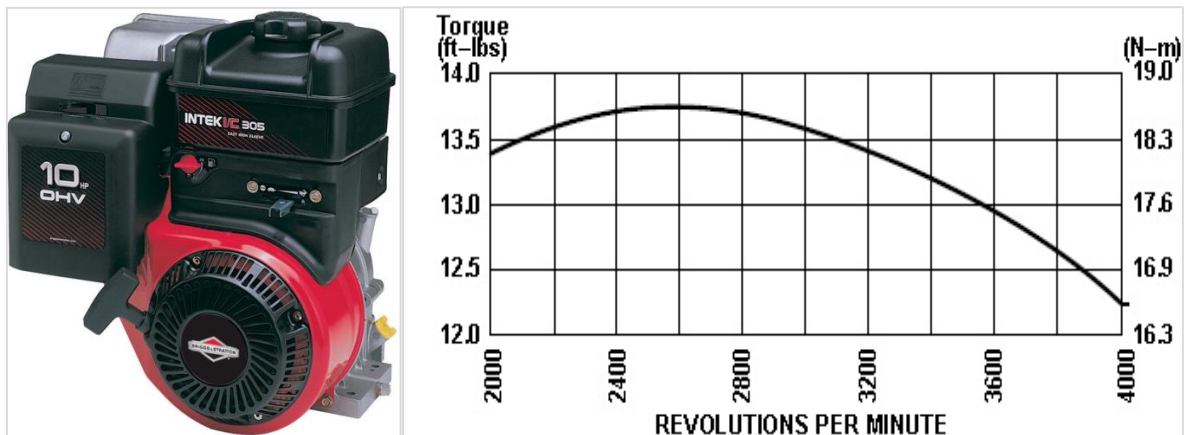
[rpm], 2400 [rpm], 2700 [rpm] e 3000 [rpm]. Tais rotações foram escolhidas para atender às condições do regime de funcionamento do motor.

Com a bancada instrumentada foram obtidas medidas de rotação, temperatura, posição geométrica e força, todas essas adotadas como condições necessárias e suficientes para verificar perdas ou ganhos durante o regime de funcionamento do componente mecânico.

O teste foi realizado com o motor da empresa Briggs & Stratton de potência de 10 [hp] série 20 código 205432, 4 tempos, com torque máximo de 18,7 [Nm] a aproximadamente 2600 [rpm]. O motor em questão é aplicado nas competições de Baja nacionais e internacionais e segue de acordo com o regulamento estabelecida pela SAE tendo por objetivo normalizar as equipes para que não haja uma discrepância em relação a desempenho de tal componente (SAE, 2010).

Na Figura 15 está a imagem do motor e a curva de torque por rotação onde é extraído as informações de torque máximo e rotação.

Figura 15 - Motor Briggs & Stratton 10 [hp].



Fonte: (BRIGSS, 2010).

O CVT é fabricado pela empresa Norte Americana Gaged Engineering, modelo GX9, é aplicado no protótipo Baja-SAE, possuindo as especificações descritas nas Tabelas 1 e 2.

Tabela 1 - Especificação da Correia.

	Modelo	Distância entre centros
Correia	Magnum 330/660	8 5/8" (219,075 [mm])

Fonte: (Autoria Própria).

Tabela 2 - Especificação do CVT.

	Modelo	Máxima Redução	Mínima Redução
CVT	GX9	1:4	1:0,77

Fonte: (Autoria Própria).

O CVT modelo GX9 é apresentado na Figura 16.

Figura 16 - CVT Gaged Engineering modelo GX9;



Fonte: (TRUTH365, [entre 2005 e 2013]).

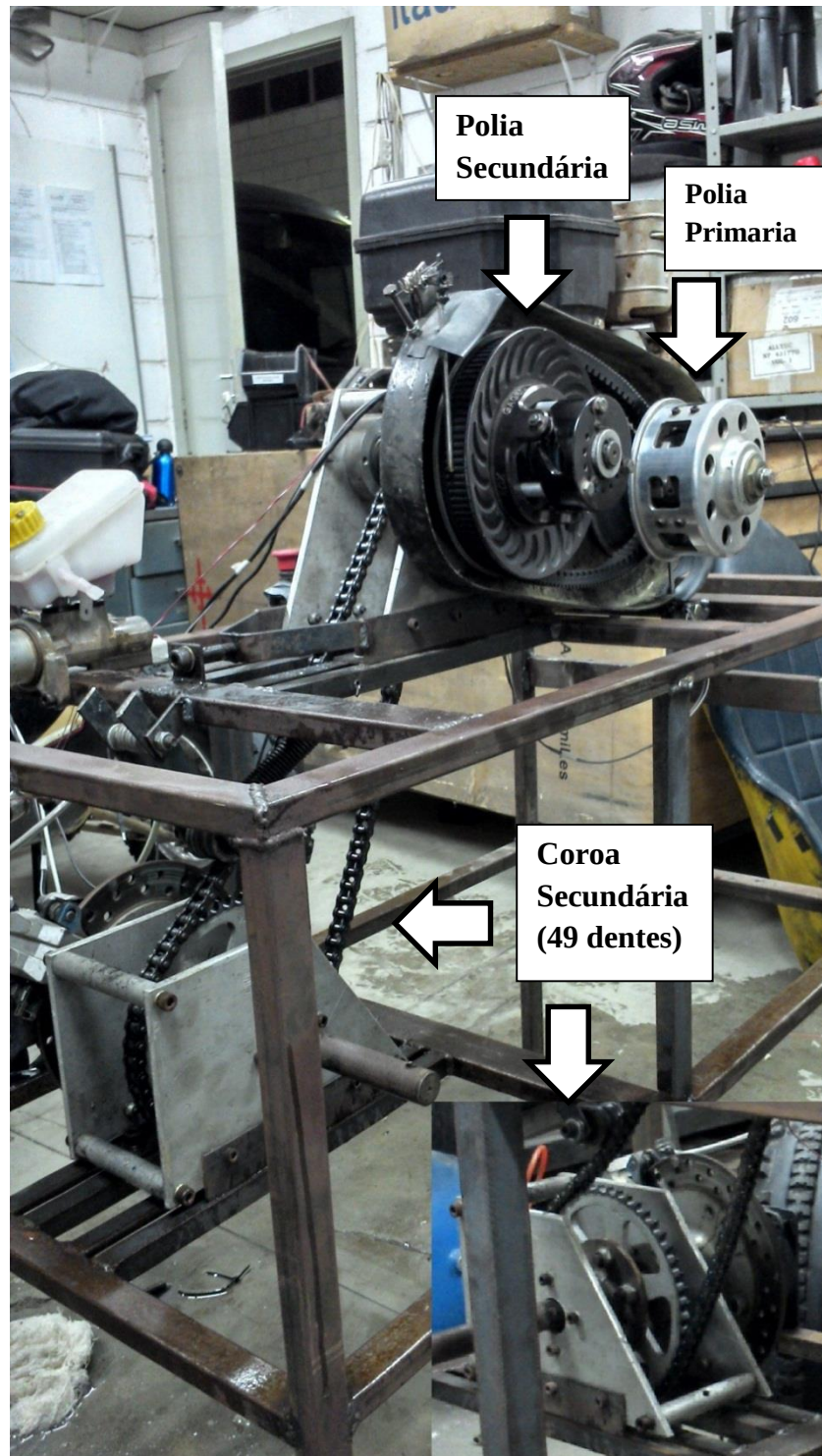
A polia secundária foi acoplada a outro sistema de redução por corrente, pois, devido ao baixo torque do motor em rotações reduzidas e visando não operar em condições extremas, optou-se por utilizar uma redução já previamente calculada para o protótipo de Baja-SAE da equipe Piratas do Vale Bardahl do Campus de Guaratinguetá. Dessa forma, a bancada aproxima-se do projeto de transmissão do modelo de veículo projetado para as competições estudantis, aproximando-se de condições reais (PIRATAS DO VALE, 2013).

O pinhão dentado da corrente possui 8 dentes e a coroa movida possui 49 dentes, totalizando uma segunda redução de 1:6,125. No sistema com os dois acoplamentos foi possível obter uma redução máxima de 1:24,5 e mínima de 1:4,716. Tal redução proporciona aproximadamente um torque máximo no eixo final de 458,15 [Nm], desconsiderando as perdas durante a transmissão, impulsionando um conjunto protótipo mais piloto de aproximadamente 300 [kg] (PIRATAS DO VALE, 2013).

A coroa movida possui eixo solidário ao Freio de Prony e, devido ao sistema de frenagem, este oferece resistência em razão do atrito gerado pelo freio e é transmitido diretamente ao CVT.

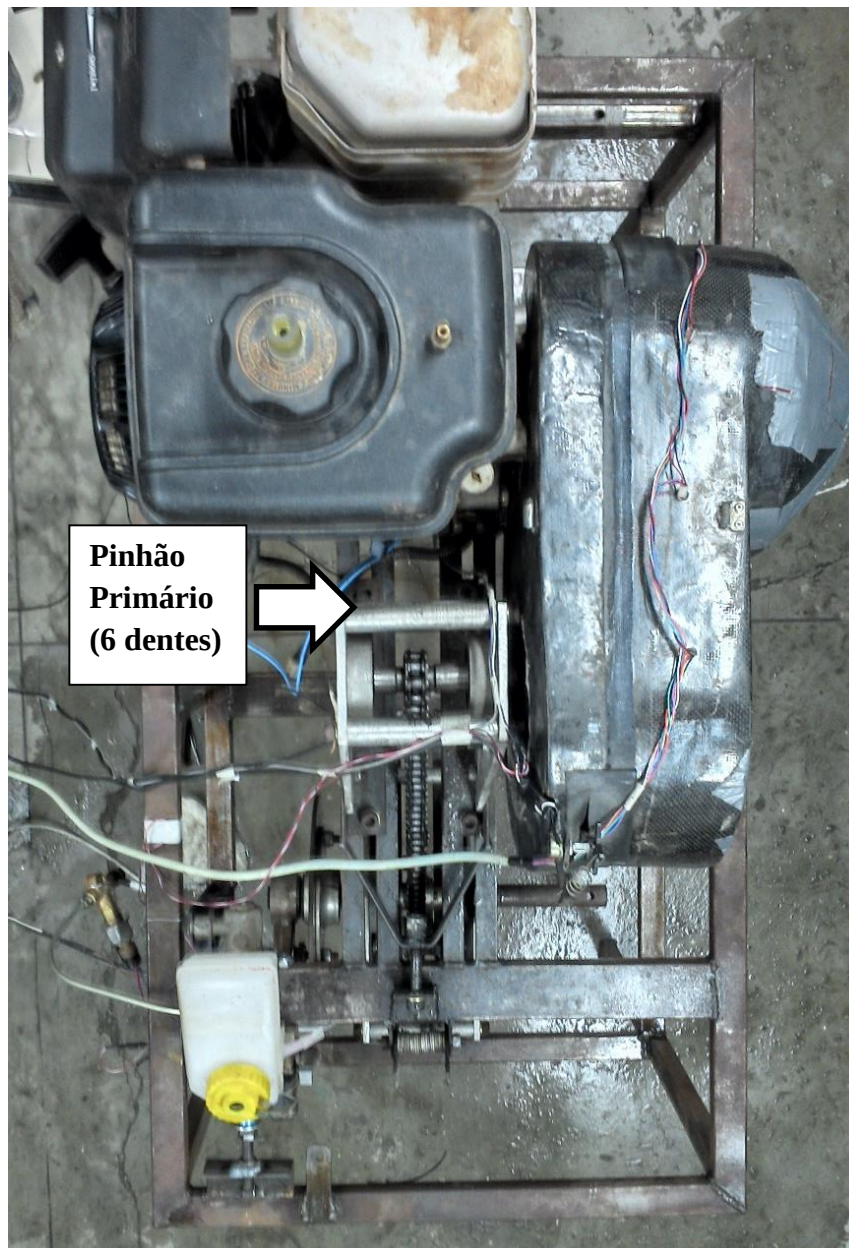
Nas Figuras 17 e 18 tem-se a montagem da bancada de teste com os correspondentes componentes e posicionamento sendo uma vista em perspectiva lado esquerdo e outra com a vista superior, respectivamente.

Figura 17 - Foto descritiva da bancada de teste.



Fonte: (Autoria Própria).

Figura 18 - Foto descritiva da bancada de teste.

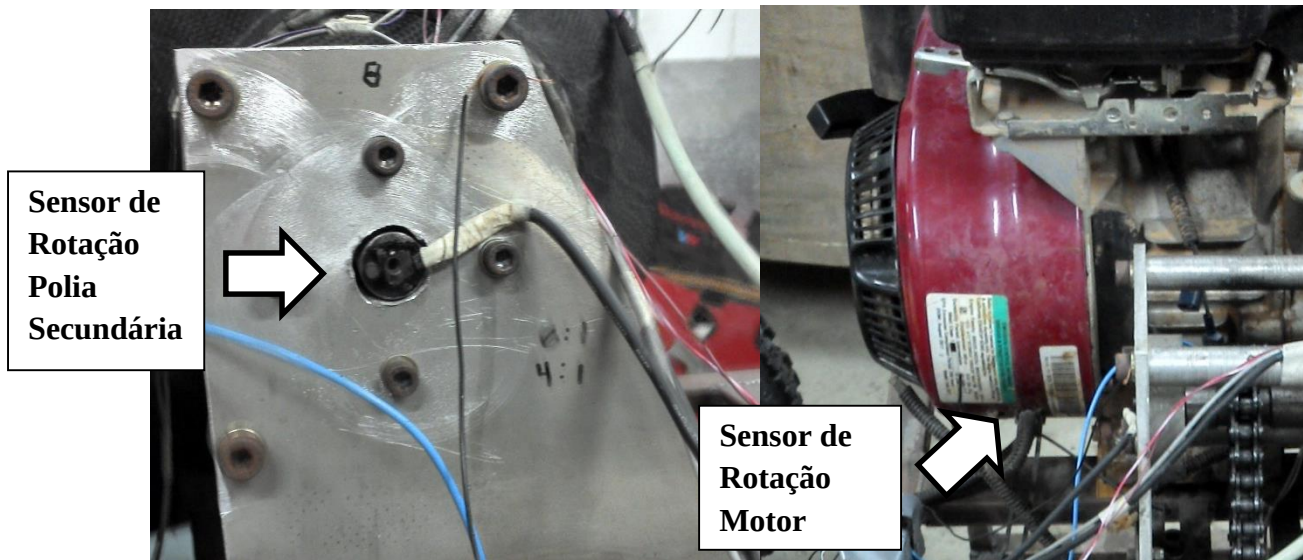


Fonte: (Autoria Própria).

Para a leitura dos dados será adotada a seguinte nomenclatura: para rotação medida diretamente no eixo serão empregados N_p e N_s , que são correspondentes ao eixo do motor solidário à polia primária e eixo secundário da polia movida, sendo tais rotações em $[rpm]$. A rotação foi obtida utilizando um sensor do tipo Allegro A1104 com precisão de $\pm 1 [rpm]$ no qual se mede a variação do campo magnético induzido por um pequeno ímã colado no eixo. Dessa forma, cada rotação é identificada como um pulso magnético, contabilizando uma volta do eixo.

O posicionamento dos sensores de rotação é mostrado na Figura 19:

Figura 19 - Posicionamento dos sensores de rotação.



Fonte: (Autoria Própria).

Com as relações de transmissão do modelo de CVT e da transmissão de corrente, calcula-se a rotação do eixo final ou coroa de saída, cuja nomenclatura será N_f , também em $[rpm]$.

As relações de transmissão são calculadas de duas formas: a primeira forma utiliza as rotações medidas diretamente no eixo; com a razão entre a rotação de entrada com a rotação de saída obtém-se a relação de transmissão real (RT_r), conforme equação (13).

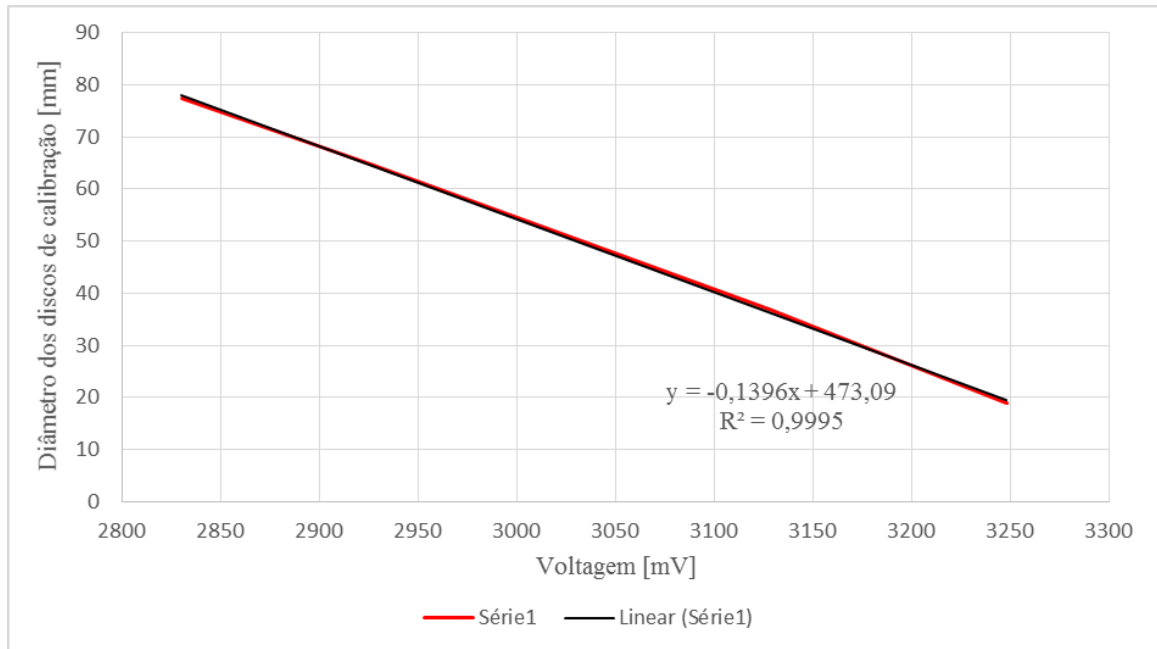
$$RT_r = \frac{N_p}{N_s} \quad (13)$$

A segunda forma de cálculo da razão de transmissão é de acordo com a relação geométrica da posição da correia em relação ao eixo central. Para isso foi utilizado um potenciômetro linear de 10 $[k\Omega]$ com precisão de $\pm 5 \%$, o qual, ligado a uma haste de aço, permanecia em contato direto com a correia. Quando a correia muda de posição, esta movimenta as hastes que estão ligadas aos sensores e através de correlação entre tensão elétrica com posição geométrica (diâmetro), pode-se calcular a razão de transmissão geométrica. Esta, por sua vez, por ser uma medição que depende apenas de geometria, é considerada como parâmetro ideal para comparação com a medição direta de rotação.

Para a calibração do potenciômetro em relação à posição geométrica, foram utilizados três discos com diâmetros conhecidos, colocando-os no eixo se posiciona a haste em contato com o disco de calibração e se mede a tensão obtida. Dessa forma, repetindo o processo para os outros discos obtém os pontos de diâmetro por tensão, e a partir desta tem-se a reta e as

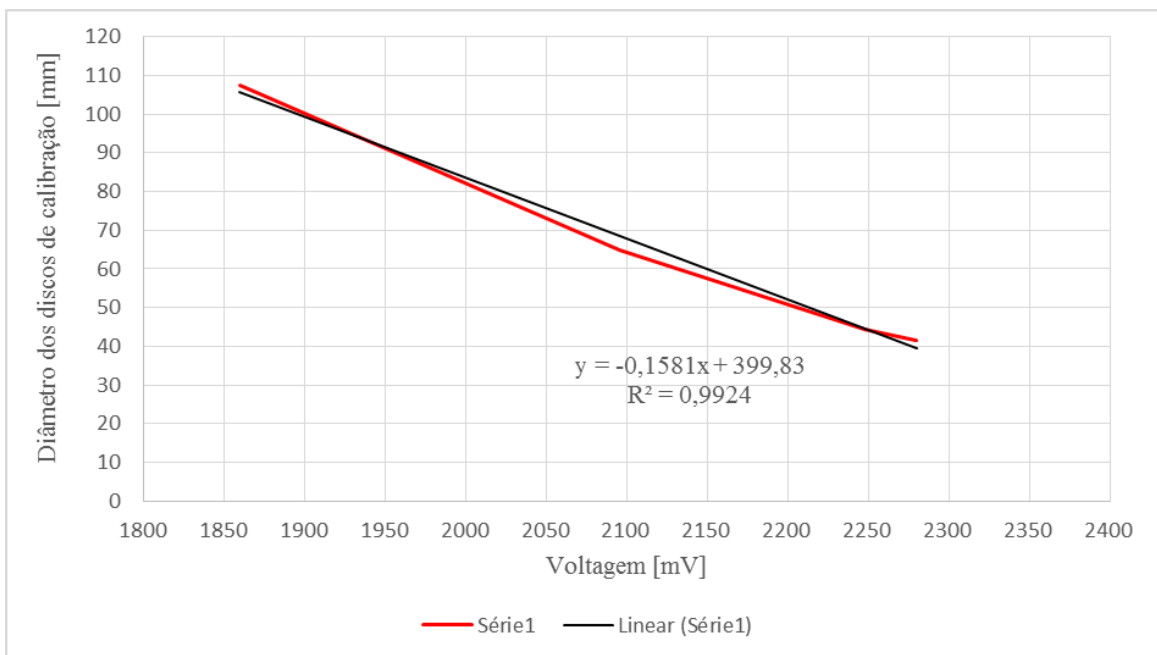
equações lineares por regressão, tanto para o eixo de entrada (Figura 20) como para o eixo de saída (Figura 21). Observa-se que há uma redução do diâmetro conforme o aumento da tensão.

Figura 20 - Curva de Calibração potenciômetro polia motora.



Fonte: (Autoria Própria).

Figura 21 - Curva de calibração potenciômetro polia movida.



Fonte: (Autoria Própria).

Através das equações de regressão, obtém os diâmetros da posição da correia primaria e secundária, D_s e D_p respectivamente, e pode-se calcular a razão de transmissão geométrica:

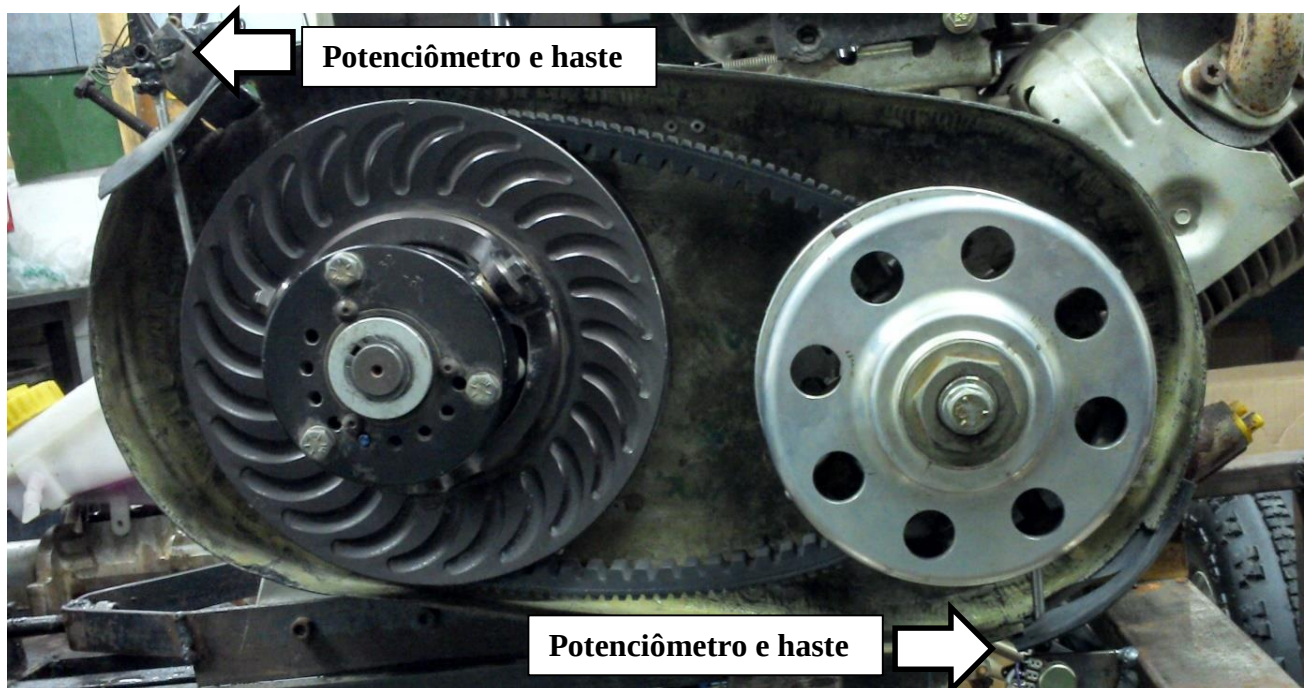
$$RTg = \frac{D_s}{D_p} \quad (15)$$

Sabendo a rotação do motor (N_p), e a relação de transmissão geométrica a rotação da polia secundária baseado em geometria, N_{sg} , pode ser calculada através da formula (16):

$$N_{sg} = \frac{N_p}{RTg} \quad (16)$$

A Figura 22 ilustra o posicionamento dos sensores

Figura 22 - Posição dos sensores de posição da correia.



Fonte: (Autoria Própria).

Para avaliar a influência da temperatura no CVT foi utilizada uma caixa de fibra de carbono e kevlar para isolar a transmissão do meio. Esta caixa é comumente utilizada no protótipo Baja-SAE para proteger de agentes externos (poeira, água e/ou lama), para que não se entre em contato com os componentes rotativos, além disso os materiais aplicados tem por objetivo serem leves e oferecer alta resistencia (PIRATAS DO VALE, 2013).

Para evitar entrada ou saída de ar nas frestas da caixa foi utilizada uma borracha entre as tampas e fita isolante do tipo *Silver Tape*. Os únicos pontos nos quais havia abertura eram a entrada do eixo do motor e o eixo do pinhão, sendo tais furos com exatamente o diâmetro dos eixos e uma abertura para ler a temperatura da superfície da polia motora.

Nesta caixa foram instrumentados seis sensores de temperatura do tipo LM35, fabricados pela *National Semiconductor*, possuindo uma tensão linear relativa à temperatura com uma alimentação de 4 [V] a 20 [V] do tipo DC, tendo uma saída de 10 [mV] para cada grau Celsius de temperatura. Este sensor não possui necessidade de calibração e pode operar de $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ e precisão de $\pm 0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ a partir de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Os sensores LM35 tem a função de medir a variação da temperatura do ar dentro da caixa.

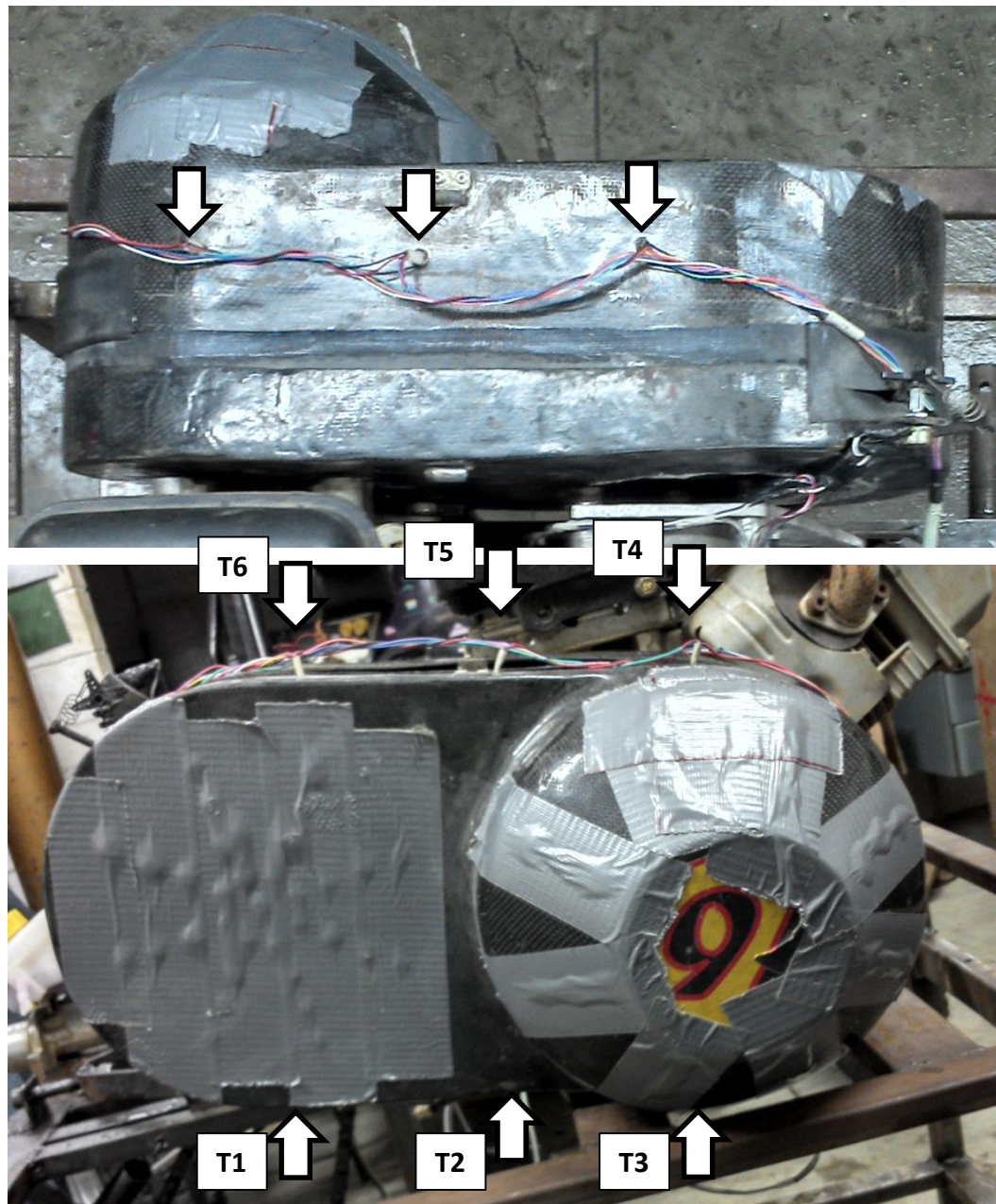
Outra medição realizada de temperatura foi com a utilização de um medidor de infravermelho, sendo medido diretamente no prato da polia através na abertura na caixa de isolamento do CVT. Cada medida foi realizada a cada 2,5 [min], tendo assim 6 medidas durante o experimento, considerando que a primeira medida é no instante inicial. Os dados obtidos estão demonstrados no Capítulo 2.3.

O posicionamento dos sensores segue a seguinte sequência;

- a) T1 e T6: Abaixo e acima da polia movida, respectivamente;
- b) T2 e T5: Meio entre polia motora e movida abaixo e acima, respectivamente;
- c) T3 e T4: Abaixo e acima da polia movida, respectivamente;

Os pontos onde foram instrumentados segue na Figura 23:

Figura 23 - Posição dos sensores de temperatura.



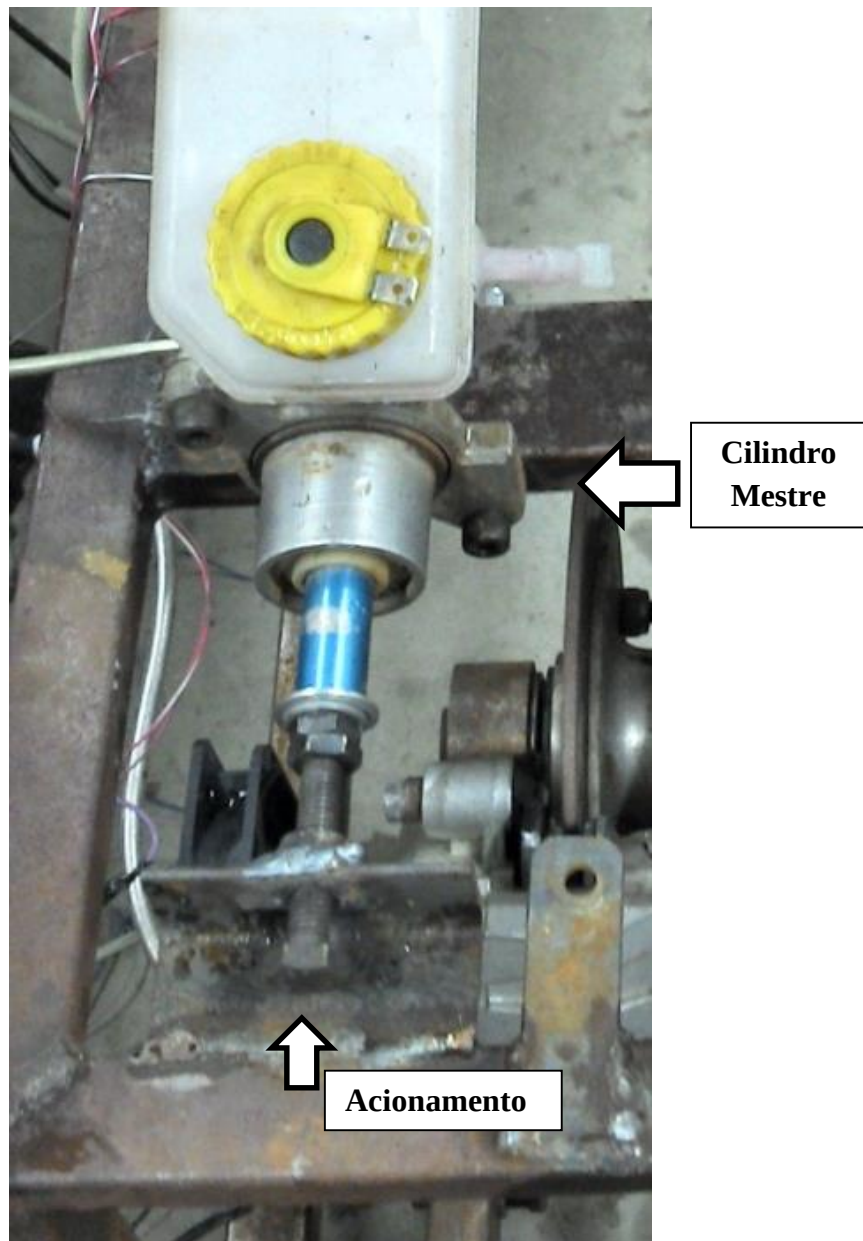
Fonte: (Autoria Própria).

Para a medição da força no Freio de Prony foi utilizado um sistema de freio a disco acoplado a um braço de alavanca que não possui restrição de rotação ao longo do eixo de saída final; para isso utilizou-se rolamento de esferas. A pinça de freio foi acoplada ao braço de forma que, ao realizar a frenagem, este transmite a força resistiva ao braço, gerando assim um conjugado de torque da força de atrito entre as pastilhas de freio e a posição de contato do disco. Como demonstrado anteriormente, o mesmo torque gerado pelo freio é calculado utilizando um braço com 210 [mm] e pela carga medida na célula de carga.

O acionamento da pinça é realizado através de um cilindro mestre, modelo utilizado para veículos comerciais Montana/Corsa (produtos da General Motors) com êmbolo duplo que apresentam diâmetro de 20 [mm]. Este por sua vez é acionado por um parafuso que, ao ser girado, possibilita variar o curso do cilindro, assim aplicando maior ou menor pressão. A Figura 24 exibe o modelo e o mecanismo de acionamento (MICHELS, 2013).

Lembrando que este conceito de freio de Prony elaborado no trabalho, difere dos mecanismos desenvolvidos encontrados na literatura, porem após uma análise prévia conclui que obedece os princípios do modelo original.

Figura 24 - Posicionamento do cilindro mestre para regular a pressão na linha.



Fonte: (Autoria Própria).

Sabe-se que, devido ao atrito do disco e pastilhas de freio, há a eventual abrasão do mesmo. Para minimizar o efeito de desgaste e manter a pressão constante na pinça, aplicou-se na linha⁵ entre o cilindro mestre e a pinça um sensor de pressão Sensata 3PP6-12, com erro de $\pm 5\%$. Assim, ao observar qualquer variação nos dados gráficos pelo computador, regula-se a pressão do cilindro mestre.

É importante salientar que o atrito gerado no processo de frenagem gera aquecimento dos componentes, o que pode influenciar tanto nas medidas como acarretar a falha prematura. Para controlar um possível sobreaquecimento, o disco de freio foi refrigerado com água. Para isso, a parte inferior do disco permaneceu imersa em aproximadamente 25,4 [mm], e assim, com a rotação, toda a região do disco permaneceu em contato com o fluido sendo resfriado, e possibilitando um controle da temperatura. Utilizando o medidor de temperatura por infravermelho, a temperatura permaneceu estável em 130 [°C].

A célula de carga foi elaborada pelo aluno Samuel Cerruti Guarnieri do curso de Engenharia Elétrica, cujas especificações são apresentadas na Tabela 3.

Tabela 3 - Dimensionamento da Célula de Carga.

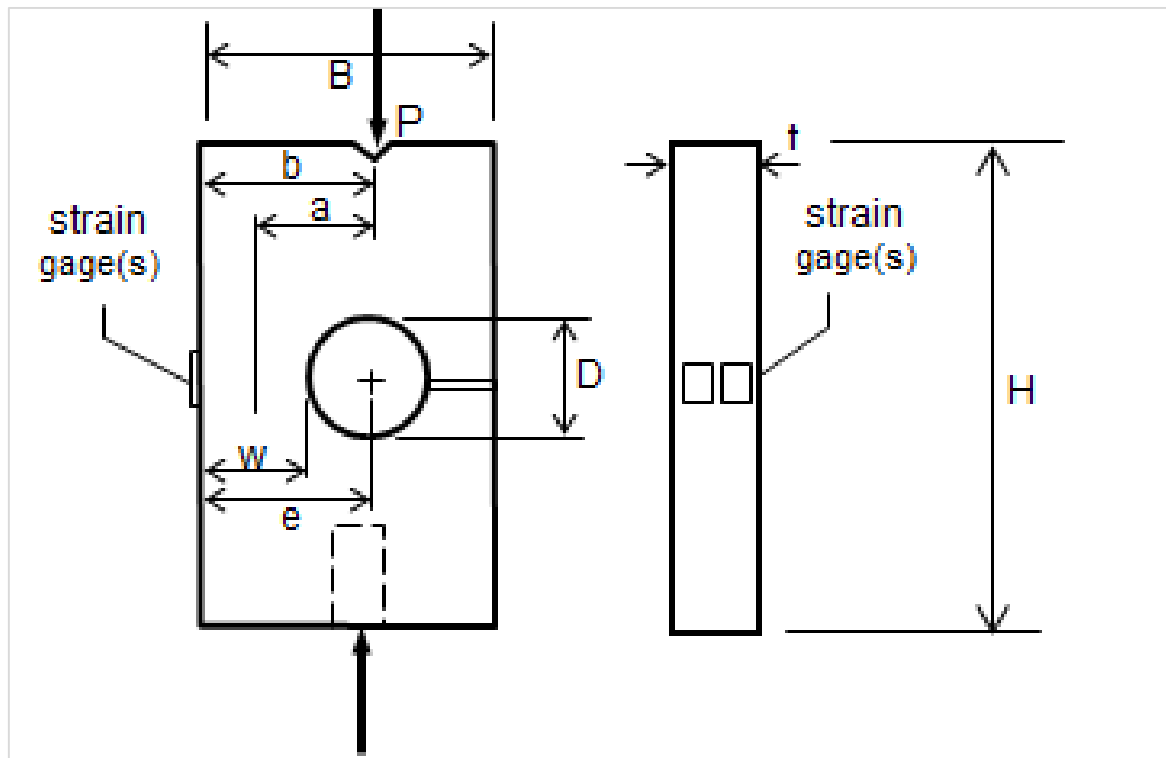
Dimensionamento Célula de Carga					
Carga	1000,0	[N]	Stress axial	-8,33	[MPa]
t	15,0	[mm]	Stress bending	150,00	[MPa]
D	20,0	[mm]	Máximum stress	-158,33	[MPa]
B	40,0	[mm]	Gage stress	141,67	[MPa]
d/B	0,7		ϵ_c	0,002056	[mm/mm]
e	18,0	[mm]	μ strain	2056,10	
E	68,9	[GPa]			
H	64,0	[mm]			
a	24,0	[mm]			
b	28,0	[mm]			
c	4,0	[mm]			
w	8,0	[mm]			

Fonte: (GUARNIERI, 2013).

Na Figura 25 está descrito todas as medidas necessárias para o projeto e elaboração da célula de carga.

⁵ Nome dado ao tubo que passa o fluido de freio.

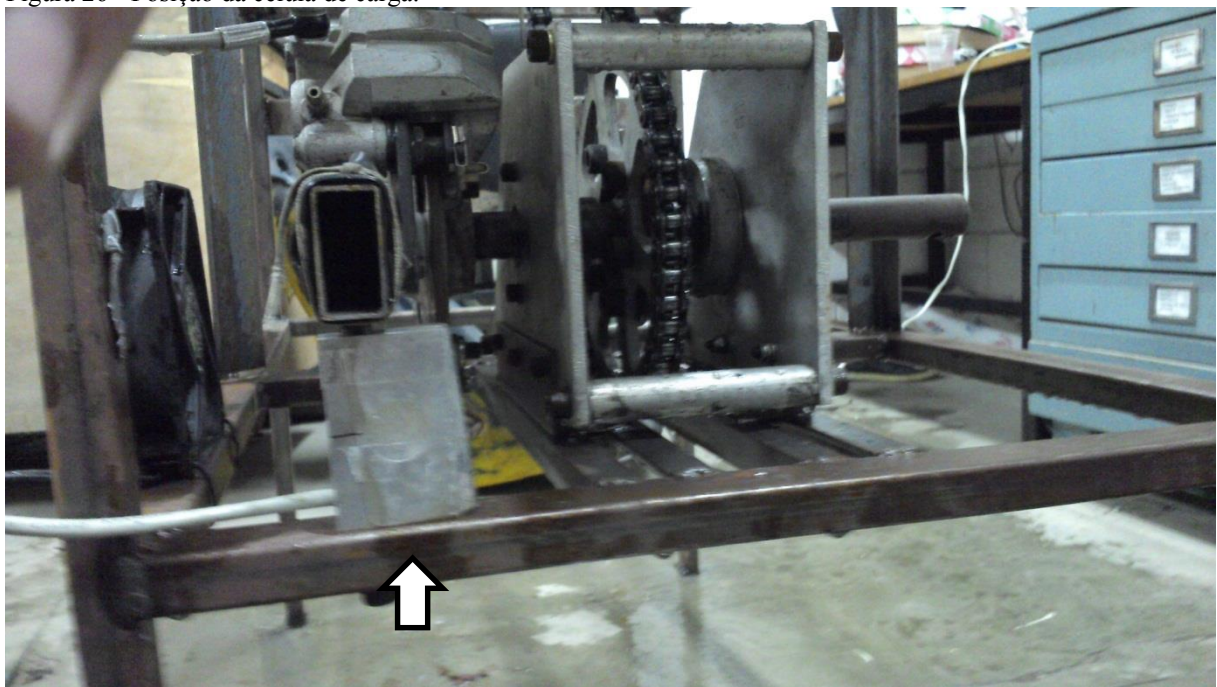
Figura 25 - Principais medidas da célula de carga.



Fonte: (NAKKA, 2013).

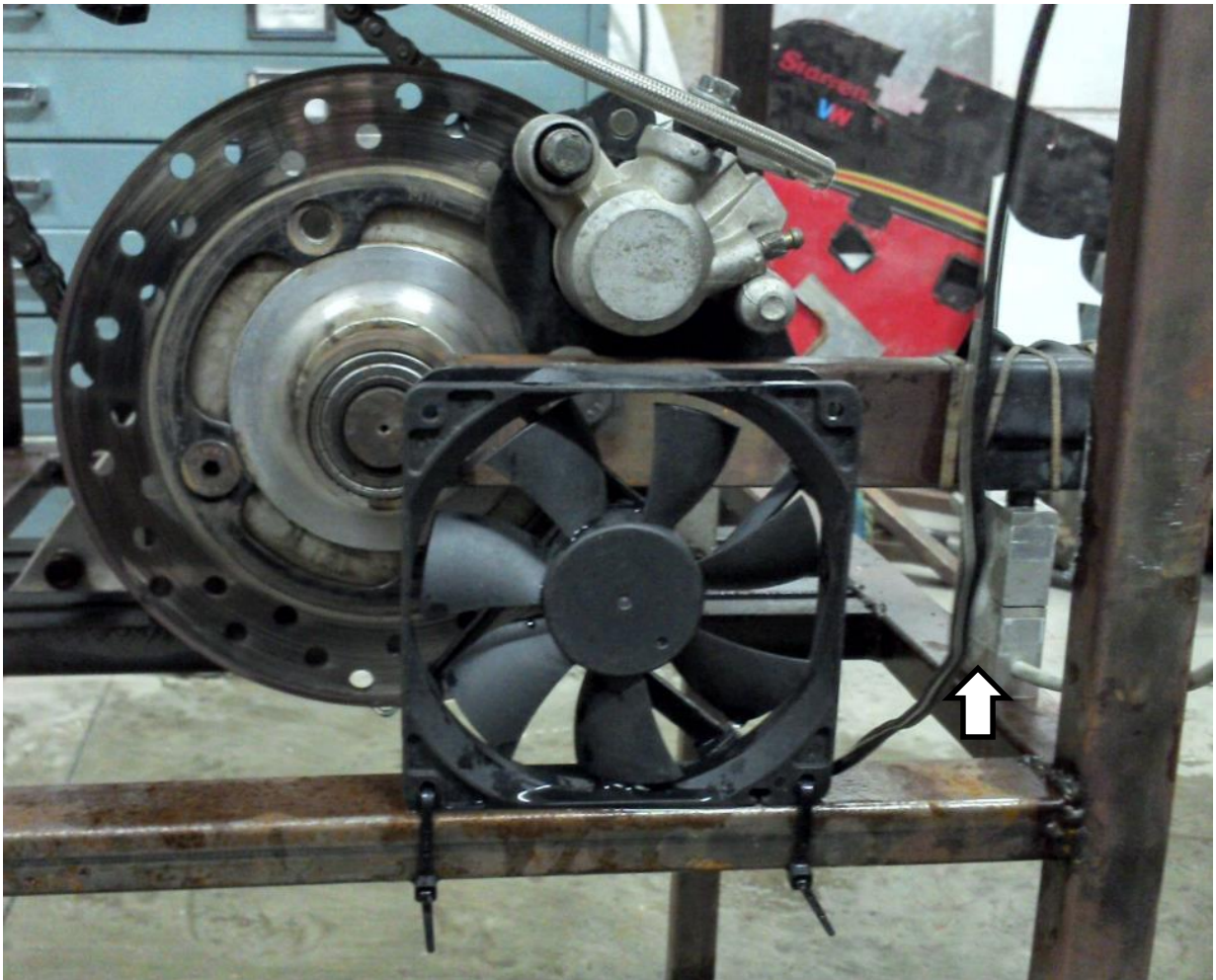
A Figura 26 e a Figura 27 ilustram o posicionamento da célula de carga:

Figura 26 - Posição da célula de carga.



Fonte: (Autoria Própria).

Figura 27 - Posição da célula de carga;



Fonte: (Autoria Própria);

2.3. Resultados e Discussão

O trabalho propõe uma análise do comportamento do componente de transmissão CVT, não obstante, em função da temperatura do ar interno da caixa do conjunto; para tanto, foram realizados inúmeros ensaios e medições com o propósito de se obter o maior número de informações possível. Encontrou-se grande dificuldade para garantir que a bancada de teste mantivesse as condições estáveis para realização das medidas.

Uma das grandes dificuldades encontradas foi garantir a estabilidade do mecanismo de Prony com o tempo. Observou-se como dito anteriormente a necessidade de resfriamento do disco de freio do sistema de Prony para não danificar os componentes como pinça, pastilha de freio e disco, porém, pequenas alterações de temperatura, mesmo que a pressão na linha de freio

fosse mantida constante, influenciavam diretamente na medida de força. Além disso, a forma como foi resfriado o disco de freio também acarretava grandes alterações nas medidas, como por exemplo: se o disco fosse resfriado por cima através de uma fina corrente de água, resultava em medidas diferentes se o mesmo fosse resfriado sendo mergulhado na parte inferior em água, com todos os outros parâmetros iguais.

Dentre os parâmetros medidos, o que mais era influenciado devido à forma de resfriamento foi o obtido pela célula de carga, ou seja, a força; havia instantes que a força oscilava de um determinado valor e reduzia para próximo de zero, pois era identificado facilmente que o motor passava a girar sem carga (sem resistência em razão do Freio de Prony) quando a força atingia o valor mínimo, aumentando assim a rotação e não resultando em medidas satisfatórias.

Ademais, para rotações mais altas verificou grande vibração devido ao motor, sendo este de combustão interna, necessitando assim de construir um mecanismo para esticar a corrente e uma base no motor para minimizar a vibração.

Apesar das dificuldades ditas anteriormente, as medidas obtidas foram as que possibilitaram melhores resultados. Para isso, o primeiro parâmetro a ser controlado era a força aplicada pela pinça de freio no disco, sendo feito através do cilindro mestre, por conseguinte, a pressão na linha era mantida em aproximadamente 70 [bar]. Este valor foi obtido através do seguinte teste: a rotação do motor era aumentada até aproximadamente 2600 [rpm]⁶, após isso iniciava-se o aumento da pressão na linha de freio e ao mesmo tempo era lido a força obtida na célula de carga. A pressão era aumentada até que em um dado instante a força passasse a diminuir, deste modo, este instante de inversão era a força máxima no qual o motor poderia oferecer juntamente com as reduções do CVT e corrente, ao sistema.

O número de rotações a serem medidas também foi adotado com um intervalo de 300 [rpm] pois para valores menores as medidas não apresentavam diferenças apreciáveis, ademais a primeira medida de 2100 [rpm], foi empregue uma vez que para valores menores a célula de carga não fornecia valores significativos.

Outra variável controlada foi o aquecimento dos componentes, foram feitas medições para garantir que após a realização das medidas em uma rotação no decorrer dos 14 [min], esta não viesse a influenciar a próxima medida, devido ao aumento de temperatura das partes, portanto foi necessário o controle de temperatura de todos os elementos essenciais as medições, como motor, polia movida e polia motora, de forma que, aproximadamente era deixado o

⁶ Rotação correspondente ao pico de torque do motor.

sistema em repouso por um tempo de 30 [min] para resfriamento, consequentemente garantindo que as condições iniciais fossem iguais para todos os casos.

Após todos os parâmetros ajustados e executados todas as medidas, houve a necessidade de realizar a minimização dos ruídos gerados. Para isso todos os resultados obtidos foram filtrados utilizando o software MatLab (2009), através de um programa escrito com objetivo de reduzir as variações e facilitar a leitura dos números. O programa escrito encontra-se no Anexo A.

Para as análises foi utilizado um coeficiente chamado de fator de escorregamento, no qual compara a razão de transmissão real (RTr) com a razão de transmissão geométrica (RTg), sendo esta última o parâmetro de comparação. Entende-se para este trabalho que o valor da razão geométrica é o parâmetro tomado como ideal, pois apenas inter-relaciona os diâmetros da posição da correia nas polias, isto é, uma relação puramente geométrica e feita através de uma medida direta.

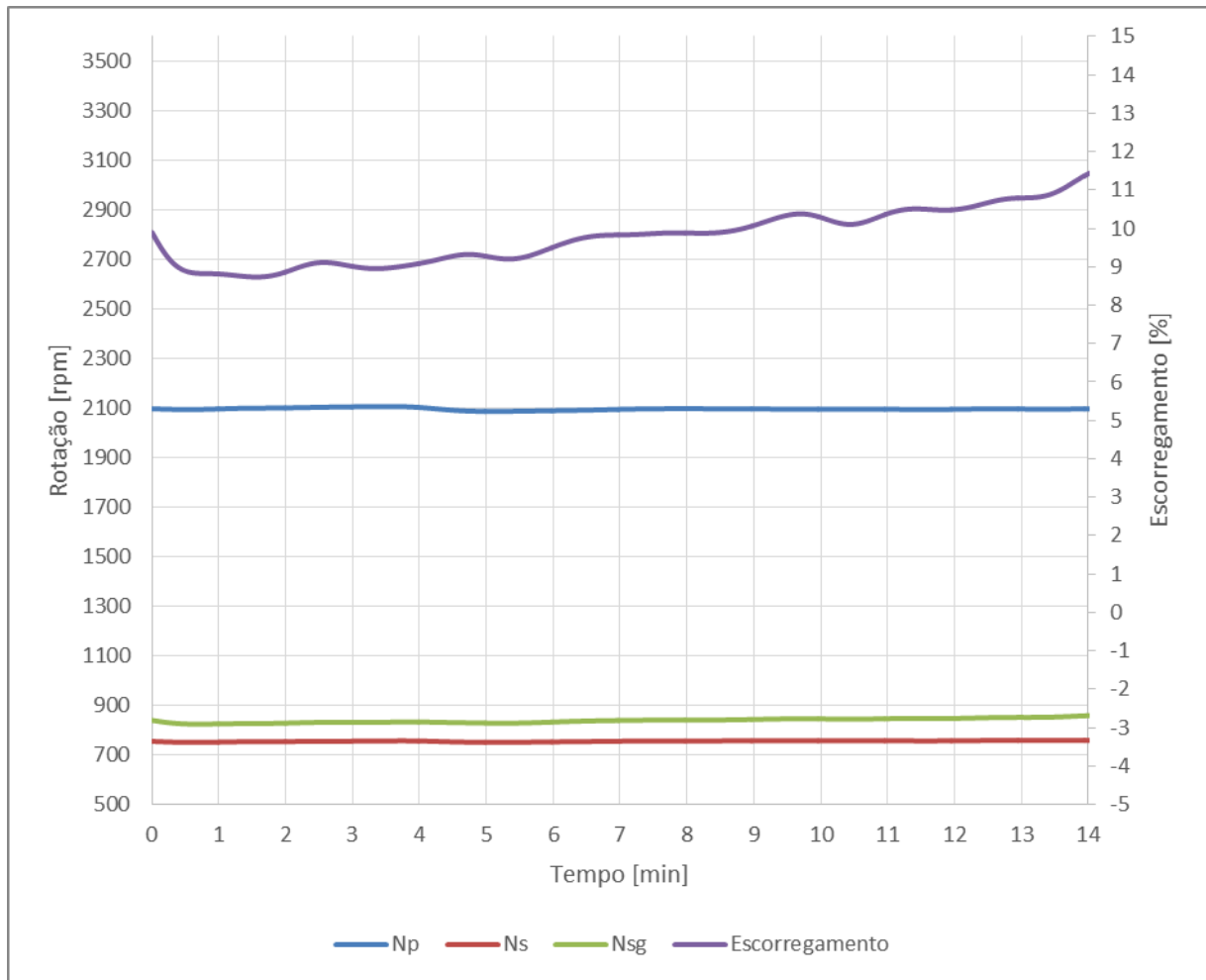
Este número é calculado em porcentagem através da equação (17).

$$Escorregamento = \frac{RTg - RTr}{RTg} \cdot 100\% \quad (17)$$

As primeiras medidas realizadas foram feitas com referência na rotação de 2100 [rpm]. Observa-se através da figura 28 que os dados de rotações Np , Ns e Nsg permaneceram constantes durante todo o período de análise. Este comportamento já era esperado, pois em baixas rotações o sistema (conjunto motor, CVT e redução de corrente) operou com pouca vibração, e também não houve aquecimento apreciável para alterar o coeficiente de escorregamento significativamente.

Analisando os dados o fator de escorregamento passou de 8,6 [%] entre 0 [min] e 2 [min] para 11,5 [%] entre 13 [min] a 14 [min]. Os resultados são apresentados na Figura 28.

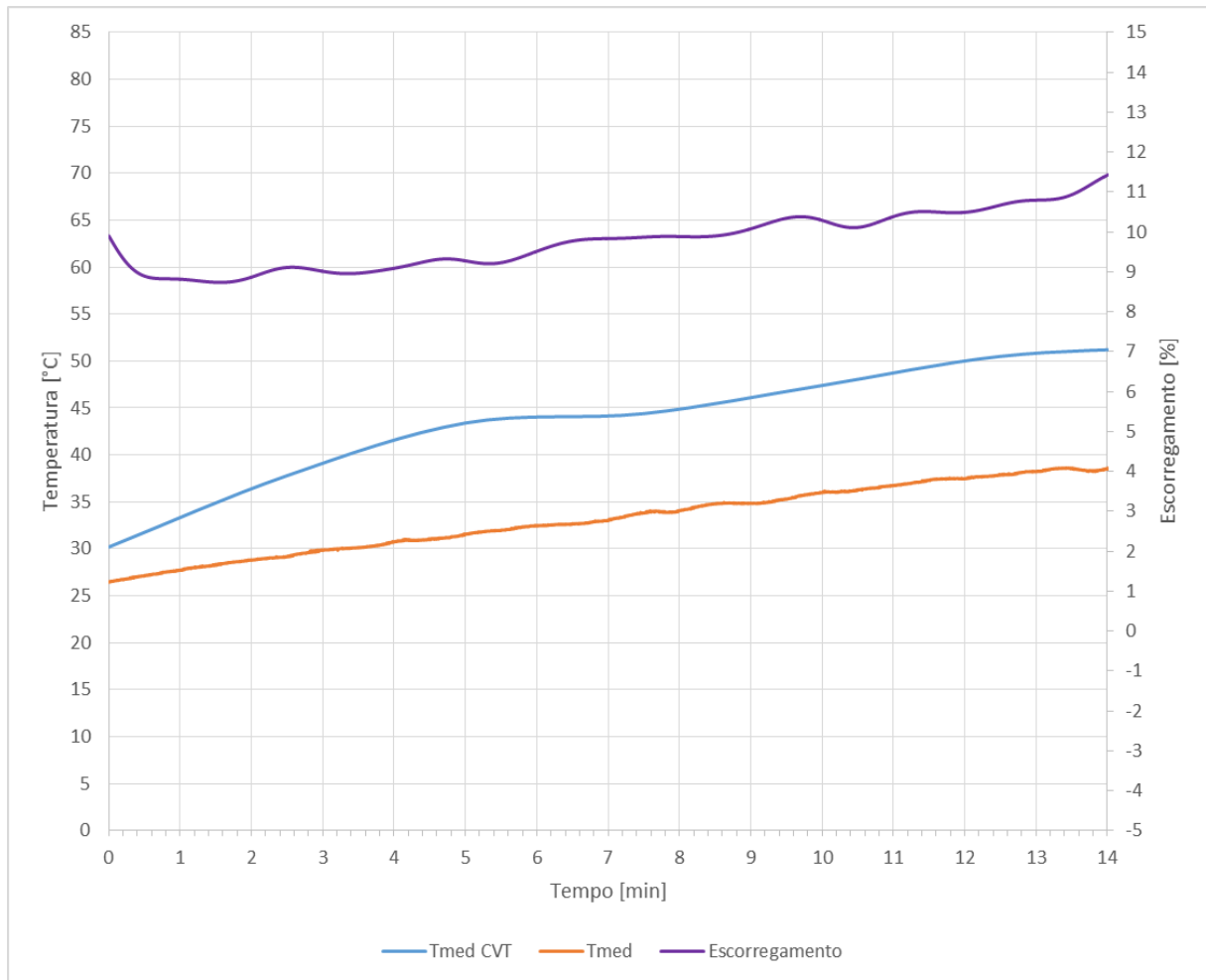
Figura 28 - Dados experimentais a 2100 [rpm] correlacionando no tempo rotação com escorregamento.



Fonte: (Autoria Própria).

Para a melhor interpretação dos dados de aumento do fator de escorregamento com o tempo apresenta-se a Figura 29, que relaciona as temperaturas de medição direta no corpo do CVT primário e temperatura medida pelos sensores instalados na caixa com o fator de escorregamento. A temperatura T_{med} é a média dos seis sensores instalados na caixa. Observa-se que ao decorrer do tempo a temperatura tende a aumentar, com o tempo devido ao atrito entre a correia com o corpo das polias motoras e movidas. Ressalta-se que tal efeito é necessário, pois se não houvesse o contato entre os componentes não haveria a transmissão de potência.

Figura 29 - Dados experimentais a 2100 [rpm] correlacionando no tempo escorregamento com temperatura.

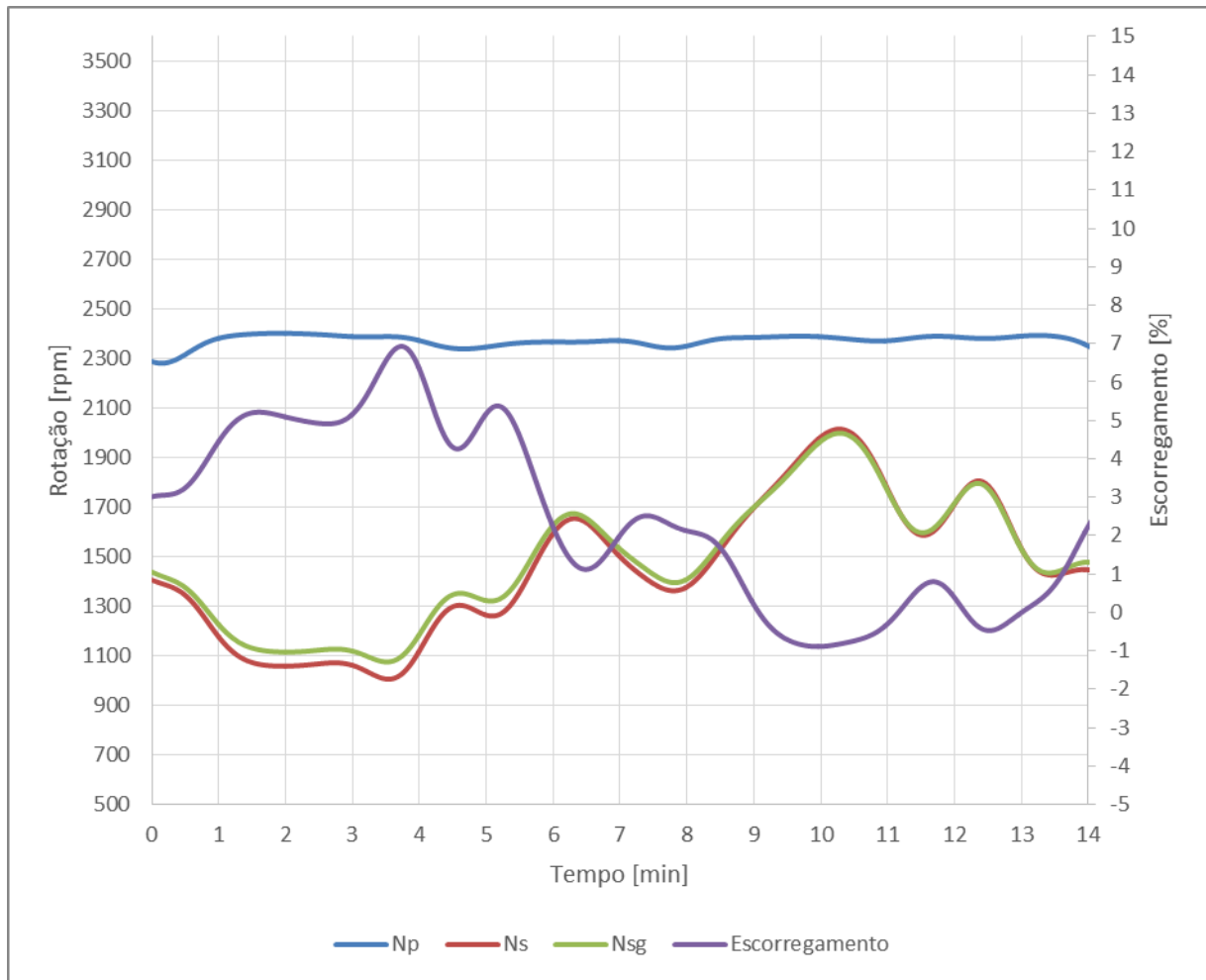


Fonte: (Autoria Própria).

O segundo conjunto de dados obtidos a 2400 [rpm] são apresentados na Figura 30. Consta-se que a rotação de entrada permaneceu praticamente constante durante todo o período de análise. Entretanto os resultados de rotações e escorregamento apresentaram oscilações significativas.

É possível verificar que N_p e N_{sg} apresentaram comportamentos semelhantes durante todo o tempo de medição, sendo verificado o aumento na rotação entre 4 [min] e 5 [min]. Em paralelo à rotação houve a diminuição do fator de escorregamento no mesmo instante até aproximadamente 12,5 [min]. A partir de 12,5 [min] a rotação passou a diminuir e o fator de escorregamento a aumentar. Os efeitos citados indicam que há correlação entre a diminuição do escorregamento e sendo assim o sistema passa a operar com maior eficiência, aumentando a rotação no eixo de saída.

Figura 30 - Dados experimentais a 2400 [rpm] correlacionando no tempo rotação com escorregamento.

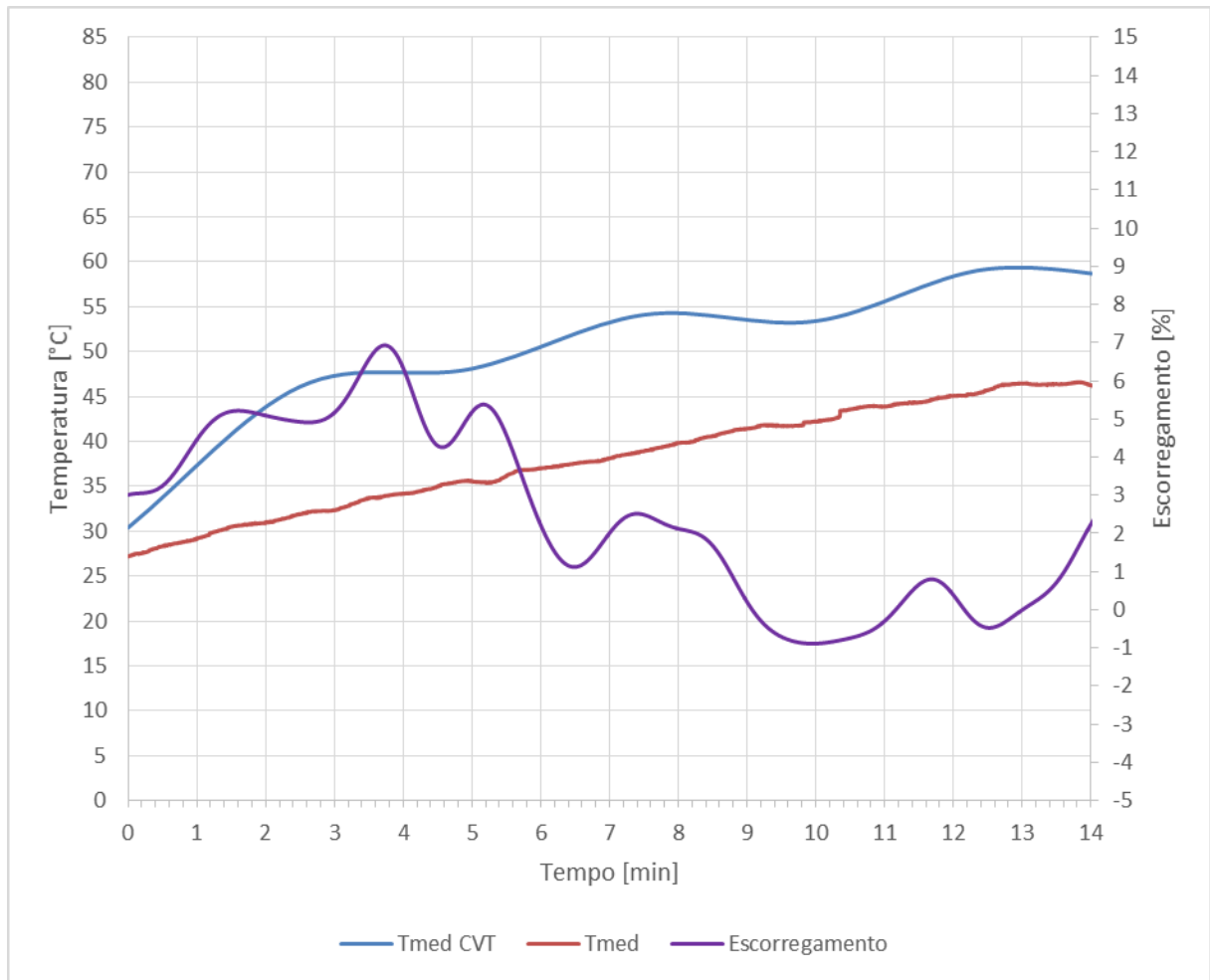


Fonte: (Autoria Própria).

Na Figura 31 é possível verificar a dependência da temperatura com o fator de escorregamento. Neste caso a temperatura atingida tanto para T_{med} e $T_{med_{CVT}}$ foi superior em aproximadamente 8 [°C] e 7 [°C] respectivamente, comparado com a rotação de 2100 [rpm].

Como a temperatura atingida foi maior, o fator escorregamento a partir de 6 [min] reduziu em valores menores do que zero. Isto significa que para este instante a razão de transmissão real foi superior à razão de transmissão geométrica.

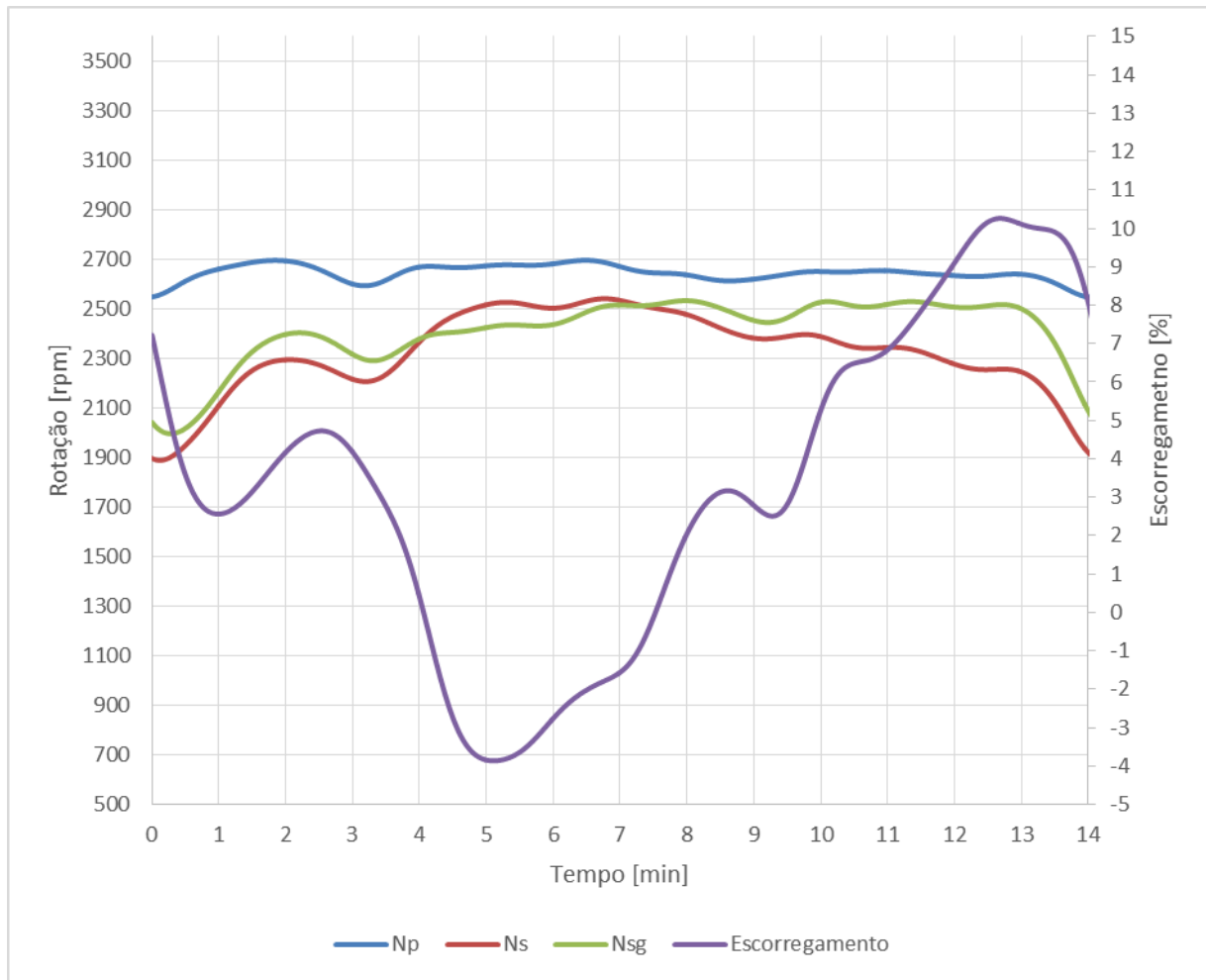
Figura 31 - Dados experimentais a 2400 [rpm] correlacionando no tempo escorregamento com temperatura.



Fonte: (Autoria Própria).

Em seguida apresenta-se o terceiro conjunto de dados a 2700 [rpm]. Na Figura 32, observa-se que há certa semelhança com os dados anteriores com a diferença que o instante no qual há uma diminuição do escorregamento ocorre a partir dos 3 [min] sendo a 2400 [rpm] a ocorrência é partir dos 6 [min].

Figura 32 - Dados experimentais a 2700 [rpm] correlacionando no tempo rotação com escorregamento.

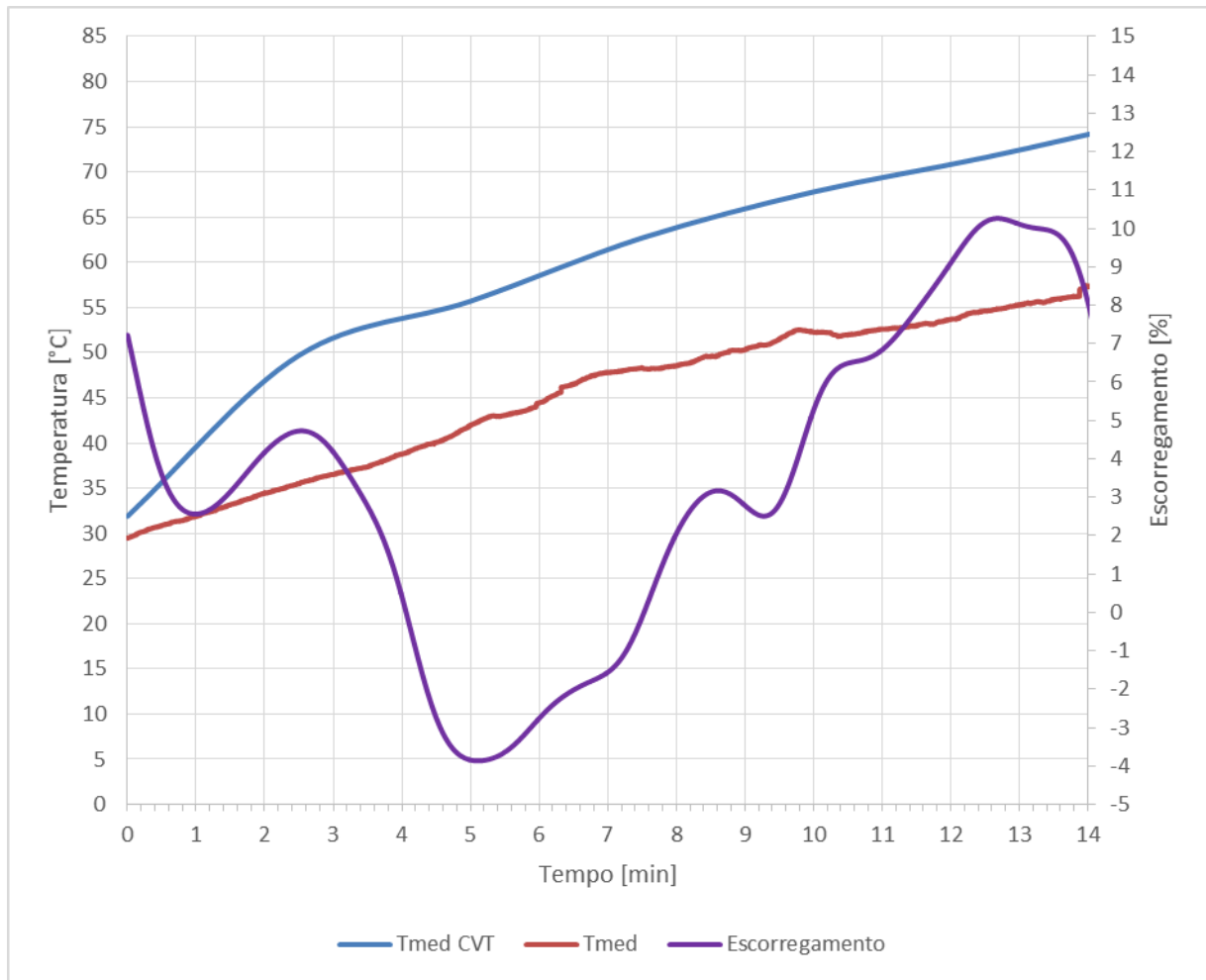


Fonte: (Autoria Própria).

Para a temperatura média foi obtida a faixa de 30 [°C] a 57 [°C] do início da análise até o final respectivamente. Já para a temperatura média medida no CVT a faixa foi de 31 [°C] a 76 [°C].

Os dados obtidos da Figura 33 demonstram novamente a interação que o escorregamento apresenta com a temperatura, sendo possível verificar um comportamento não linear dos dados havendo uma redução dentro de uma faixa de temperatura entre 3 [min] e 5 [min], e posteriormente o aumento entre 5 [min] e 12,5 [min].

Figura 33 - Dados experimentais a 2700 [rpm] correlacionando no tempo escorregamento com temperatura;

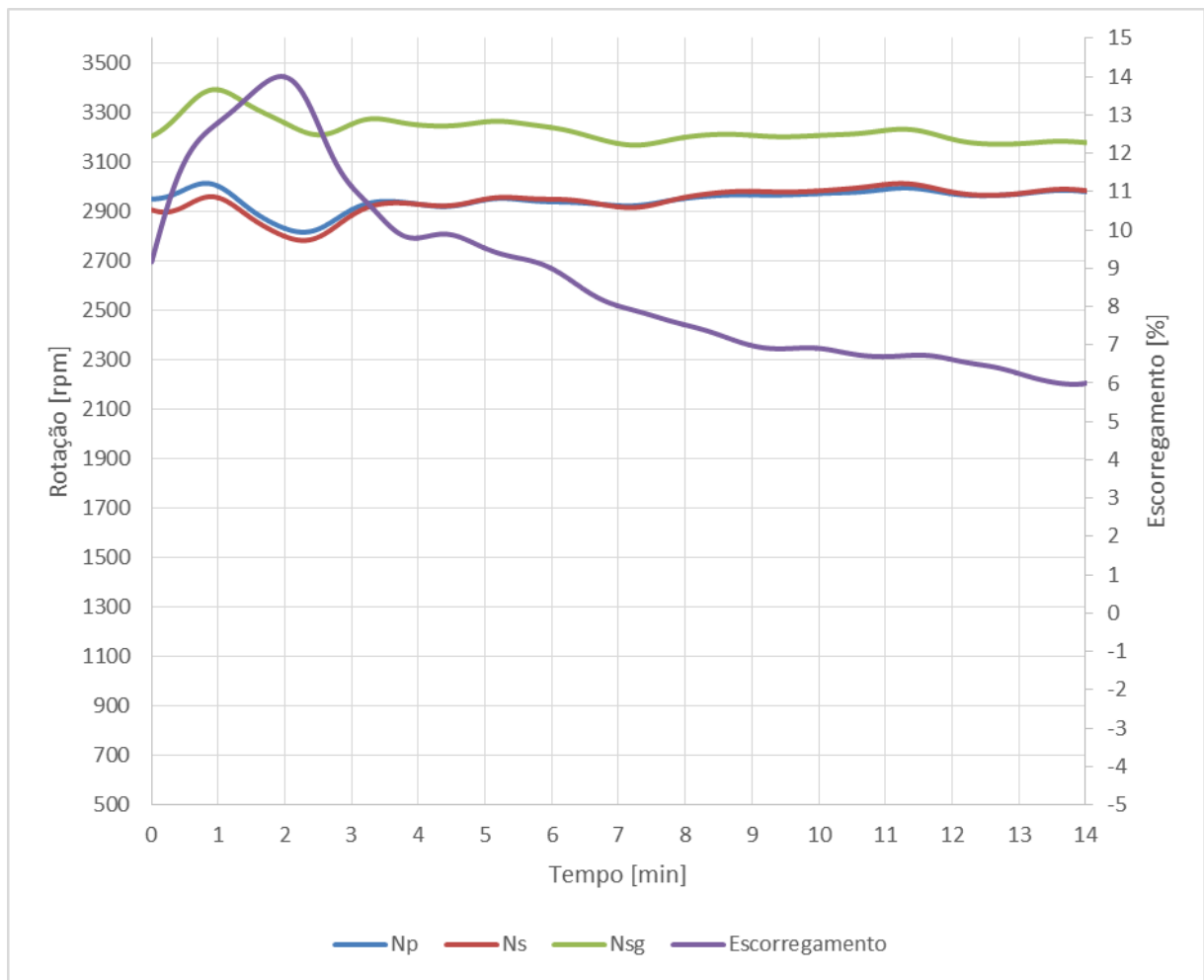


Fonte: (Autoria Própria);

A última medida foi realizada a 3000 [rpm]; apresenta-se na Figura 34 as rotações permaneceram praticamente constantes ao longo dos 14 [min], sendo observado um aumento do escorregamento de 0 [min] a 2 [min], e posteriormente a redução com praticamente um comportamento linear.

Atenta-se também uma pequena variação das rotações de saída real e rotação de saída geométrica, havendo um aumento a partir de 7,5 [min].

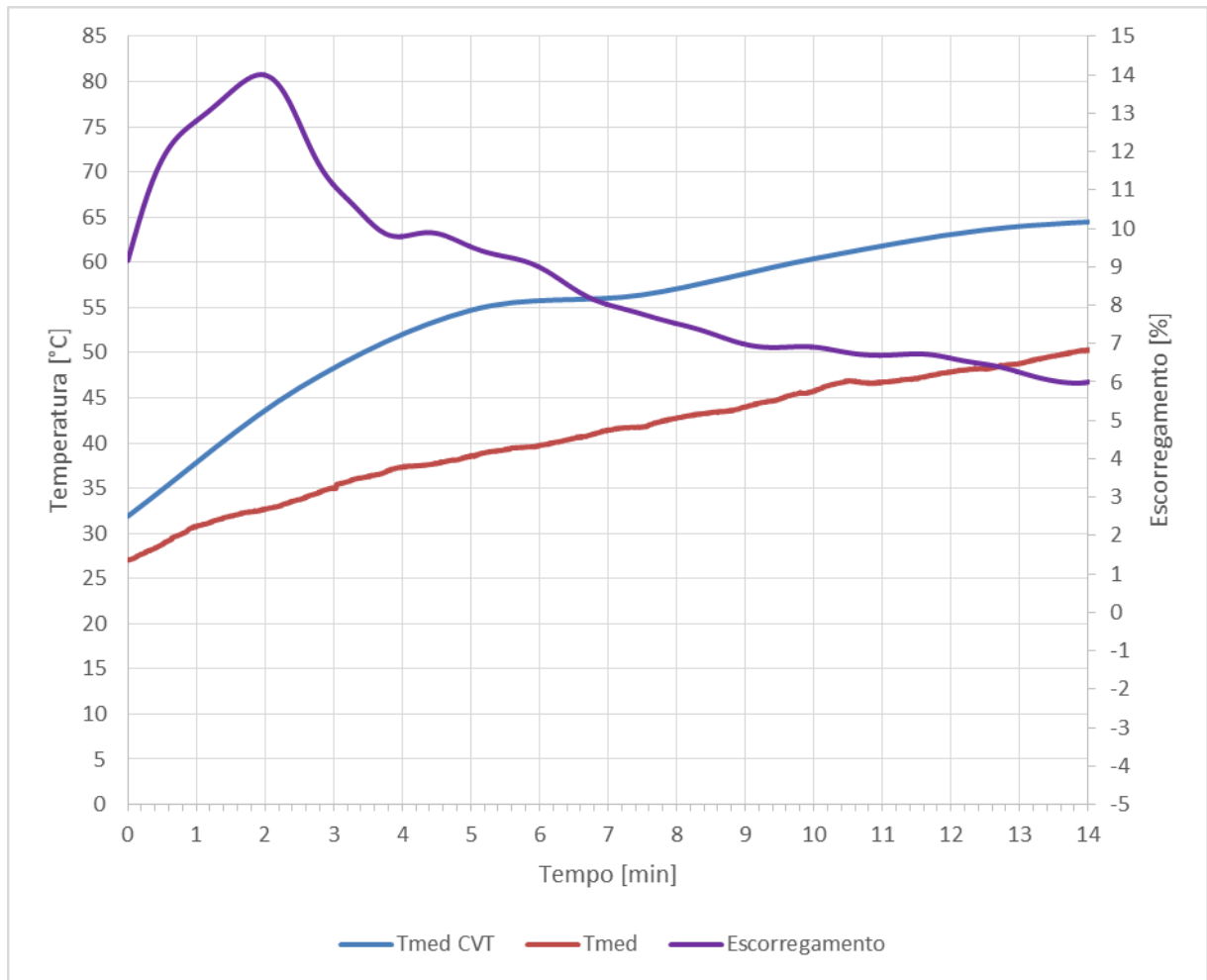
Figura 34 - Dados experimentais a 3000 [rpm] correlacionando no tempo rotação com escorregamento.



Fonte: (Autoria Própria).

Com os dados plotados na Figura 35 nota-se que há o maior escorregamento em relação aos dados anteriores, atingindo aos 2 [min] aproximadamente 14 [%].

Figura 35 - Dados experimentais a 3000 [rpm] correlacionando no tempo escorregamento com temperatura.



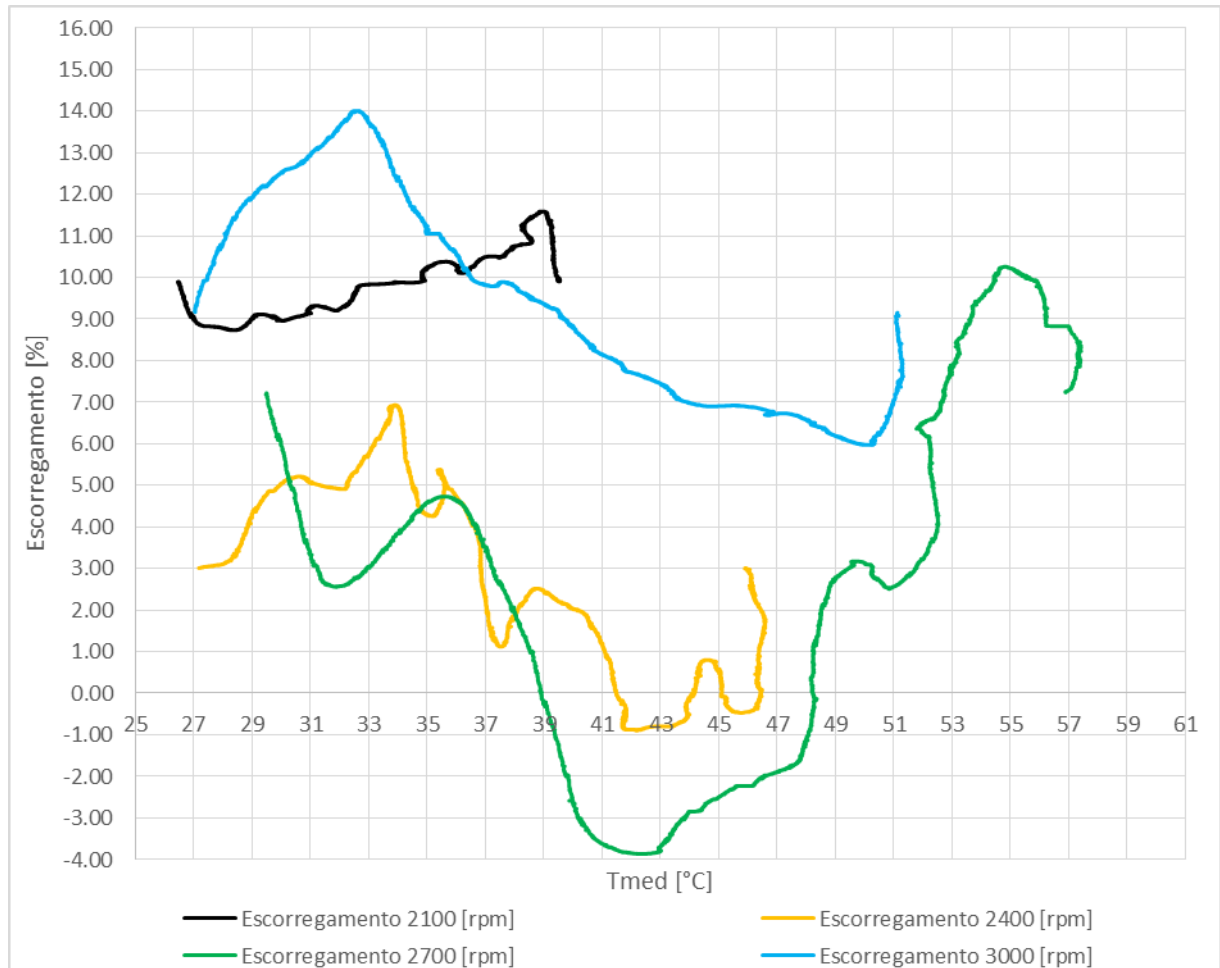
Fonte: (Autoria Própria).

Na análise dos resultados foi possível constatar uma correlação dos dados de escorregamento com temperatura, sendo afetado em maior ou menor proporção dependendo do grau de temperatura atingido. Nas rotações de 2400 [rpm], 2700 [rpm] e 3000 [rpm], foram encontrados os resultados mais importantes para o trabalho, pois há fortes tendências não lineares do escorregamento em função da temperatura.

Para correlação dos dados foram representados graficamente os dados de escorregamento em função da temperatura. Assim, observa-se a Figura 36, que dado uma faixa de valores em *Tmed* tem-se uma redução acentuada do índice de escorregamento. Este efeito pode ser causado por uma aderência maior da correia com a polia, além disso, pode haver diferença do ponto de contato entre a correia com a polia motora e a polia movida, ou seja, sendo a espessura da correia em aproximadamente 25 [mm], pode ocorrer que para ambas as polias não estejam posicionadas exatamente na mesma linha de contato da correia sendo possível que a polia

motora esteja em união mais próximo do diâmetro externo e a polia movida em ligação mais próxima com o diâmetro interno, alterando assim a razão de transmissão.

Figura 36 - Correspondência dos dados experimentais.



Fonte: (Autoria Própria).

Os resultados anteriores não permitem chegar a uma conclusão sobre o real efeito da temperatura, e se realmente pode considerar o intervalo de tal consequência como principal ganho em eficiência, pois os dados podem estar ocultando perdas de potência.

No instante no qual há uma redução no fator de escorregamento também pode ocorrer a diminuição da potência, sendo a condição ideal o trabalho sobre o tempo aumentar ou no mínimo permanecer constante com a diminuição do escorregamento.

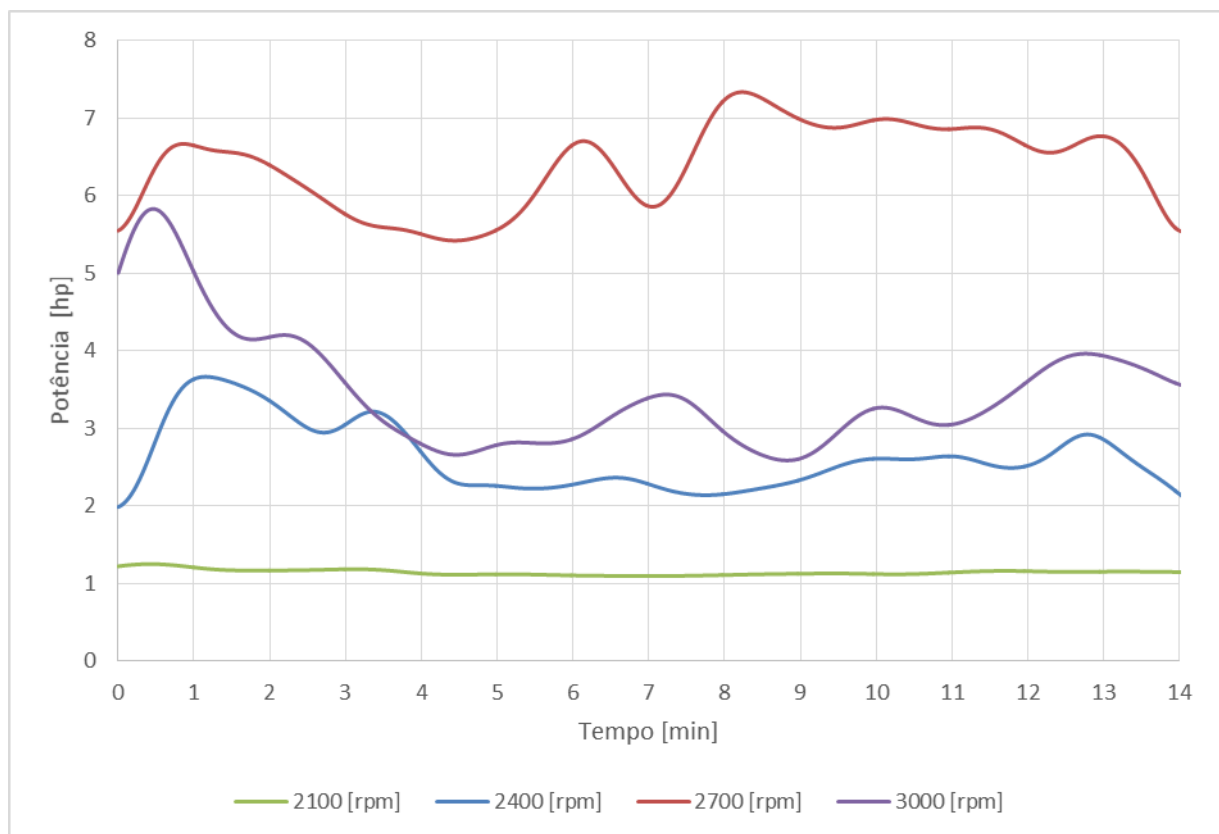
Através da expressão (12) convertendo para a unidade de potência [*hp*] tem-se:

$$P = [R \cdot F \cdot (Nf \cdot \frac{2\pi}{60})] \cdot \frac{1}{745,7} \quad (18)$$

Através da equação (18) para o cálculo de potência pode-se estruturar a Figura 37 no qual ilustra os dados medidos. Insta observar que há variações ao longo do tempo, além disso, com exceção da rotação de 2100 [rpm], todas as medidas apresentam um aumento de potência entre 0 [min] e 1,5 [min]. Esta ocorrência pode ocorrer ao fato de que a temperatura é menor nos instantes iniciais (aproximadamente 30 [°C]), e iniciado o funcionamento da bancada há aquecimento do disco e pastilha de freio; eventualmente a variação de temperatura afeta o coeficiente de atrito.

Outro detalhe é que para as medidas de 2400 [rpm], 2700 [rpm] e 3000 [rpm] há um pequeno aumento de potência em aproximadamente 7,5 [min]. Já a diminuição para 2400 [rpm] e 3000 [rpm] ocorre aos 12,5 [min], e para a rotação de 2700 [rpm] a redução é a partir dos 10 [min].

Figura 37 - Medidas de potência.



Fonte: (Autoria Própria).

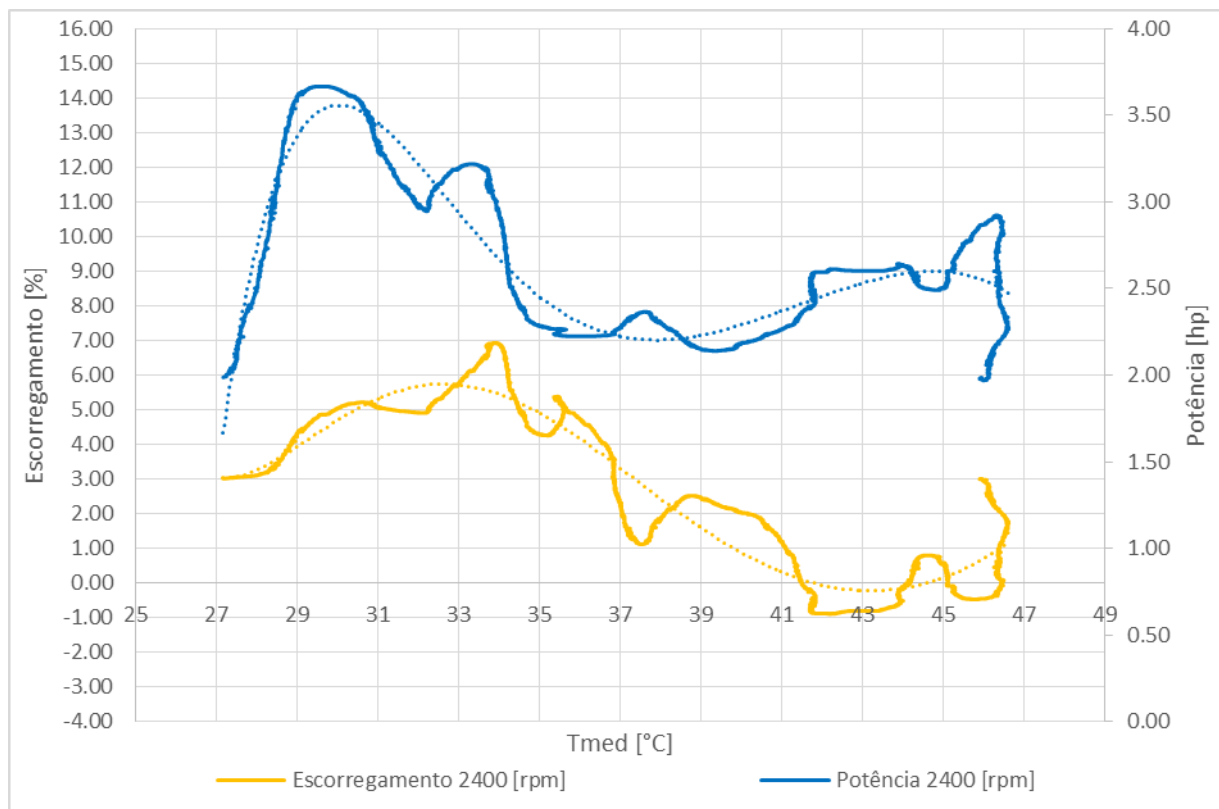
As figuras a seguir (Figura 38, Figura 39 e Figura 40) se tornam importantes, pois caso fosse analisado somente o fator de escorregamento sem considerar a potência, o responsável pela análise chegaria a conclusão de que entre 39 [°C] e 49 [°C], seria a faixa indicada para

melhor desempenho do CVT, no entanto de acordo com os resultados essa pode ser uma interpretação em parte prematura, pois é observado que entre 39 [°C] e 41 [°C] os ganhos não são significativos. Ademais nota-se em geral que aproximadamente para 41 [°C] há o aumento de potência para os três casos de rotações analisados, com respectivas reduções do fator de escorregamento.

De acordo com os resultados realizados utilizando as curvas médias de regressão polinomial, para melhor leitura dos dados; a 2400 [rpm], entre 43 [°C] e 45 [°C], há um ganho de potência em aproximadamente 0,07 [hp], com variação do escorregamento em 0,37 [%]; já a 2700 [rpm] entre 44 [°C] e 52 [°C], ganha-se 0,85 [hp], porém o fator de escorregamento varia em 10,08 [%]; e a 3000 [rpm], entre 49 [°C] e 51 [°C] há um aumento de 0,34 [hp], com variação do escorregamento em 1,02 [%].

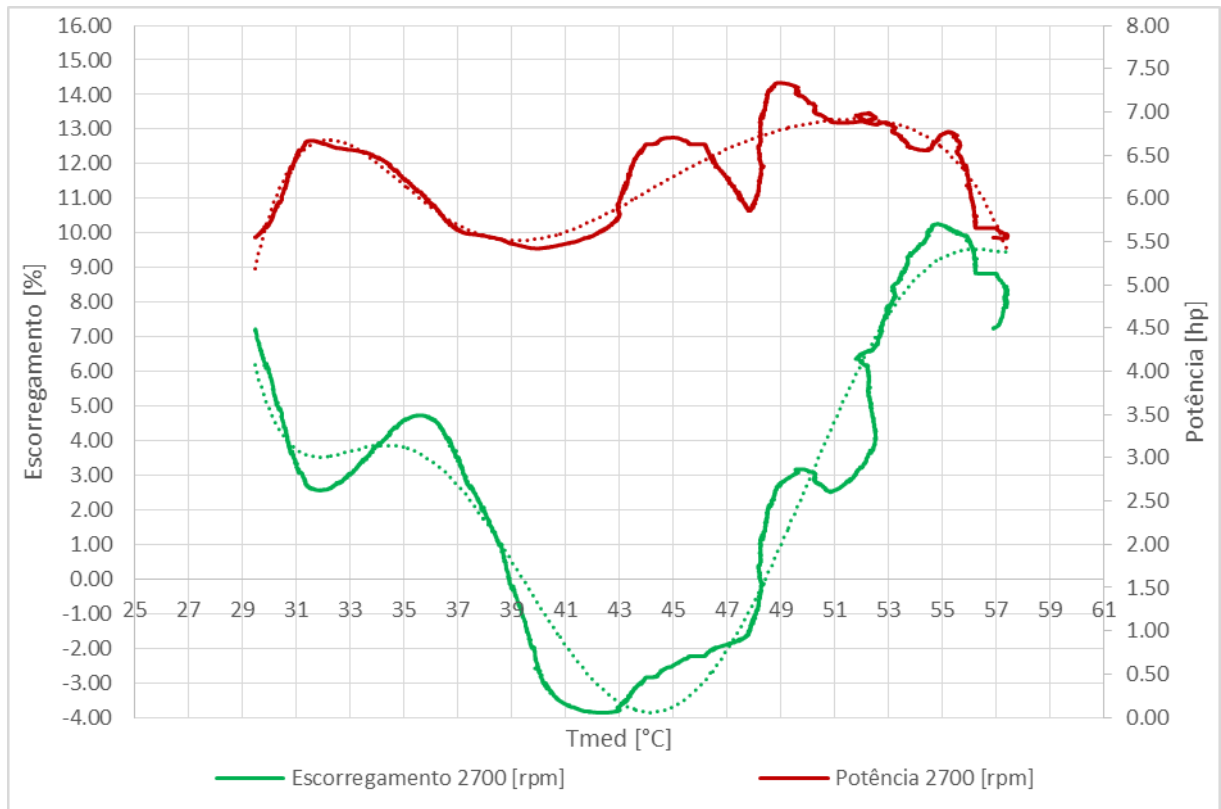
Para a obtenção desses valores foi obtida a equação de regressão através de um polinômio de grau 6 para todos os casos, a partir dos dados da Tabela 4 do apêndice, em rotação estabelecida; com o mínimo escorregamento associa-se a temperatura correspondente, e com a máxima potência faz se a associação com a temperatura; no intervalo de temperatura estabelecido calculam-se as variações de escorregamento e potência.

Figura 38 - Correlação de escorregamento com potência em função da temperatura a 2400 [rpm].



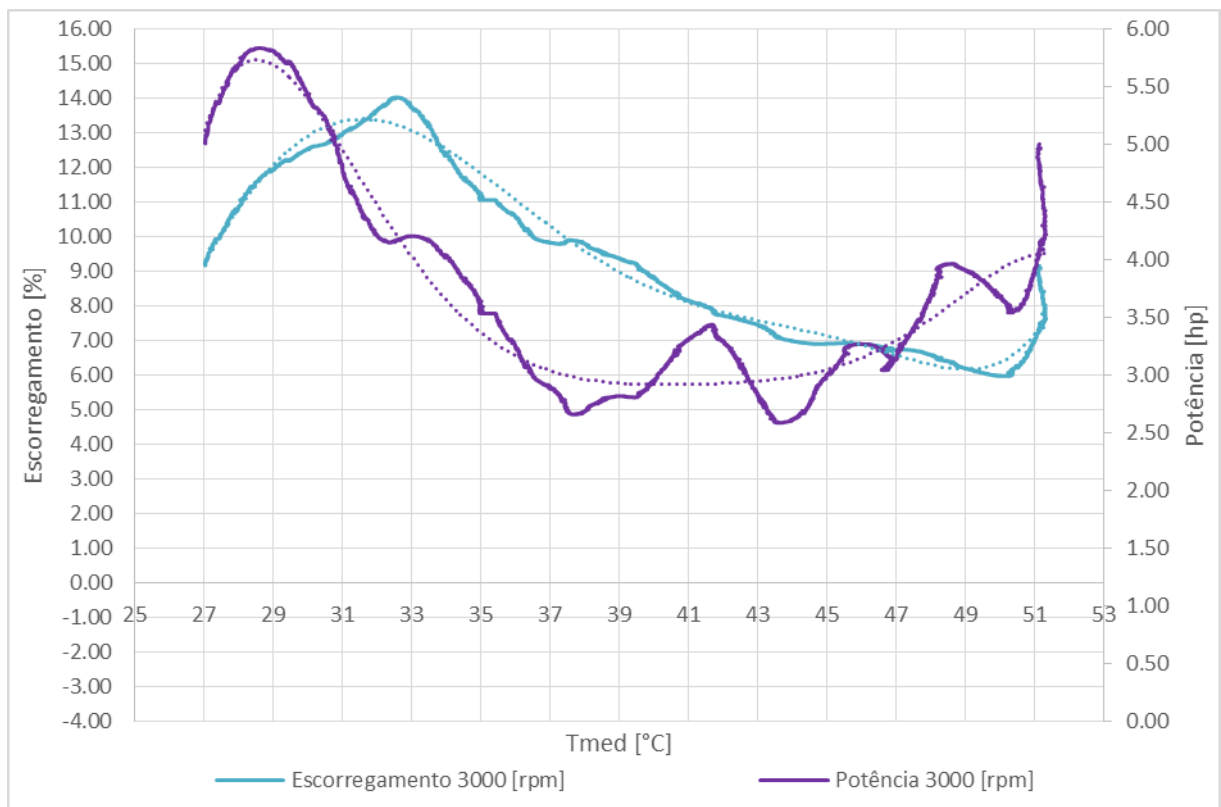
Fonte: (Autoria Própria).

Figura 39 - Correlação de escorregamento com potência em função da temperatura a 2700 [rpm].



Fonte: (Autoria Própria).

Figura 40 - Correlação de escorregamento com potência em função da temperatura a 3000 [rpm].



Fonte: (Autoria Própria).

É importante frisar que os resultados obtidos são dados experimentais, e dessa maneira carregam erros inerentes ao teste realizado.

Outra observação é que os resultados obtidos são todos em relação a T_{med} , ou seja, aos sensores externos posicionados na caixa de proteção, medindo assim a temperatura do ar contido na caixa, pois realizar medidas constantes durante todo o transcorrer do tempo diretamente no prato de CVT seria inviável, devido à dificuldade de posicionamento e a necessidade de um sensor especial, o que é oneroso.

CAPÍTULO 3 CONCLUSÃO

3.1. Conclusões

A transmissão continuamente variável apresenta propriedades notáveis e pode ser aplicada em inúmeras máquinas das mais variadas funcionalidades. O desenvolvimento do CVT deve-se a homens que acreditaram ser possível evoluir e adotar em componentes mecânicos onde até então, esperavam ser impossível.

Este trabalho teve como foco avaliar apenas uma das variáveis que envolvem o funcionamento de uma classe específica desta transmissão, o de polia e correia. Com as análises realizadas, pode ser concluído que a temperatura afeta o desempenho do modelo analisado, e sobre diferentes faixas de temperaturas, pode haver perdas e ganhos.

A primeira característica importante foi encontrar um intervalo de temperatura no qual os ganhos são significativos, tendo assim uma temperatura inicial e final ideal para operação. Esta característica demonstra haver a necessidade do controle da temperatura durante a operação do modelo estudado, sendo necessário um sistema de controle para manter dentro da faixa operacional desejável.

O fato de haver uma faixa de temperatura pode ser explicado da seguinte forma: ao atingir a temperatura inicial ideal, a aderência da correia com os pratos do CVT, atinge valores no qual o escorregamento entre os mesmos reduz, pois o calor altera o coeficiente de atrito da correia que é feita em maior parcela de borracha e couro; neste caso o material da correia é mais susceptível a alteração de suas propriedades na temperatura de operação obtida (no máximo 80 [°C]) do que o alumínio das polias, porém para temperaturas maiores do que a máxima ideal outro fenômeno físico ocorre que é a dilatação da correia, aumentando assim o índice de escorregamento, pois o valor RTr aumenta.

A segunda característica é que para as rotações de 2100 [rpm] dentro do tempo de 14 [min] do teste, as temperaturas medidas são menores se comparado as rotações de 2400 [rpm], 2700 [rpm] e 3000 [rpm]. Isso ocorre porque a 2100 [rpm] a resistência gerada pelo Freio de Prony não é suficiente para que a temperatura atinja valores elevados no intervalo de tempo supracitado, sendo assim, necessário tempos maiores, no entanto o sistema

poderia entrar em equilíbrio térmico, e mesmo que haja um tempo finito muito grande as temperaturas medidas permaneceriam baixas.

A terceira característica é que na rotação de 2700 [rpm] foram alcançadas as maiores temperaturas para T_{med} e $T_{med_{CVT}}$, dentro do tempo de teste, com 57 [°C] e 75 [°C] respectivamente. Esta rotação se encontra próximo a rotação correspondente ao pico de toque do motor que é 2600 [rpm], assim, a máquina térmica fornece maiores potências, forçando o funcionamento do CVT.

Portanto, com os resultados analisados, conclui-se que o melhor intervalo de operação é de 43 [°C] a 52 [°C] com ganho de aproximadamente 1,82 [hp] de potência na rotação de 2400 [rpm]; 1,02 [hp] de potência na rotação de 2700 [rpm]; e 1,09 [hp] de potência na rotação de 3000 [rpm]. Estes valores se tornam significativos se forem comparados com a potência máxima do motor, que é de 10 [hp]. Se for controlada a temperatura, isso representa um ganho de 18,2 [%], 10,2 [%] e 10,9 [%] de potência para as rotações de 2400 [rpm], 2700 [rpm] e 3000 [rpm] respectivamente, reduzindo assim as perdas do sistema. Este intervalo de temperatura corresponde à temperatura do ar, e não à temperatura medida diretamente no prato do CVT.

Vale ressaltar que o CVT em questão é aplicado no protótipo Baja da equipe Piratas do Vale Bardahl, e todas as condições aqui analisadas teve como foco se aproximar o máximo possível das condições de uso do mesmo. Além disso, os resultados aqui obtidos podem oferecer condições mais satisfatórias para o uso do modelo GX9, e consequentemente melhor desempenho.

REFERÊNCIAS

- [1] CARROCULTURA, 20 anos depois, o câmbio ficou pronto!, no site www.carrocultura.wordpress.com, 2011. Disponível em: <http://carrocultura.wordpress.com/2011/01/08/20-anos-depois-o-cambio-ficou-pronto/> , acessado em 05/08/2013.
- [2] BRASILESCOLA, A crise do petróleo, no site www.brasilescola.com.br, 2013. Disponível em: <http://www.brasilescola.com/geografia/a-crise-do-petroleo.htm> , acessado em 06/12/2013.
- [3] BRAIN, M., Como funcionam as transmissões manuais, no site www.howstuffworks.com, 2003. Disponível em: <http://carros.hsw.uol.com.br/transmissoes-manuais.htm> , acessado em 06/08/2013.
- [4] NARAYANAN S., Gear Shifting for Dummies, no site www.choosemybicycle.com, 2012 Disponível em: <http://www.choosemybicycle.com/in/en/bicycle-tips/gear-shifting-for-dummies> , acessado em 11/11/2013.
- [5] HELMS, R., Shifting over to CVT, no site richhelms.net, 2006. Disponível em: <http://richhelms.net/richhelms/shifting-over-to-cvt/> , acessado em 06/08/2013.
- [6] PALLEIRO, I., La transmisión variable continua CVT, esa gran desconocida, no site www.diariomotor.com, 2008. Disponível em <http://www.diariomotor.com/2008/09/17/la-transmission-variable-continua-cvt-esa-gran-desconocida/> , acessado em 22/08/2013.
- [7] IQWIND – Integrated Quantum Wind, Drivetrain Variability Alternatives, no site www.iqwind.com, [entre 2000 e 2013]. Disponível em: <http://www.iqwind.com/index.php?categoryId=43154> , acessado em 06/08/2013.
- [8] FALLBROOK TECHNOLOGIES, NuVinci Planetary Analogy, no site www.fallbrooktech.com, 2012. Disponível em <http://www.fallbrooktech.com/nuvinci-technology> , acessado em 06/08/2013.

- [9] COLONA, W., CVT Diagnostics, na revista MOTOR Magazine Article, 2007.
- [10] HARRIS, W., “How CVTs work”, no site www.howstuffworks.com, 2005. Disponível em: <http://auto.howstuffworks.com/cvt.htm>, acessado em 06/08/2013.
- [11] SEED, P., “DAF 1958 - 1963”, no site www.philseed.com, 2005. Disponível em: <http://www.philseed.com/daf-600.html>, acessado em 08/08/2013.
- [12] MAD4WHEELS, imagem obtida no site www.mad4wheels.com, [entre 1999 e 2013]. Disponível em: [http://www.mad4wheels.com/models/1999_Nissan_Cedric_\(Y34\)/model.asp?id_car=5659#details](http://www.mad4wheels.com/models/1999_Nissan_Cedric_(Y34)/model.asp?id_car=5659#details), acessado em 09/08/13.
- [13] WEILINET, imagem obtida no site www.weilinet.com, [entre 1999 e 2013]. Disponível em: <http://www.weilinet.com/Info.aspx?mid=8704&fn=1999-Nissan-Gloria-250TX-GT>, acessado em 09/08/2013.
- [14] YONES, imagem obtida no site www.commons.wikimedia.org, 2009. Disponível em: http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Extroid_CVT.jpg, acessado em 09/08/2013.
- [15] INSIGHTCENTRAL, imagem obtida no site www.insightcentral.net, 2008. Disponível em <http://www.insightcentral.net/encyclopedia/encvt.html>, acessado em 25/10/2013.
- [16] SHIGLEY, J. E., Richard G. Budynas Richard Gordon, J. Nisbett , João Batista de Aguiar, José Manoel Aguiar, Elementos de Máquinas de Shigley – Projeto de Engenharia Mecânica, Bookman Editora, 8º Edição, Rio de Janeiro, 2011.
- [17] FREITAS, A. R., “F609 A - Tópicos de ensino de física”, IFGW – Instituto de Física Gleb Wataghin, Unicamp, 2009.
- [18] MESLAB, imagem obtida no site www.meslab.com, 2008. Disponível em <http://www.meslab.org/mes/threads/16158-Cong-suat-tren-truc-cong-tac.html/page2>, acessado em 25/10/2013.

- [19] SAE BRASIL, Regulamento Baja SAE Brasil, Capítulo 5 – Requisitos Gerais do Veículo, pag. 4, 2010.
- [20] BRIGGS, “Catálogo de produtos 2010 – Briggs Stratton”, no site www.briggs.com.br, 2010. Disponível em http://www.briggs.com.br/index.php/product/intek_ohv_10_0_hp_2>, acessado em 06/10/2013.
- [21] TRUTH365, imagem obtida no site www.photobucket.com, [entre 2005 e 2013]. Disponível em: http://s915.photobucket.com/user/truth365/library/?view=recent&page=1#/user/truth365/library/?view=recent&page=1&_suid=13842578715920029002985877125797>, acessado em 07/10/2013.
- [22] PIRATAS DO VALE, 19º Competição Baja SAE Brasil – Relatório de Projeto: Equipe Piratas do Vale – UNESP Guaratinguetá, 19º Relatório, Guaratinguetá, 2013.
- [23] MICHELS, M. J. R., projeto de freio, 2013.
- [24] GUARNIERI, S. C., tabela de dimensionamento da célula de carga, 2013.
- [25] NAKKA, R., imagem obtida no site www.nakka-rocketry.net, 2013. Disponível em: <http://www.nakka-rocketry.net/strainlc.html>>

APÊNDICE – Resultados

Tabela 4 - Resultados aproximados por uma curva polinomial de grau 6;

	2400 [rpm]		2700 [rpm]		3000 [rpm]	
T	E [%]	P [hp]	E [%]	P [hp]	E [%]	P [hp]
38	2,44	2,20	1,71	5,57	9,59	2,96
39	1,61	2,23	0,52	5,51	8,98	2,93
40	0,88	2,29	-0,73	5,53	8,49	2,92
41	0,31	2,37	-1,90	5,61	8,10	2,92
42	-0,06	2,45	-2,89	5,74	7,81	2,93
43	-0,22	2,53	-3,56	5,90	7,58	2,95
44	-0,15	2,58	-3,85	6,07	7,36	2,98
45	0,15	2,60	-3,69	6,25	7,13	3,05
46	0,71	2,55	-3,09	6,42	6,87	3,15
47	1,55	2,40	-2,06	6,57	6,57	3,30
48	2,76	2,11	-0,68	6,69	6,30	3,49
49	4,45	1,60	0,97	6,79	6,17	3,70
50	6,83	0,78	2,77	6,87	6,37	3,91
51	10,18	-0,48	4,57	6,91	7,19	4,04
52	14,91	-2,38	6,23	6,92	9,06	3,98
53	21,57	-5,14	7,63	6,88	12,55	3,58
54	30,89	-9,06	8,67	6,78	18,42	2,62

Fonte: (Autoria Própria);

ANEXO – Programa escrito no MatLab para filtragem dos dados

```

function y = signal_filter(x,dt)

%close all;

N = length(x); %tamanho dos elementos de x
t = dt*(0:N-1);

%figure, plot(t,x)

% sampling rate: dt

fs = 1/dt; %frequência
df = 1/(N*dt);

fN = 1/2*fs;

f = df*(0:N-1);

X = fft(x)/N;

figure, plot(f(1:N/2),abs(X(1:N/2)))

H = hann(N).^131072';
H =fliplr(H(1:N/2));

figure, plot(H)

Y = X(1:N/2).*H(1:N/2);

figure, plot(f(1:N/2),abs(X(1:N/2)),f(1:N/2),abs(Y(1:N/2)))

if(mod(N,2)==0) %even
    Y = [ Y(1:N/2) 0 fliplr(conj(Y(2:N/2))) ];
else
    Y = [ Y(1:N/2) 0 0 fliplr(conj(Y(2:N/2))) ];
end

y = real(ifft(Y)*N);

%figure, plot(f,abs(X),f,abs(Y))
figure, subplot(2,1,1), plot(t,x)
subplot(2,1,2), plot(t,y)
%plot(t,y)

```