

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO SUCKOW DA
FONSECA**

DEMEC

ENGENHARIA MECÂNICA

DANIEL BARBEDO FROES FAULHABER

RODRIGO SANTOS FERREIRA MACHADO

**MODELAGEM MATEMÁTICA DA CVT GAGED GX-9 APLICADA AO
PROJETO BAJA SAE**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

RIO DE JANEIRO

2021

DANIEL BARBEDO FROES FAULHABER
RODRIGO SANTOS FERREIRA MACHADO

**MODELAGEM MATEMÁTICA DA CVT GAGED GX-9 APLICADA AO
PROJETO BAJA SAE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, do DEMEC do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca.

Orientador: Prof. Ricardo Alexandre Amar de Aguiar

Co-orientador: Prof. Brenno Tavares Duarte

RIO DE JANEIRO
2021

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

F262 Faulhaber, Daniel Barbedo Froes
Modelagem matemática da CVT GAGED GX-9 aplicada ao
Projeto Baja SAE / Daniel Barbedo Froes Faulhaber [e] Rodrigo
Santos Ferreira Machado – 2021.
76f.: il. color. + anexos , enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação
Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2021.

Bibliografia: f. 76

Orientador: Ricardo Alexandre Amar de Aguiar

Coorientador: Brenno Tavares Duarte

1. Engenharia mecânica. 2. Sistemas de transmissão veicular.
3. Sistemas de transmissão com CVT. I. Machado, Rodrigo
Santos Ferreira. II. Aguiar, Ricardo Alexandre Amar de (Orient.).
III. Duarte, Brenno Tavares (Coorient.). IV. Título.

CDD 620.1

Elaborada pelo bibliotecário Leandro Mota de Menezes – CRB/7 nº 5281

AGRADECIMENTOS

Gostaríamos de demonstrar nossa gratidão aos nossos familiares por todo o apoio facultado durante a trajetória da graduação.

Agradecemos igualmente aos nossos orientadores, Professores Ricardo Alexandre Amar de Aguiar e Brenno Tavares Duarte, pelo enorme contributo científico que prestaram e o incentivo que permitiram levar o presente trabalho a bom porto.

Deixamos também uma palavra de afeto e gratidão aos nossos amigos, especialmente aqueles que compõem a equipe Mud Runner.

Importa igualmente referir um agradecimento à instituição CEFET/RJ e seu corpo docente por toda a dedicação ao desenvolvimento de nosso conhecimento, fornecendo todos os recursos necessários nessa trajetória.

É com muito agrado que gostaríamos de lembrar também do Senhor Marcirio Kepler Júnior (“Seu” Marcirio), que foi como um pai para a equipe Mud Runner, contribuindo para a sua evolução.

E dedicamos, por fim, um agradecimento especial ao Diego Santos Ferreira Machado, que auxiliou com a sua experiência e contribuiu com a revisão do trabalho.

RESUMO

FAULHABER, Daniel; MACHADO, Rodrigo. **Modelagem Matemática da CVT Gaged GX-9 aplicada ao Projeto Baja SAE**. Trabalho de Conclusão de Curso – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro, 2021.

Uma Transmissão Continuamente Variável (*Continuously Variable Transmission* - CVT) é um dispositivo de transmissão de potência em que a relação de transmissão varia continuamente, evitando mudanças abruptas no torque de saída. As CVTs têm sido muito empregadas para reduzir o consumo de combustível e a emissão de poluentes, além de maximizar o conforto. A CVT é muito utilizada nos protótipos desenvolvidos pelas equipes que participam das competições Baja SAE. O CEFET/RJ tem uma equipe, a *Mud Runner*, que também utiliza este tipo de transmissão em seus protótipos, a CVT por polias expansivas e correia, do modelo *Gaged Dominator GX9*. O estudo do comportamento deste componente é de vital importância para a boa performance dos veículos da equipe. No decorrer deste trabalho foi realizado um estudo aprofundado dos componentes da CVT, tais como molas, pratos das polias, massa dos roletes e rampa dos roletes, procurando analisar a influência destes componentes internos no seu desempenho e no do protótipo. Foi desenvolvida uma modelagem matemática, utilizando o *software MatLab*, para simular numericamente o funcionamento dinâmico da CVT e do veículo. A calibração do modelo e o seu desempenho foram validados através de resultados prévios fornecidos pela equipe *Mud Runner*. Os resultados obtidos comprovaram a eficiência do modelo em reproduzir o comportamento do câmbio automático. A metodologia utilizada para este trabalho será de grande utilidade para a equipe, já que poderá reduzir os testes experimentais para se definir uma configuração de CVT que proporcione um melhor desempenho da mesma e do protótipo nas competições.

ABSTRACT

FAULHABER, Daniel; MACHADO, Rodrigo. **Modelagem Matemática da CVT Gaged GX-9 Aplicada ao Projeto Baja SAE**. Trabalho de Conclusão de Curso – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro, 2021.

A Continuously Variable Transmission (CVT) is a power transmission device in which the transmission ratio varies continuously, avoiding abrupt changes in the output torque. CVTs have been widely used to reduce fuel consumption and pollutant emissions, in addition to maximizing comfort. CVT is widely used in prototypes developed by teams participating in baja SAE competitions. CEFET / RJ has a team, Mud Runner, which also uses this type of transmission in their prototypes, the CVT by expanding pulleys and belt, of the Gaged Dominator GX9 model. The study of the behavior of this component has a vital importance for the good performance of the team's vehicles. In the course of this work, an in-depth study of the CVT's components was carried out, such as springs, pulley plates, roller mass and roller ramp, looking to analyze the influence of these internal components on its performance and that of the prototype. A mathematical modeling was developed, using the MatLab software, to numerically simulate the dynamic functioning of the CVT and the vehicle. The calibration of the model and its performance were validated through previous results provided by the Mud Runner team. The results obtained proved the model's efficiency in reproducing CVT's behavior. The methodology used for this work will be of great use to the team, since it will be able to reduce the experimental tests to define a CVT configuration that provide a better performance of the CVT and the prototype in competitions.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Transmissão CVT de Leonardo da Vinci	16
Figura 2 - Funcionamento da CVT Toroidal	18
Figura 3 - Funcionamento da CVT Hidrostática	18
Figura 4 - Funcionamento da CVT por polias expansivas	19
Figura 5 - Gráfico de rotação versus velocidade de uma transmissão convencional	20
Figura 6 - Gráfico de comportamento de rotação versus velocidade do câmbio CVT	21
Figura 7 - Trabalho do Motor	23
Figura 8 - Geração de Torque do Motor	24
Figura 9 - Curvas características de um motor	25
Figura 10 - Motor Briggs & Stratton 10hp	26
Figura 11 - Curva de Potência	27
Figura 12 - Curva de Torque	27
Figura 13 - Tensão Normal no Caminho de Contato do Pneu	29
Figura 14 - Vórtex atrás do veículo	30
Figura 15 - Imagem ilustrativa da resistência ao aclave	31
Figura 16 - Fluxo de torque e rotação pelos componentes do veículo	33
Figura 17 - Vista em corte do conjunto da polia motora	38
Figura 18 - Vista de corte da polia motora, (a) instante inicial e (b) final respectivamente	39
Figura 19 - Diagrama de Força da CVT motriz	39
Figura 20 - Ângulo de Rampa	40
Figura 21 - Vista explodida do conjunto móvel da polia movida	41
Figura 22 - Vista em corte da polia movida	42
Figura 23 - Diagrama de corpo livre do camo	43
Figura 24 - Diagrama de corpo livre da mola na polia movida	44
Figura 25 - Força resultante na polia motora	46
Figura 26 - Força resultante na polia movida	47
Figura 27 - Ângulo de inclinação do prato da polia motora	47
Figura 28 - Ângulo de inclinação do prato da polia movida	48
Figura 29 - Demonstração das Forças Resultantes atuando nas duas polias	49
Figura 30 - Conjunto de engrenagens	57
Figura 31 - Imagem das dimensões de projeto de um par de engrenagens	57
Figura 32 - Conjunto de engrenagens utilizadas	58
Figura 33 - Gráfico de Velocidade x Tempo da massa de 90g para cada uma das configurações de K_1 e K_2	62
Figura 34 - Gráfico de Velocidade x Tempo da massa de 140g para cada uma das configurações de K_1 e K_2	63
Figura 35 - Gráfico de Velocidade x Tempo da massa de 170g para cada uma das configurações de K_1 e K_2	63

Figura 36 - Gráfico de Distância x Tempo com as curvas mais promissoras de cada massa (90g, 140g e 170g).....	65
Figura 37 - Gráfico de Velocidade x Tempo com as curvas mais promissoras de cada massa (90g, 140g e 170g).....	66
Figura 38 - Variação de F1 com a mudança da massa	69
Figura 39 - Variação da Redução com a alteração da massa.....	70
Figura 40 - Alteração de F1 com o ângulo de rampa	71
Figura 41 - Comportamento de F2 de acordo com a pré-carga.....	73
Figura 42 - Comportamento da Redução com a mudança da pré-carga.....	73

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Diferenças entre motores 2 tempos e 4 tempos	22
Tabela 2 - Especificações técnicas do motor Briggs & Stratton 10hp	26
Tabela 3 - Coeficientes de resistência ao rolamento	29
Tabela 4 - Dados Variáveis da CVT.....	61
Tabela 5 - Dados do Protótipo.....	67
Tabela 6 - Dados da CVT e Resultado Obtido	68

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	13
1.1 MOTIVAÇÃO	13
1.2 JUSTIFICATIVA.....	14
1.3 OBJETIVO.....	14
1.4 METODOLOGIA E TRABALHO REALIZADO	14
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1 História da CVT	16
2.2 Tipos de CVT.....	17
2.3 Mecânica da CVT por Polias Expansivas	19
2.4 Motores a Combustão Interna	22
2.4.1 Torque (T) de motores a combustão interna	23
2.4.2 Potência efetiva (N_e) de motores a combustão interna	24
2.4.3 Motor Utilizado.....	25
2.5 Resistências do Veículo	28
2.5.1 Resistência ao Rolamento	28
2.5.2 Resistência Aerodinâmica.....	30
2.5.3 Resistência ao Aclive.....	30
2.5.4 Resistência a Aceleração	31
3 MODELAGEM MATEMÁTICA	36
3.1 Motor.....	36
3.2 CVT.....	37
3.2.1 CVT motora	37
3.2.2 CVT Movida.....	41
3.2.3 Balanceamento das Forças.....	46
3.2.3.1 <i>Realimentação da polia motora</i>	51
3.2.3.2 <i>Realimentação da polia movida</i>	52
3.2.3.3 <i>Chechagem das forças</i>	52
3.2.3.4 <i>Resumo do balanceamento</i>	52
3.2.4 Verificação de Escorregamento da Correia	53
3.2.4.1 <i>Escorregamento na polia motora</i>	54
3.2.4.2 <i>Escorregamento na polia movida</i>	55
3.2.5 Transmissão Fixa	56
3.2.6 Roda.....	59
3.2.7 Nova Rotação.....	59
4 RESULTADOS	60
4.1 Teste com uma Configuração Real	60
4.2 Análise dos Resultados Reais.....	66
4.3 Influência de Cada Componente	68

4.3.1	Massas do Rolete	69
4.3.2	Rampa	70
4.3.3	Mola da Polia Motriz	71
4.3.4	Mola da Polia Movida.....	71
4.3.5	Furo de Pré-Carga.....	72
5 CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS.....		74
5.1	TRABALHOS FUTUROS	75
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		76

1 INTRODUÇÃO

O projeto Baja SAE é um desafio lançado aos estudantes de engenharia que oferece a chance de aplicar na prática os conhecimentos adquiridos em sala de aula, visando incrementar sua preparação para o mercado de trabalho. Ao participar do Baja SAE, o aluno se envolve com um caso real de desenvolvimento de projeto, desde sua concepção, projeto detalhado e construção. No Brasil, a iniciativa recebe o nome Projeto Baja SAE BRASIL¹.

As equipes devem ser compostas por estudantes de Engenharia (Mecânica, Mecatrônica, Robótica, Metalúrgica, Eletrônica, Eletroeletrônica, Automobilística, Produção, Automação Industrial, Aeronáutica, Materiais ou Agrônômica), graduandos no curso de Física e um professor orientador. Apresentando um número máximo de 20 colaboradores.

Ao longo de um ano ocorrem duas competições organizadas pela SAE Brasil: a Regional e a Nacional, que habilitam as três melhores equipes em âmbito federal a concorrer na disputa Mundial. Nessas competições, os alunos colocam o carro que desenvolveram à prova, testando-o em diversas situações de pista com obstáculos, tais como troncos, piscinas, saltos, etc. O carro que obtiver os melhores resultados no conjunto de provas, é o vencedor. Em suma, o trabalho de investigação e desenvolvimento realizado pelos alunos ao longo do projeto, desde a concepção do veículo até à sua construção, que por si é bastante profícuo ao aprendizado, é amplamente enriquecido com a possibilidade de se testar o desempenho do veículo em competições, constituindo-se assim um sistema que se retroalimenta e apresenta um resultado bastante positivo no que toca à formação dos estudantes.

1.1 MOTIVAÇÃO

Esse trabalho teve como motivação aprofundar o conhecimento acerca de um sistema de transmissão complexo, mas que possui diversas vantagens em relação aos sistemas mais conhecidos: a transmissão continuamente variável (CVT). Por possuir uma alta complexidade no seu ajuste e por ser o câmbio mais aplicado nos projetos Baja SAE observou-se a necessidade de se desenvolver uma modelagem matemática que possibilitasse simulações numéricas do comportamento do veículo com diferentes configurações e características da CVT. Desta forma pode-se otimizar o tempo e recursos de testes experimentais, além de, trazer mais confiabilidade ao projeto. Como será observado mais a frente, não há muitos estudos voltados para esse tipo

¹ <http://portal.saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil>

de transmissão, por isso este trabalho se tornou de elevada importância para o projeto Baja SAE do CEFET/RJ.

1.2 JUSTIFICATIVA

A equipe Mud Runner do CEFET/RJ utiliza a CVT Gaged GX-9 e busca aumentar sua performance em competições Regionais e Nacionais promovidas pela SAE Brasil². Dessa forma, a modelagem matemática da CVT utilizada pela equipe pode trazer flexibilidade e confiabilidade no seu ajuste, proporcionando, assim, um melhor desempenho do veículo.

1.3 OBJETIVO

O objetivo deste trabalho é trazer uma maior confiabilidade nos ajustes da CVT e desenvolver uma modelagem matemática que auxilie na escolha dos parâmetros da CVT para cada tipo de pista existente na competição.

1.4 METODOLOGIA E TRABALHO REALIZADO

Inicialmente, foi realizada uma revisão bibliográfica, de modo a enquadrar o trabalho que aqui se apresenta no seio do desenvolvimento teórico e empírico que cerceiam o objeto de estudo. Foram analisados, tomando como base a literatura especializada sobre o assunto, os principais parâmetros e condições de contorno que mais influenciam no comportamento da CVT e no desenvolvimento de um modelo matemático/numérico da mesma. Foram utilizados testes anteriormente realizados pela equipe MudRunner como base de comparação para validar a teoria estudada e também a modelagem numérica apresentada.

No capítulo 2 (dois), é realizada uma revisão bibliográfica apresentando a história da CVT, tipos de CVT, mecânica da CVT utilizada no estudo, motores a combustão e detalhes das resistências existentes no veículo.

² <http://portal.saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil>

No capítulo 3 (três), é apresentada a Modelagem Matemática da transmissão variável em estudo e é avaliada a transmissão da rotação e torque do motor até as rodas, modelando cada etapa, com um foco principal para a CVT e seus componentes.

O capítulo 4 (quatro) são apresentados os principais resultados obtidos utilizando a modelagem numérica desenvolvida e uma comparação com alguns testes experimentais anteriormente realizados pela equipe Mud Runner (equipe de Baja SAE da unidade Maracanã do CEFET/RJ). Neste capítulo também será apresentado a influência de cada componente das polias motora e movida tem sobre o comportamento dinâmico do veículo na competição.

O capítulo 5 (cinco) apresenta uma conclusão do estudo e propostas de trabalhos futuros para complementação e aprofundamento deste assunto.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo serão apresentados a história da CVT, os tipos de CVT, os principais conceitos dos motores a combustão interna, e a análise das resistências impostas nos veículos.

2.1 HISTÓRIA DA CVT

A história da transmissão continuamente variável é antiga, seu princípio foi idealizado por Leonardo da Vinci, no ano de 1490, como pode ser observado na figura 1.

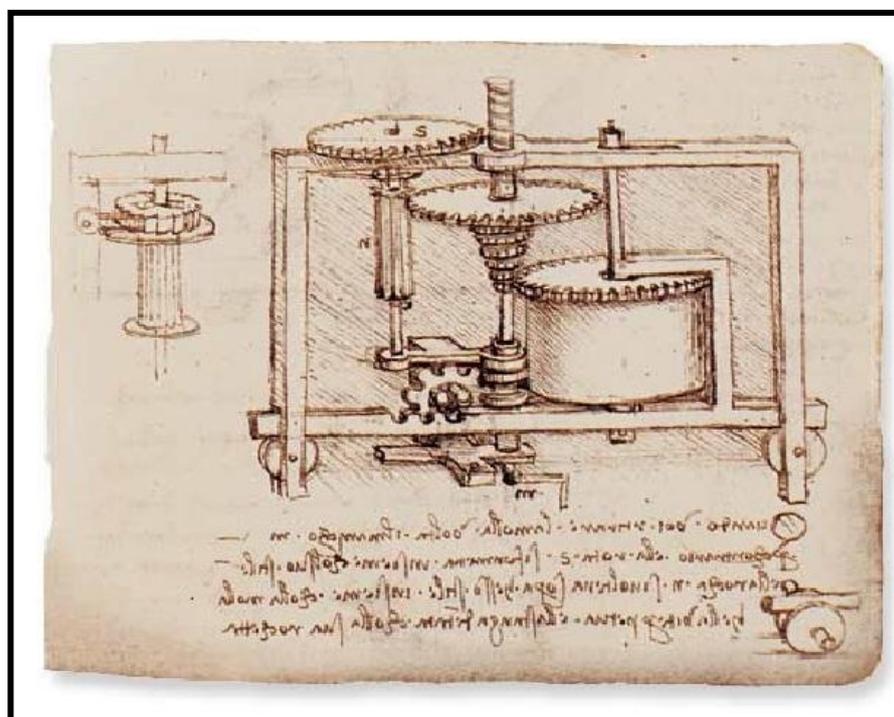


Figura 1 - Transmissão CVT de Leonardo da Vinci
Fonte: Oliveira (2015)

A primeira CVT comercialmente usada foi desenvolvida por Hub Van Dorne, em 1958, na Holanda, e recebeu o nome de Variomatic. A companhia holandesa DAF foi responsável pela produção de 1,2 milhões de veículos equipados com transmissão variável a partir do ano 1975.

A CVT Variomatic utilizou um princípio de funcionamento que era comumente utilizado em indústrias, descrito por uma correia que transmite potência entre duas polias, sendo uma conectada à fonte de potência enquanto a outra conectada à árvore de transmissão. As

polias trabalhavam de forma inversa, de tal modo que se uma abre a outra obrigatoriamente teria que fechar. Os problemas que a CVT possuía estão relacionados ao material da correia que não suportava torques elevados, possuindo um limite de torque de 80 N x m. Era necessário então desenvolver correias resistentes aos esforços impostos por motores de alto torque.

Van Doorne associou-se então à empresa norte-americana Borg Wane e à Fiat, com o intuito de desenvolver um tipo de correia compatível com os elevados torques dos motores tradicionais. As novas correias tiveram bons resultados e a transmissão que levava esse tipo de correia recebeu o nome de Transmatic.

Atualmente, existem mais de um milhão de carros equipados com esse tipo de transmissão, a maioria localizados no Japão e na Europa, cujos principais fabricantes são a Fiat, Ford, Nissan, Subaru e Volvo.

A Van Doorne buscou ao longo dos anos melhorar a concepção da CVT com sua relação à economia de combustível. Em 1990, a empresa holandesa fez uma parceria com a Williams e adaptou sua ideia a um carro do tipo fórmula. Percebeu-se que a CVT obteve um melhor aproveitamento da potência do motor. Contudo, a utilização desse tipo de transmissão na fórmula um foi proibida no ano seguinte porque qualquer tipo de ajuda ao piloto é vetado por regulamento (OLIVEIRA, 2015).

2.2 TIPOS DE CVT

CVT TOROIDAL: A CVT Toroidal é constituída por dois discos e dois roletes. Um disco é conectado ao motor enquanto o outro é conectado à árvore de transmissão que recebe a rotação dos roletes que giram com a mesma velocidade angular. A CVT Toroidal funciona de tal modo que, considerando um eixo horizontal saindo do papel, o rolete tem liberdade para girar em relação ao eixo horizontal ao mesmo tempo que se inclina em relação ao eixo vertical. A mudança de relação de transmissão ocorre de tal forma que, quando a extremidade do rolete encontra-se na extremidade do disco conectado à árvore de transmissão e simultaneamente próximo ao centro do disco conectado ao motor, temos uma relação de máximo torque, enquanto que, quando o rolete encontra-se próximo ao centro do disco conectado à árvore de transmissão e simultaneamente na extremidade do disco conectado ao motor, temos uma relação de máxima velocidade (OLIVEIRA, 2015), conforme exemplificado na figura 2.

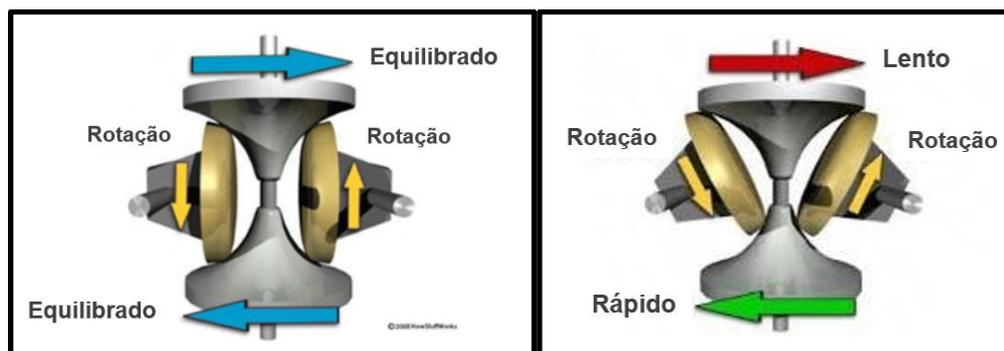


Figura 2 - Funcionamento da CVT Toroidal
 Fonte: Oliveira (2015)

CVT HIDROSTÁTICA: é composta por uma bomba hidráulica e um motor. A bomba hidráulica é conectada a um motor que funciona como fonte de alimentação, enquanto um segundo motor é acoplado à árvore de transmissão. A transmissão funciona de tal forma que a bomba hidráulica converte o movimento rotativo vindo do motor em fluxo de fluido, enquanto o motor, conectado à árvore de transmissão, converte o fluxo de fluido em movimento rotativo, transferindo o mesmo para o restante dos componentes da árvore de transmissão (OLIVEIRA, 2015), cujo esquema de funcionamento pode ser verificado figura 3.

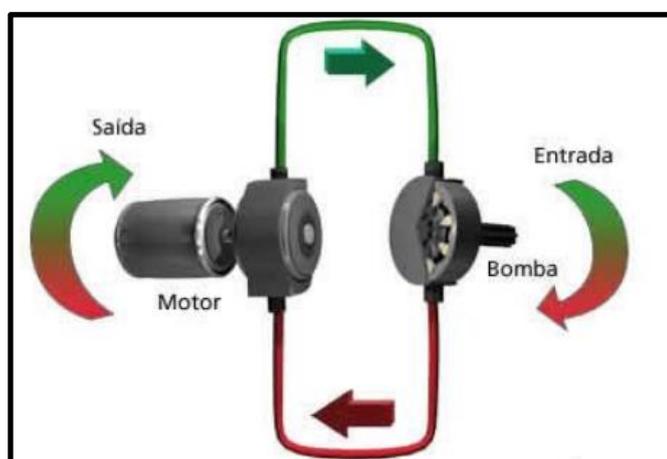


Figura 3 - Funcionamento da CVT Hidrostática
 Fonte: Oliveira (2015)

CVT POR POLIAS EXPANSIVAS: É constituída por três componentes, duas polias e uma correia. Uma das polias é conectada ao motor, recebendo o nome de condutora ou motora, enquanto a outra é conectada à árvore de transmissão, recebendo o nome de conduzida ou movida. Uma correia é utilizada para transferir o movimento rotativo de uma polia para outra. A relação de transmissão varia de tal forma que enquanto uma polia fecha, devido a ação de um

tipo de acionador presente em ambas as polias, empurrando a correia para longe do eixo de rotação a outra polia obrigatoriamente deverá abrir, aproximando a correia do eixo de rotação (OLIVEIRA, 2015). A figura 4 mostra um esquema de seu funcionamento. A CVT por Polias Expansivas é a utilizado pela equipe Mud Runner do CEFET/RJ³.

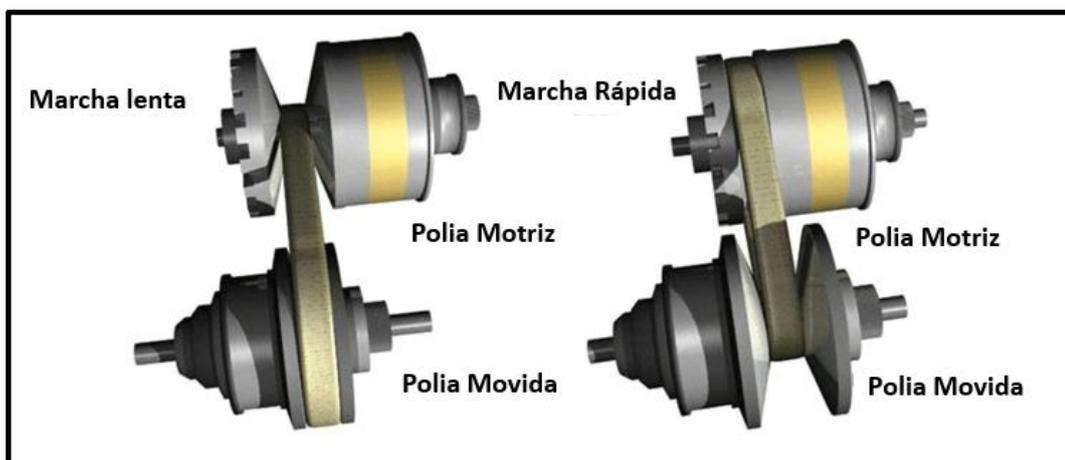


Figura 4 - Funcionamento da CVT por polias expansivas
 Fonte: Michalak (2017) apud Howstuffworks (2005)

2.3 MECÂNICA DA CVT POR POLIAS EXPANSIVAS

O sistema de transmissão mais comum em veículos comerciais é a caixa de câmbio manual. Ela utiliza pares de engrenagens para transmitir a potência e um sistema de embreagem para fazer a troca desses pares. Dessa forma, o veículo pode variar de uma relação reduzida a uma alongada conforme acelera (MARTINS, 2018). A figura 5 mostra como uma caixa de câmbio convencional troca as relações de transmissão. A linha pontilhada representa as variações de velocidade do motor, enquanto as linhas cheias representam a relação de transmissão utilizada.

³ Para mais informações é possível consultar alguns vídeos como o deste link: https://www.youtube.com/watch?v=uCEvBGT8twM&feature=youtu.be&ab_channel=teamindustriestv.

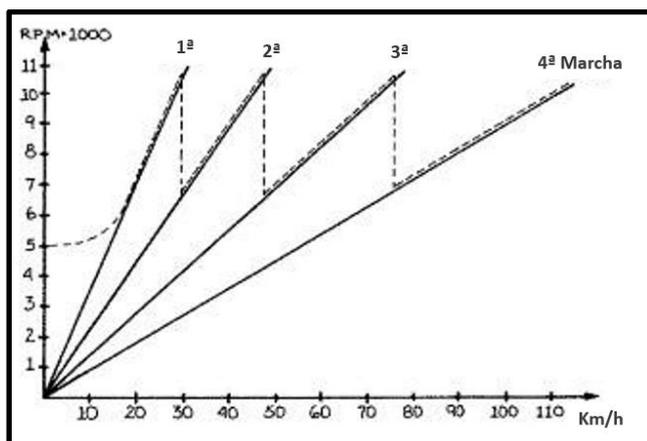


Figura 5 - Gráfico de rotação versus velocidade de uma transmissão convencional
Fonte: Martins (2018) apud Aaen (1989)

Nota-se que nesse caso, a rotação do motor varia numa faixa larga de velocidades enquanto o veículo acelera, na figura é algo entre 7.000 e 11.000 RPM, ou seja, o motor não trabalha apenas onde ele apresenta melhor desempenho.

As transmissões continuamente variáveis, mais conhecidas como CVT, são dispositivos mecânicos projetados para variar continuamente a relação de transmissão, possuindo infinitas relações entre dois limites (HEY, 2005), permitindo mudanças de relação de transmissão mais suaves, eliminando os trancos causados por transmissões manuais e automáticas (ALBUQUERQUE, 2003).

Com a evolução das CVTs, tornou-se necessário entender detalhadamente o seu funcionamento. Devido sua simplicidade e facilidade de manutenção, as CVTs mais comumente utilizadas na competição Baja SAE são as acionadas por inércia das massas e came.

Basicamente, é formada por duas polias cônicas com diâmetros efetivos variáveis, a motora e a movida, acopladas por uma correia trapezoidal. A polia motora recebe um torque do motor que, de acordo com a carga resistiva imposta à polia pela correia de acoplamento, faz a polia ter uma determinada velocidade angular.

O diâmetro efetivo da polia motora é determinado por sua velocidade angular, quanto maior for esta velocidade, maior será o seu diâmetro efetivo. A potência é transmitida da polia motora para a movida pela correia trapezoidal. Por outro lado, a caixa de redução impõe um esforço à polia movida que, em função da mola da polia, define o diâmetro efetivo da mesma. A relação de transmissão da CVT é determinada pela razão entre os diâmetros efetivos das polias (OLIVEIRA, 2015).

A transmissão continuamente variável (CVT) atua no papel mais importante, no desempenho de velocidade e aceleração do carro. É o link vital entre um veículo que

constantemente varia de velocidade, e motor que idealmente opera a velocidade constante (AAEN, 1989).

Esta transmissão é tradicionalmente utilizada por equipes de Baja de todo o mundo. A regra da competição limita as equipes a atuar com um motor que apresenta potência nominal de 10HP, uma potência muito baixa para um veículo de competição. Por isso, as equipes buscam sempre reduzir a massa e aumentar a eficiência do trem de força. Essas duas características podem ser encontradas no sistema de CVT. Além de ser um sistema leve e compacto, também tem como característica o melhor aproveitamento da potência do motor (MARTINS, 2018), como demonstrado na figura 6.

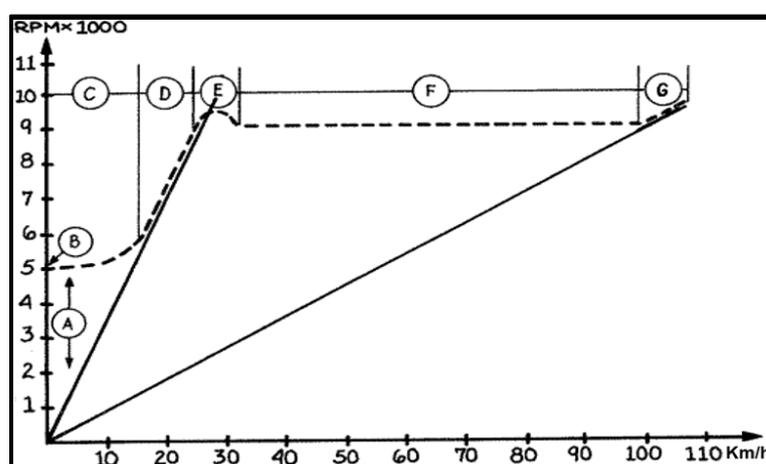


Figura 6 - Gráfico de comportamento de rotação versus velocidade do câmbio CVT
 Fonte: Martins (2018) apud Aaen (1989)

As linhas tracejadas representam a velocidade do motor pela velocidade do veículo, enquanto as linhas cheias representam as relações de transmissão nos extremos da CVT, estágio inicial e final. Pode-se perceber, pelo gráfico, que a rotação se mantém constante ao longo de sua atuação, porém a velocidade aumenta, isso se deve pela mudança da relação de transmissão.

Na caixa de marchas tradicional o motorista acelera o motor de uma rotação baixa a uma alta e troca de marcha e repete o movimento até a quarta ou quinta marcha. Enquanto isso, na CVT ele acelera até a rotação escolhida pelo projetista, em geral a de maior potência ou menor consumo específico.

Assim, a transmissão continuamente variável trabalha mantendo a rotação constante e, após seu batente, o motor volta a acelerar até sua rotação máxima (MARTINS, 2018).

2.4 MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA

Segundo Heywood (1998), a proposta dos motores de combustão interna é a produção de potência mecânica através da energia química contida nos combustíveis. Internamente, essa energia é liberada com a queima do combustível ali contido. A mistura ar-combustível e o produto dessa queima são os fluidos de trabalho do motor. O trabalho transferido, que corresponde a potência desejada, ocorre diretamente entre esses fluidos de trabalho e os componentes mecânicos do motor.

Quanto à sua classificação e operação, existem muitos tipos de motores de combustão interna diferentes. Eles podem ser classificados por:

1. Aplicação: Automotiva, ferroviária, aeronáutica, marinha, sistema de potência portátil e geração de energia;
2. Projeto básico do motor: Alternativo (subdividindo ainda na disposição dos cilindros: ex. em linha, V, radial, oposto) e rotativo (Wankel e outras geometrias);
3. Ciclos de trabalho: Motores a quatro tempos e a dois tempos;
4. Projeto e local das Válvulas: Overhead (OHV), underhead (L-valves) e válvulas rotativas;
5. Combustível: Gasolina, óleo diesel, gás natural e etanol, entre outros;
6. Método de preparação da mistura: Carburado e Injeção eletrônica;
7. Método de ignição: Centelha por vela ou ignição por compressão;
8. Método de resfriamento: Resfriamento por água, resfriamento por ar e sem resfriamento (Somente convecção e radiação natural).

As principais diferenças entre os motores de 2 tempos e o de 4 tempos são detalhadas na Tabela 1.

Tabela 1 - Diferenças entre motores 2 tempos e 4 tempos

Diferenças	4 Tempos	2 Tempos
Sistema Mecânico	Mais complexo	Mais simples; Ausência de válvulas e eixo de comando
Alimentação	Boa	Ruim; Perda de mistura no escape; Presença de lubrificante
Lubrificação	Boa	Ruim; Presença de combustível

Fonte: Duarte, Barreto e Amaral (2016)

Para o estudo do comportamento do motor, é necessário conhecer suas características de desempenho. Neste trabalho foi utilizado as curvas de torque e potência de motores com similaridade ao regulamentado pela SAE⁴.

2.4.1 Torque (T) de motores a combustão interna

A figura 7 demonstra o funcionamento do ciclo de Otto em um motor a combustão. A figura 8 mostra o sistema pistão-biela-manivela de um motor alternativo formando o mecanismo responsável pelo estabelecimento de um momento torçor em seu eixo de manivelas composta por F_r e pela força normal. A força F resultante no pistão composta pela força F_r e pela normal F_n transmite-se à biela e desta à manivela, dando origem a uma força tangencial F_{tan} e conseqüentemente a um momento instantâneo no eixo do motor (DUARTE; BARRETO; AMARAL, 2016).

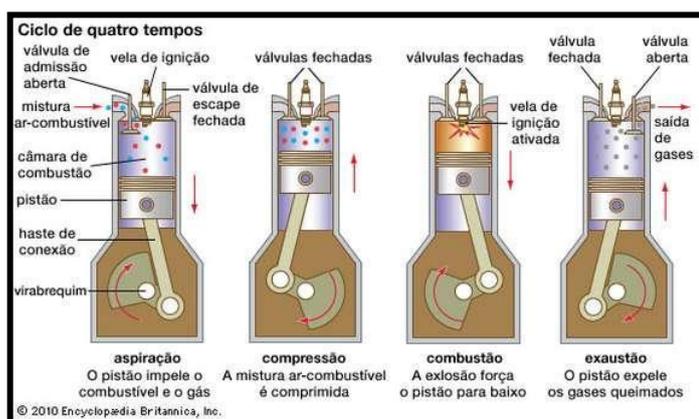


Figura 7 - Trabalho do Motor
Fonte: Duarte, Barreto e Amaral (2016)

⁴ Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil - <http://portal.saebrasil.org.br/Portals/0/PE/Baja%20Nacional%202018/RATBSB.pdf>

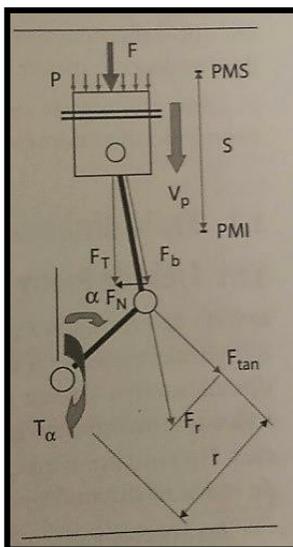


Figura 8 - Geração de Torque do Motor
Fonte: Duarte, Barreto e Amaral (2016)

2.4.2 Potência efetiva (N_e) de motores a combustão interna

Além do torque, que já foi definido e cuja medição exige o uso de um freio, existem outras propriedades que descrevem as características do motor, seja quanto ao desempenho, seja quanto à eficiência (DUARTE; BARRETO; AMARAL, 2016).

As propriedades dos motores apresentados variam em função das condições de funcionamento. Para visualização dessa variação são construídas curvas características a partir de ensaios em laboratórios. As mais usuais são as curvas a plena carga de potência (N_e) e Torque (T) em função da rotação, como mostrado na figura 9.

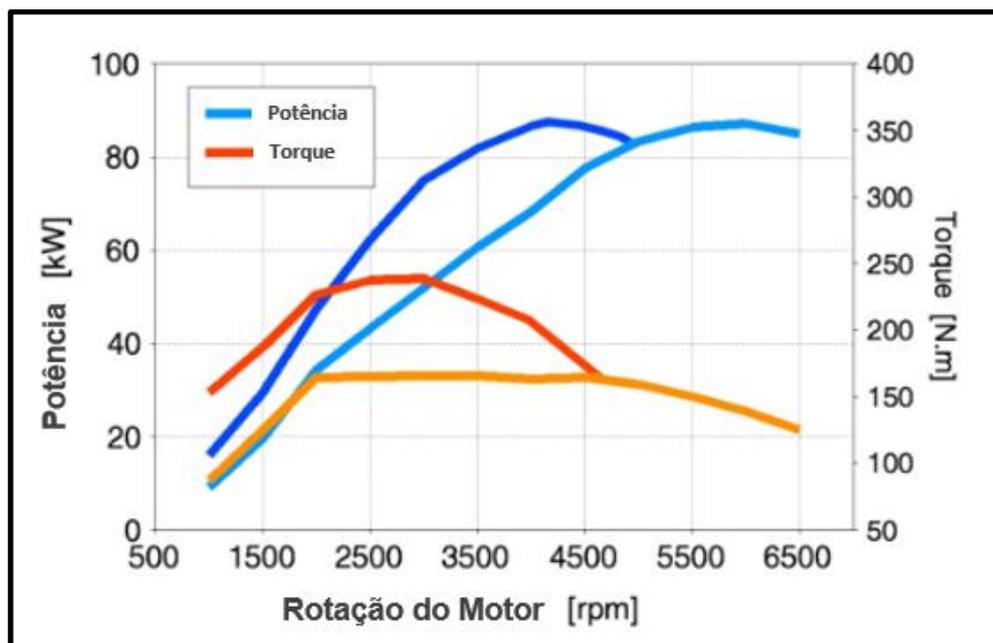


Figura 9 - Curvas características de um motor
Fonte: Duarte, Barreto e Amaral (2016)

2.4.3 Motor Utilizado

Como descrito anteriormente, o motor utilizado no projeto Baja SAE é definido pelo regulamento da SAE⁵.

O motor da Briggs & Stratton é especificado pelo fabricante como um gerador, figura 9. Esse motor é de ciclo Otto de 4 tempos, de 10 Hp e do tipo OHV (Motor com Válvulas no cabeçote), onde o comando de válvulas se encontra no bloco. O motor apresenta duas válvulas por cilindro e é monocilíndrico, possui bloco e cabeçote confeccionados em alumínio para melhor dissipação de calor e menor peso, alimentação mecânica por meio de um carburador de corpo simples, e boa modularidade para os protótipos do projeto Baja SAE por se tratarem de motores com torque e potência máxima em baixas rotações (low-end torque), conferindo autonomia relativamente satisfatória e boa relação peso-potência. As especificações do motor são mostradas na Tabela 2 (DUARTE; BARRETO; AMARAL, 2016).

⁵ RATBSB - <http://portal.saebrasil.org.br/Portals/0/PE/Baja%20Nacional%202018/RATBSB.pdf>



Figura 10 - Motor Briggs & Stratton 10hp
Fonte: Duarte, Barreto e Amaral (2016)

Tabela 2 - Especificações técnicas do motor Briggs & Stratton 10hp

Especificações	
Cilindrada	305cc
Potência	10HP
Diâmetro do Cilindro	79,2 mm
Curso do Pistão	62,0 mm
Capacidade do Tanque	3,8 L
Válvulas	OHV
Filtro de Ar	Duplo (espuma e Papel)
Lubrificação	Splash
Peso	23,4 Kg

Fonte: Duarte, Barreto e Amaral (2016) apud Briggs & Stratton (2015)

As curvas características desse motor são fornecidas pelo fabricante. A figura 11 mostra a curva de potência do motor, que atinge a sua maior potência na sua maior rotação, 10 HP a 4000 rpm. A figura 12 mostra a curva de torque do motor, onde o maior torque é obtido em torno de 2600 rpm (DUARTE; BARRETO; AMARAL, 2016). Essas curvas serão essenciais ao longo deste trabalho pois servirão de dados de entrada.

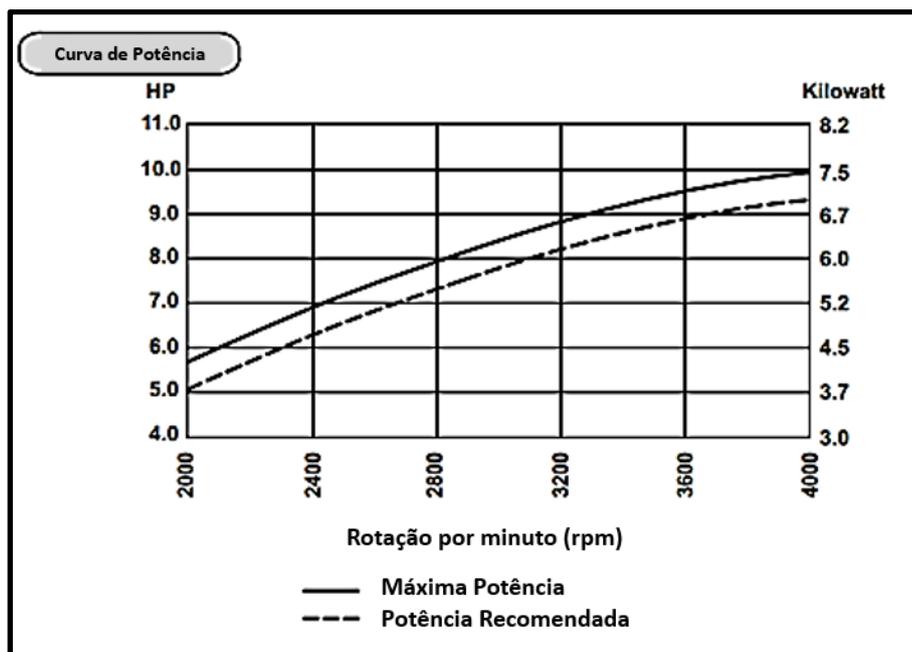


Figura 11 - Curva de Potência

Fonte: Duarte, Barreto e Amaral (2016) apud Briggs & Stratton (2015)

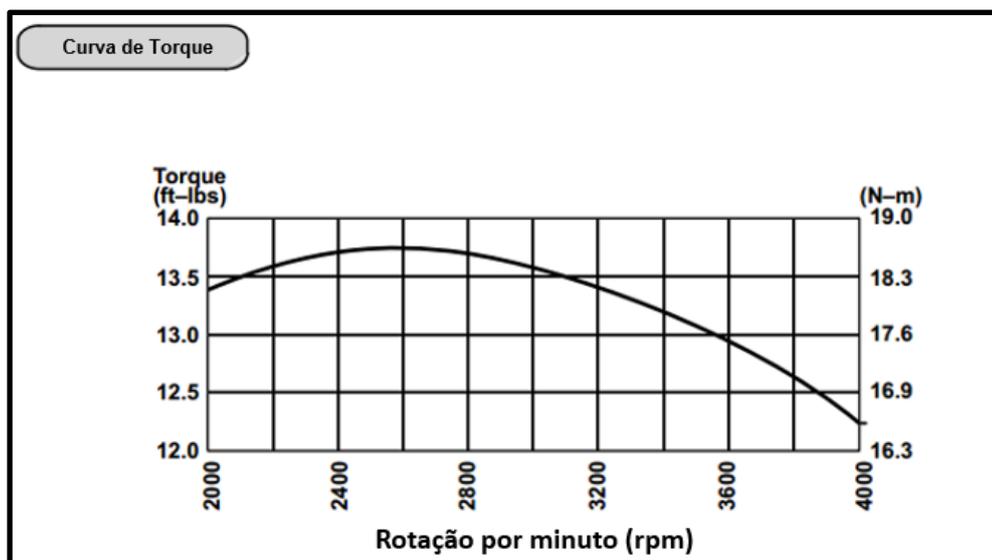


Figura 12 - Curva de Torque

Fonte: Duarte, Barreto e Amaral (2016) apud Briggs & Stratton (2015)

É válido ressaltar que essas informações são curvas teóricas fornecidas pelo fabricante, as quais foram produzidas em condições que não necessariamente correspondem àquelas quando da utilização do motor.

2.5 RESISTÊNCIAS DO VEÍCULO

As resistências impostas ao veículo irão influenciar no desempenho dinâmico longitudinal do mesmo e elas se dividem em 4 grupos: rolamento, aerodinâmica, gradiente e aceleração. Tais resistências em conjunto determinam a máxima resistência imposta ao veículo e por isso, se faz necessário sua análise e considerações para serem complementadas ao projeto.

2.5.1 Resistência ao Rolamento

Se a roda não se move, a distribuição de tensão normal, σ_n , no caminho de contato é simétrica. Porém, quando a roda se move, essa distribuição não será mais simétrica. A figura 13 mostra a tendência da distribuição de tensão normal quando a roda rotaciona por um plano. Pode ser observado que a força F_z é resultante da distribuição, obtida através de uma integração da tensão normal no caminho de contato. A excentricidade dessa força é descrita por e_w , que se contrapõem ao movimento da rotação. Isso resulta no momento $M = e_w F_z$. Para superar esse momento, o torque trativo, M_w , no caso de uma roda motriz ou a força trativa, F_r , no caso de uma roda rebocada são necessários. Essa força, F_r , é chamada de resistência ao rolamento, podendo ser expressa de acordo com a Equação 1 (MEYWERK, 2015; DUARTE; BARRETO; AMARAL, 2016).

$$F_r = \frac{e_w}{r_{wst}} F_z \quad (\text{Eq.1})$$

O fator sem dimensão e_w / r_{wst} é chamado de coeficiente de resistência ao rolamento, como descreve a equação 2. Este é obtido através de dados experimentais, que depende de algumas variáveis nos pneus que incluem a estrutura do pneu (construção e material) e as condições de operação como de velocidade, pressão de inflagem, carga radial, tipo do piso, temperatura e outras variáveis de menor importância.

$$f_r = \frac{e_w}{r_{wst}} = \frac{F_r}{F_z} \quad (\text{Eq.2})$$

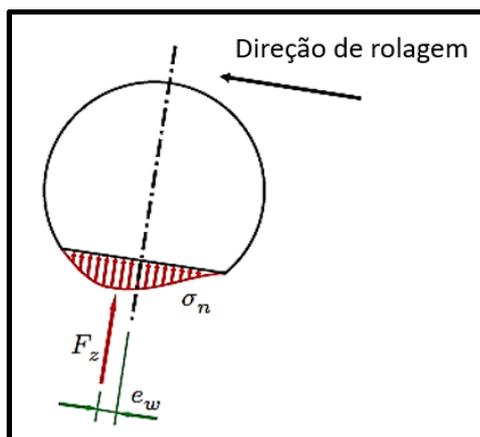


Figura 13 - Tensão Normal no Caminho de Contato do Pneu
Fonte: Meywerk (2015)

A tabela 3 ilustra alguns valores de orientação para o coeficiente de rolamento. Para desenvolvimentos mais específicos de um tipo de piso é necessário que estes dados sejam levantados experimentalmente.

Tabela 3 - Coeficientes de resistência ao rolamento

Tipo de Piso	Valor de "f"
Asfalto liso	0,010
Cimento rugoso	0,014
Paralelepípedo	0,020
Pedras irregulares	0,032
Pedra britada solta	0,080
Areia solta	0,100 a 0,300
Barro	0, 100 a 0, 400
Neve profunda	0, 075 a 0, 300

Fonte: Eger (2007)

2.5.2 Resistência Aerodinâmica

O fluxo de ar ao redor do veículo provoca perdas por turbulência em algumas áreas, o que reflete no arrasto aerodinâmico. A maior contribuição vem do vórtice atrás do veículo, mostrado em um exemplo na figura 14. Pequenos vórtices em outras áreas como nas rodas, nos espelhos retrovisores e na estrutura tubular do protótipo baja também contribuem para o arrasto aerodinâmico (MEYWERK, 2015; DUARTE; BARRETO; AMARAL, 2016).

$$F_a = c_d A \frac{\rho_a}{2} v_r^2 \quad (\text{Eq.3})$$

Onde c_d é o coeficiente de arrasto aerodinâmico, “A” é a área frontal projetada na direção longitudinal, ρ_a é a densidade do ar e v_r é a resultante da velocidade do ar, que se origina da velocidade do veículo e da velocidade do vento, quando considerada.

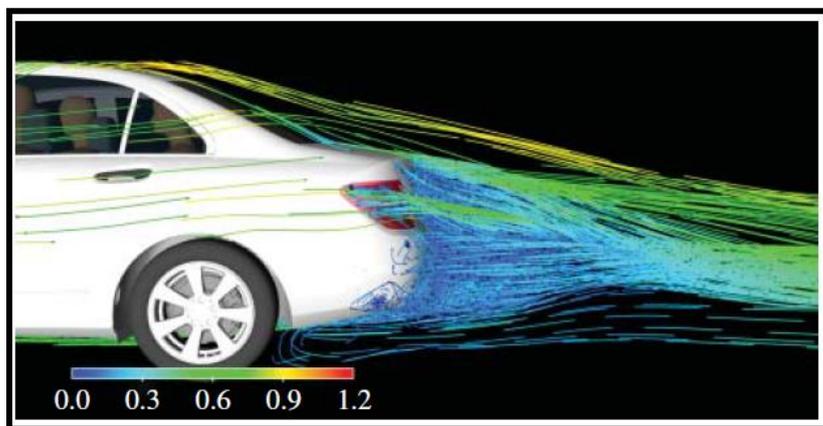


Figura 14 - Vórtex atrás do veículo
Fonte: Duarte, Barreto e Amaral (2016)

2.5.3 Resistência ao Aclive

A resistência ao aclive é uma das forças que se opõem ao movimento e é caracterizada por uma força contrária ao movimento devido aos aclives proporcionados pela pista. Esta força age no centro de gravidade na forma de uma força paralela ao piso e tende a fazer com que o veículo desça o aclive. A figura 15 ilustra a força de resistência ao aclive do veículo.

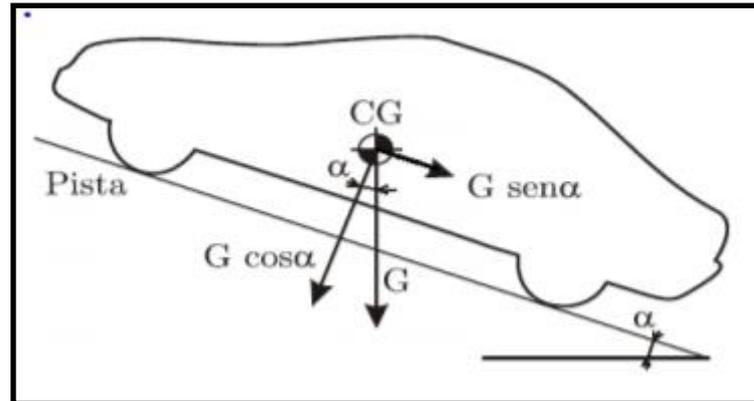


Figura 15 - Imagem ilustrativa da resistência ao aclave
Fonte: Eger (2007)

Esta componente do peso que é a resistência de aclave é a força que deve ser vencida para que o equilíbrio estático seja mantido. Deste modo, a resistência de aclave, F_g , é obtida por:

$$F_g = W * \sin(\alpha_g) \quad (\text{Eq.4})$$

Onde W é o peso do veículo e α_g é o ângulo de inclinação da pista (EGER, 2007; MEYWERK, 2015).

2.5.4 Resistência a Aceleração

Segundo Gillespie (1992, p.23), para entender o desenvolvimento de um veículo no sentido longitudinal é preciso compreender a potência disponível do motor, bem como os limites de tração das rodas propulsoras.

A razão entre a potência do motor e o peso do veículo é um fator determinante para avaliar o seu desempenho durante a aceleração. Inicialmente, ao desprezar as resistências do sistema pode-se obter um limite superior de aceleração, considerando a segunda lei de Newton.

$$M * a_x = F_x \quad (\text{Eq.5})$$

Onde:

M = Massa do veículo

a_x = Aceleração no sentido longitudinal

F_x = Força trativa nas rodas propulsoras

Levando em consideração que a potência é a razão da força trativa pela velocidade média longitudinal, tem-se:

$$F_x = 3600 * P/V \quad (\text{Eq.6})$$

$$a_x = 3600 * P / (V * M) \quad (\text{Eq.7})$$

Sendo:

P - Potência em kW

V - Velocidade em km/h

M - Massa em kg

a_x - aceleração em m/s^2

Tendo em vista que o termo de velocidade se apresenta no denominador, tem-se que a capacidade de aceleração diminui com o aumento da velocidade do veículo.

Com isso, para aprimorar o estudo de desempenho de tração dos eixos propulsores durante a aceleração é preciso avaliar o sistema de transmissão de torque até as rodas, desta vez considerando todas as resistências durante o percurso, figura 16. Uma vez que o valor de torque fornecido pelo motor é reduzido pela energia despendida para acelerar as massas girantes.

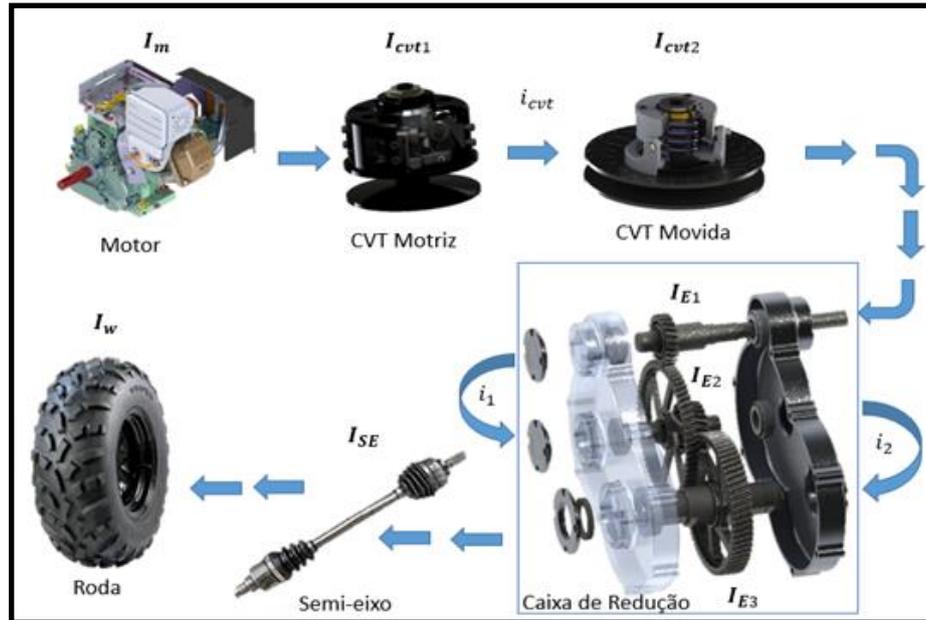


Figura 16 - Fluxo de torque e rotação pelos componentes do veículo
Fonte: Duarte, Barreto e Amaral (2016)

Aplicando a 2ª Lei de Newton em cada uma das etapas passando por todo o sistema, pode-se descrever genericamente a força trativa que chega nas rodas como:

$$F_x = (T_{motor} * R_{tp} * n_{tf} / r) - (I_{eff} * a_x) / r^2 \quad (\text{Eq.8})$$

Onde:

T_{motor} - Torque do motor em uma dada rotação

I_{eff} - Inércia efetiva de todo o sistema, considerando as relações de transmissão em cada etapa

R_{tp} - Relação de transmissão total

n_{tf} - Eficiência total

r - Raio dos pneus

F_x - Força trativa

O fator de inércia efetiva, desconsiderando escorregamentos durante a transmissão, é definido por:

$$I_{eff} = \{(I_m + I_{cvt1})i_{cvt}^2 i_1^2 i_2^2 + (I_{cvt2} + I_{E1})i_1^2 i_2^2 + I_{E2}i_2^2 + I_{E3} + 2I_{SE} + 2I_w\} \quad (\text{Eq.9})$$

Onde:

I_m – Momento de inércia do motor

I_{cvt1} - Momento de inércia do conjunto da polia motora

I_{cvt2} - Momento de inércia do conjunto da polia motora

I_{E1} - Momento de inércia do eixo 1 da redução fixa

I_{E2} - Momento de inércia do eixo 2 da redução fixa

I_{E3} - Momento de inércia do eixo 3 da redução fixa

I_{SE} - Momento de inércia do semi eixo

I_W - Momento de inércia do pneu

i_1 – Redução fixa primeiro estágio

i_2 - Redução fixa primeiro estágio

i_{cvt1} - Redução CVT polia motora

i_{cvt2} - Redução CVT polia movida

Em seguida, conhecendo a força trativa pode-se reescrever a expressão de aceleração com todas as forças resistivas que compõem o sistema:

$$M * ax = F_x - F_r - F_a - Rhx - F_g \quad (\text{Eq.10})$$

Onde:

F_r – Forças de resistência ao rolamento

F_a – Força de arraste aerodinâmico

R_{hx} – Força de tração no reboque

F_g – Resistência ao Aclive

Combinando com a equação de F_x (Eq.8):

$$M * ax = [(T_{motor} * R_{tp} * n_{tf} / r) - (I_{eff} * ax) / r^2] - F_r - F_a - Rhx - F_g \quad (\text{Eq.11})$$

Como forma de simplificar a equação de F_x , o termo de Inércia efetiva é agrupado com a massa do veículo:

$$M_r = I_{eff} / r^2 \quad (\text{Eq.12})$$

$$(M_r + M) * a_x = (T_{motor} * R_{tp} * n_{tf} / r) - F_r - F_a - R_{hx} - F_g \quad (\text{Eq.13})$$

Onde:

M_r - Massa equivalente dos elementos girantes

3 MODELAGEM MATEMÁTICA

Como auxílio ao desenvolvimento do projeto, toda a modelagem foi criada utilizando o software MatLab. O código desenvolvido e implementado é apresentado no anexo A.

Para uma melhor análise do comportamento da transmissão continuamente variável (CVT) aplicada ao protótipo off-Road Baja SAE é necessário entender, primeiro, as etapas básicas que compõem o processo de transmissão de um veículo para, posteriormente aprofundar nessas etapas. Por isso o fluxo de estudo será:

- Motor
- CVT Motriz
- CVT Movida
- Redução Fixa
- Roda

3.1 MOTOR

O motor é a fonte de energia para o movimento do veículo, dessa forma, é preciso começar obtendo os seus respectivos valores de torque e rotação.

As figuras 11 e 12 fornecem os valores, do fabricante, de torque e potência em função da rotação para o motor Briggs & Stratton utilizado no protótipo Baja. A partir destas curvas é possível obter alguns valores de torque e potência para cada rotação e com o auxílio do software MatLab fica fácil gerar uma curva pelos métodos *polyfit* e *polyval*, que passa pelos mesmos pontos das curvas do motor fornecidas pelo fabricante.

O software gera um polinômio que possui valores muito próximos aos da curva do motor, quanto mais distante dos pontos fornecidos, maior será a diferença dos valores. Assim, para qualquer valor de rotação, o software fornecerá um torque e uma potência. A princípio serão utilizados apenas os valores de rotação e torque.

$$W_{mot} = [2000, 2400, 2600, 2800, 3200, 3600, 4000];$$

$$T_{mot} = [18.1, 18.5, 18.6, 18.5, 18.1, 17.6, 16.6];$$

$p = polyfit(W_{mot}, T_{mot}, 2)$ - Método gerador de polinômio que se caracteriza por uma curva que passa pelos pontos determinados acima.

Onde:

W_{mot} - valores do gráfico de rotação do motor, em rpm,

T_{mot} - valores do gráfico de torque do motor, em N.m,

p - valor de torque em uma dada rotação, em N.m

A curva foi avaliada com o uso do *software* Origin, através do método de coleta de pontos na imagem, e foi encontrado um erro (r^2) de 0,01%.

Adotou-se uma rotação inicial (R_{ot}), que representa a rotação mínima do motor para se manter em funcionamento, de 1500 rpm

Para ficar claro o seu funcionamento, na rotação de 1500 rpm o software irá fornecer um valor de torque de aproximadamente 17,2 N.m, buscando gerar valores que se assemelham ao comportamento da curva real do motor. E, por motivos de conversão de unidades, será necessário converter rpm para rad/s.

3.2 CVT

Por motivos de limitação orçamentária, pouca massa e facilidade de ajustes, a equipe Mud Runner opta por utilizar uma CVT de mercado conhecida como Gaged GX9, porém a modelagem descrita neste trabalho pode ser utilizada como base para os modelos de CVT mais comuns do nicho de Baja. Vale ressaltar que o desenvolvimento de um projeto totalmente novo desse câmbio variável poderia se tornar ainda mais benéfico à equipe, porém, devido às limitações citadas anteriormente, esse relatório irá se limitar ao estudo do comportamento dinâmico dessa CVT, através de uma análise da cinemática dos corpos e estudo das forças que envolvem o sistema.

3.2.1 CVT motora

Como mencionado anteriormente, a “CVT motora” é conectada diretamente ao eixo do motor e, portanto, recebe como dados de entrada suas condições de torque e rotação. Seu conceito de funcionamento parte da transferência do movimento rotativo do eixo em movimento linear do conjunto móvel da CVT. Esse movimento linear é causado por uma força (F_l) que determinará, conforme será demonstrado na seção 3.2.4.1, um torque transmissível e

será um dos responsáveis, conforme demonstrado na seção 3.2.3.1, pelos raios determinados pela correia e polias motora e movida (R_1 e R_2). O torque transmitido do motor será decomposto até as rodas e está demonstrado das seções 3.2.5 a 3.2.6.

Esse conjunto é constituído por um prato fixo, um prato móvel, uma mola, quatro roletes e rampas dispostos simetricamente no interior e fixados por hastes, como demonstrado na figura 17.

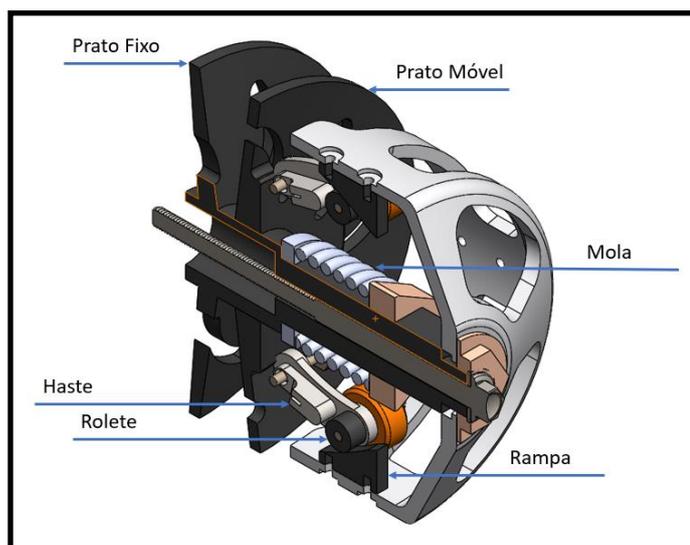


Figura 17 – Vista em corte do conjunto da polia motora
Fonte: Autor

O mecanismo, explicado em detalhes, é acionado a partir da rotação da polia, que, com o seu acréscimo, aumenta a força centrípeta gerada, esta “compete” com outras forças existentes na polia (como a força elástica da mola) e com a reação da polia movida. Dependendo da resultante dessas forças, os roletes (dispostos no interior da carcaça), movem-se radialmente “abrindo” ou “fechando”. Estes percorrem a superfície inclinada da rampa e, assim, deslocam o prato móvel, que movimenta a correia e causa a mudança no diâmetro da polia, conforme demonstra a figura 18, onde A representa a correia na sua posição no instante da imagem.

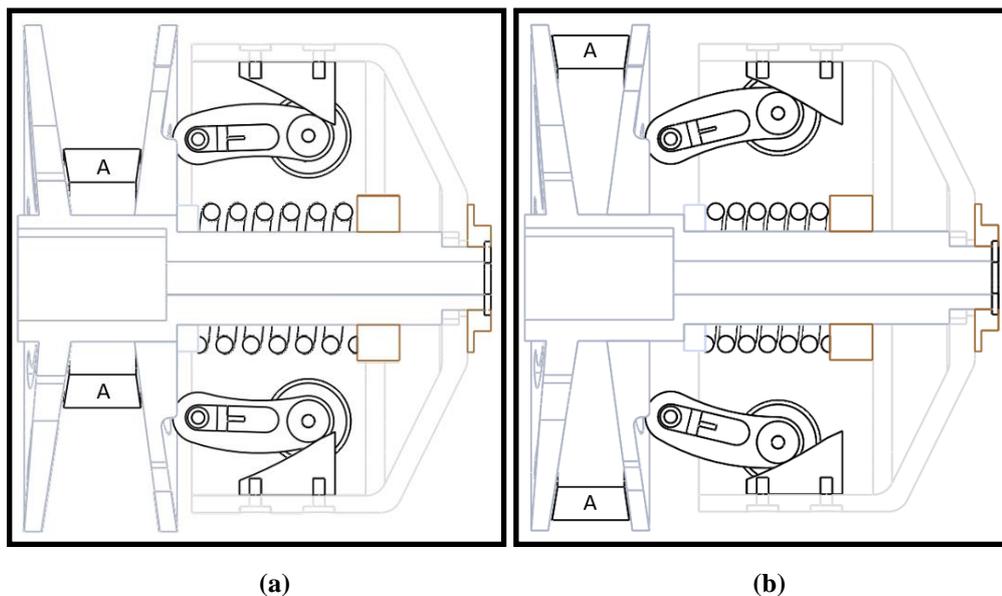


Figura 18 - Vista de corte da polia motora, (a) instante inicial e (b) final respectivamente
Fonte: Autor

Para entender o comportamento cinemático do conjunto, foi desenvolvido um diagrama de corpo livre do rolete para determinar as forças que atuam no corpo (figura 19). A figura 20 apresenta os ângulos de rampa $\delta 1$ e $\delta 2$.

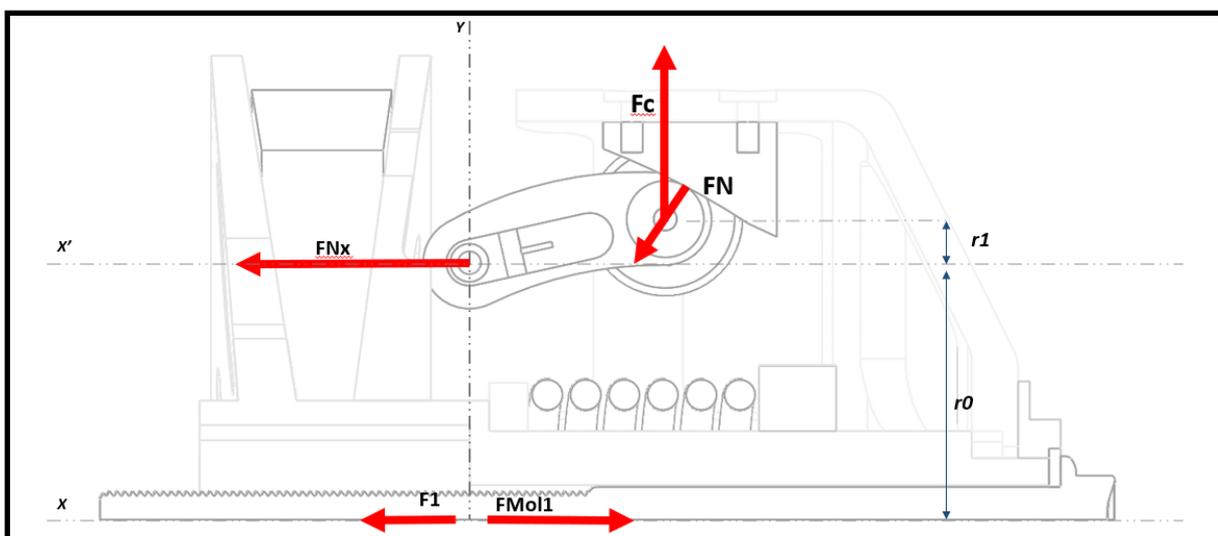


Figura 19 - Diagrama de Força da CVT motriz
Fonte: Autor

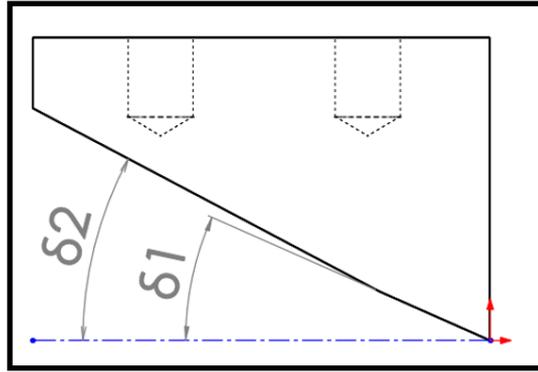


Figura 20 - Ângulo de Rampa
Fonte: Autor

$$r = r_0 + r_1 \quad (\text{Eq.14})$$

$$F_c = 4 * m * \omega^2 * r; \quad (\text{Eq.15})$$

A força centrípeta é multiplicada por 4 por conta dos quatro roletes que estão atuando simultaneamente.

$$F_N = F_c * \cos(\delta) \quad (\text{Eq.16})$$

$$F_{Nx} = F_N * \sin(\delta) \quad (\text{Eq.17})$$

$$F_{Mol1} = K_1 * x_1 \quad (\text{Eq.18})$$

$$F_1 = F_{Nx} - F_{Mol1} \quad (\text{Eq.19})$$

Onde:

r - Raio de deslocamento do rolete em relação a linha de centro das polias em [m]

r_1 - Deslocamento do braço do rolete em relação ao eixo vertical em [m]

r_0 - Distância do eixo da CVT motora ao ponto fixo do rolete em [m]

F_c - Força centrípeta em [N]

m - Massa do rolete em [kg]

ω - Velocidade angular da polia, que é a rotação do motor em [rad/s]

F_N - Força normal à rampa por onde desliza o rolete em [N]

δ_1 - ângulo da rampa no primeiro estágio em [°]

δ_2 - ângulo da rampa no segundo estágio em [°]

F_{Mol1} - Força da mola da polia motora em [N]

K_1 - Coeficiente elástico da mola

x_1 - Deslocamento da mola em [m]

F_{Nx} - Força de reação do rolete decomposta na direção do eixo da polia [N]

F_I - Força resultante [N]

3.2.2 CVT Movida

Já a “movida” estará diretamente ligada ao sistema de redução fixa que, por sua vez, estará conectado às rodas do veículo, logo, ela carrega as componentes das resistências impostas ao veículo. Estas resistências somadas resultam em F_2 que é responsável por um torque transmissível, demonstrado na seção 3.2.4.2, e influencia diretamente nos raios determinados pela correia e polias motora e movida (R_1 e R_2), demonstrado na seção 3.2.3.

Analogamente à motora, a CVT movida é fixada ao eixo da caixa de redução. Dessa forma, seus conceitos de funcionamento são semelhantes. Seu conjunto móvel é constituído por um prato fixo, um prato móvel, um camo, três roletes, três hastes de fixação e uma mola no interior de sua carcaça, resistente à torção e compressão, figura 21.

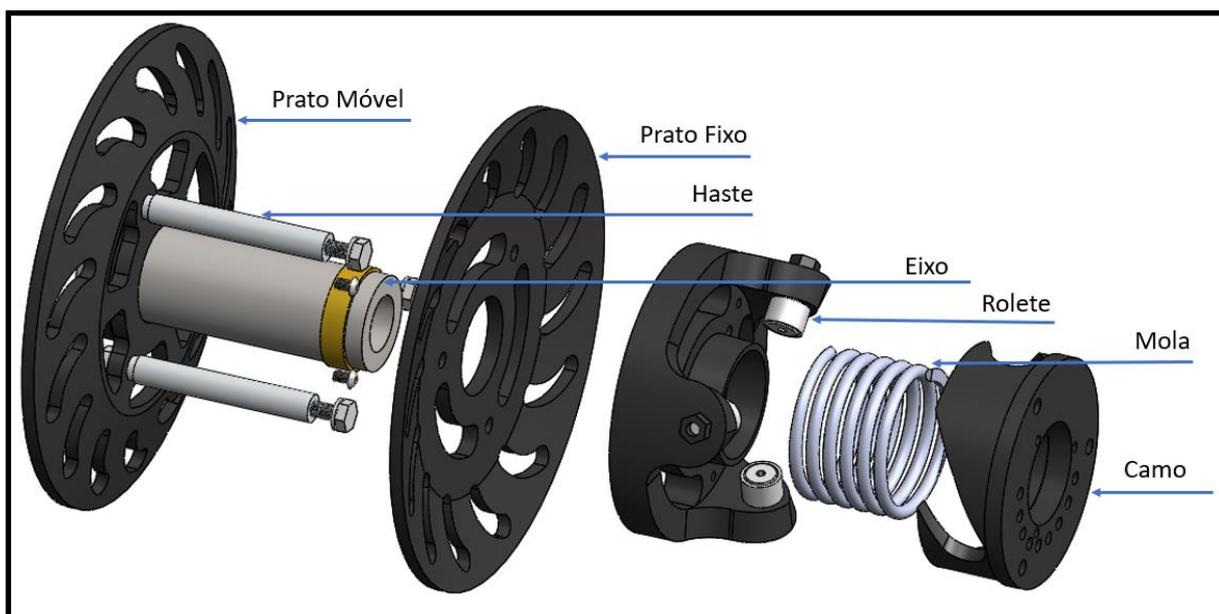


Figura 21 - Vista explodida do conjunto móvel da polia movida

Fonte: Autor

Porém, o mecanismo de acionamento da movida é diferente, como citado, as resistências geram uma força de compressão dos pratos (F_2), esta “compete” com a força advinda da polia motora (F_1 - seção 3.2.1) a resultante irá determinar a abertura ou fechamento dos pratos.

Da mesma forma, para analisar o comportamento dinâmico da movida foi feito um estudo de forças dos componentes, separadamente, para se chegar ao modelo matemático, figuras 22 e 23. Percebe-se que as figuras referentes à CVT movida, a seguir, são um desenho simplificado apenas para facilitar o entendimento da atuação das forças.

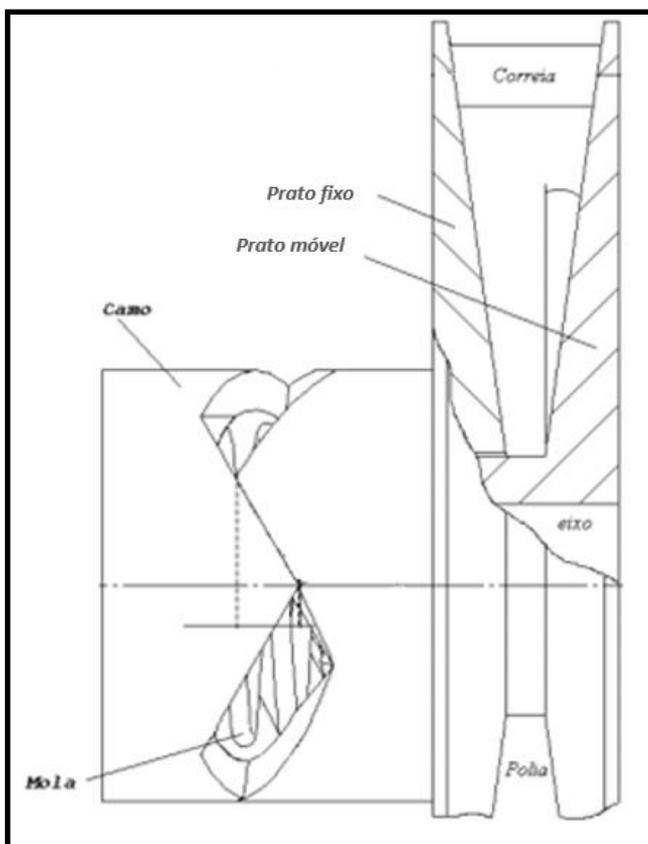


Figura 22 - Vista em corte da polia movida
Fonte: Albuquerque (2003)

Conforme Albuquerque (2003), traça-se o diagrama de corpo livre do camo para que se possa ver a ação das forças a partir do torque resistivo, representado na figura 23.

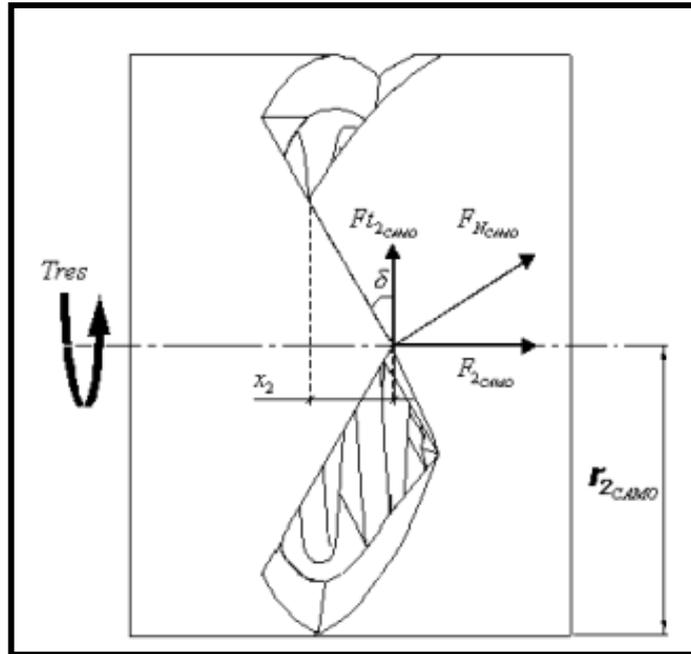


Figura 23 - Diagrama de corpo livre do camo
Fonte: Albuquerque (2003)

$$F_{t2camo} = \frac{T_{res}}{2 * r_{2camo}} \quad (\text{Eq.20})$$

$$F_{Ncamo} = \frac{F_{t2camo}}{\text{sen}(\delta)} \quad (\text{Eq.21})$$

$$F_{2camo} = F_{Ncamo} * \text{cos} \delta \quad (\text{Eq.22})$$

Onde:

T_{res} - Torque resistivo;

F_{t2camo} - Força tangencial no camo;

F_{Ncamo} - Força normal à superfície de contato;

δ - Ângulo do camo;

r_{2camo} - Raio do camo.

Em seguida, foram analisadas separadamente as forças que atuam na mola do camo. Duas forças são possíveis, uma delas é a força de pré-carga, que surge a partir de um deslocamento angular inicial aplicado no camo - se faz isso por meio da mudança do furo de encaixe da mola, que permite ajustar a força inicial necessária para mover o disco da polia - esta força é dependente apenas da torção da mola. A outra é a força elástica que, neste caso, trabalha em regime de compressão e torção, ou seja, aumenta de acordo com o deslocamento x_2 e com a revolução θ .

É um desafio um pouco complexo modelar esse conjunto - força elástica e força de pré-carga. Há dois caminhos possíveis de se seguir, o primeiro seria a partir de ensaios de compressão e torção, determinar os coeficientes elásticos e a força de pré-carga para cada um dos furos. O segundo caminho é montar uma relação a partir do cálculo teórico das constantes elásticas de compressão (k_c) e torção (k_θ), descrevendo o ângulo θ em função do deslocamento x_2 e, para o cálculo da pré-carga, determinar o deslocamento de θ para cada furo.

A figura 24 representa a direção das forças presentes na mola da polia movida.

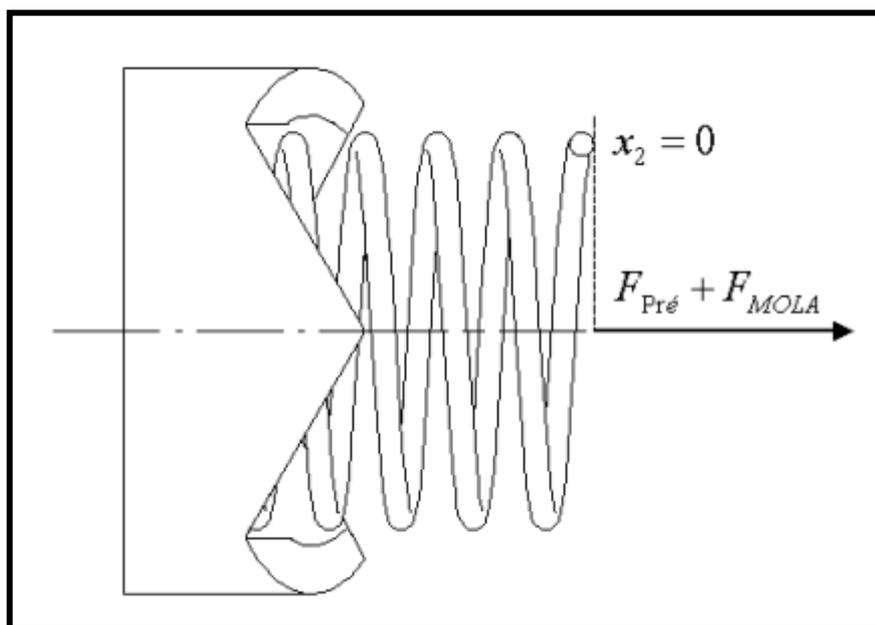


Figura 24 - Diagrama de corpo livre da mola na polia movida
Fonte: Albuquerque (2003)

Logo:

$$k_c = \frac{d^4 * G}{8 * D^3 * N} \quad (\text{Eq.23})$$

$$k_\theta = \frac{d^3 * E}{10,8 * D * N_a} \quad (\text{Eq.24})$$

$$F_{Mola} = F_{Mol2} = k_c * x_2 + k_\theta * \theta \quad (\text{Eq.25})$$

$$\theta = \frac{x_2}{tg(\delta) * r_{2camo}} \quad (\text{Eq.26})$$

$$F_{mola} = F_{Mol2} = k_c * x_2 + \frac{k_\theta * x_2}{tg(\delta) * r_{2camo}} \quad (\text{Eq.27})$$

$$F_{mol2} = x_2 * (k_c + \frac{k_\theta}{tg(\delta) * r_{2camo}}) \quad (Eq.28)$$

$$k_{\theta'} = \frac{k_\theta}{tg(\delta) * r_{2camo} * \frac{D_a}{2}} \quad (Eq.29)$$

$$F_{mol2} = x_2 * (k_c + k_{\theta'}) \quad (Eq.30)$$

$$F_{pre} = FM_{pre} = k_\theta * \theta_2 \quad (Eq.31)$$

$$\theta_2 = N_{furo} * \theta_3 \quad (Eq.32)$$

Onde:

d - Diâmetro do fio [m];

G - Módulo de rigidez [N/m²];

D - Diâmetro médio da espiral [m];

N - Número de espiras;

E - Módulo de Young [N/m²]

x_2 – Deslocamento do conjunto móvel da movida [m];

F_{Mol2} – Força de reação da mola da polia movida em [N];

k_c - Constante elástica de compressão [N/m];

k_θ - Constante elástica de torção [N.m/rev];

$k_{\theta'}$ - Constante elástica de torção traduzida linearmente [N/m];

θ - Ângulo da revolução da mola durante o acionamento [rev];

θ_2 - Ângulo da revolução total da mola para a pré-carga [rev];

θ_3 - Ângulo entre dois furos a partir do centro da polia movida [rev];

N_{furo} - Número de furos do camo para ajuste da pré-carga;

Assim sendo, a força total que atua no eixo da CVT movida é dada por:

$$F_2 = F_{2camo} + FM_{pre} + F_{Mol2}; \quad (Eq.33)$$

3.2.3 Balanceamento das Forças

Sendo F_1 e F_2 as forças longitudinais aos eixos das polias motora e movida, respectivamente, cabe agora descrever como elas impactam na redução final da CVT.

As forças radiais às polias (F_{R1} e F_{R2}), mostradas nas figuras 25 e 26, são as componentes que tentarão deslocar a correia para “fora” da CVT motriz e movida, respectivamente, essas forças irão se contrapor e a que apresentar maior módulo definirá o sentido de abertura ou fechamento das polias. Elas são uma decomposição das forças F_1 e F_2 nas polias motriz e movida.

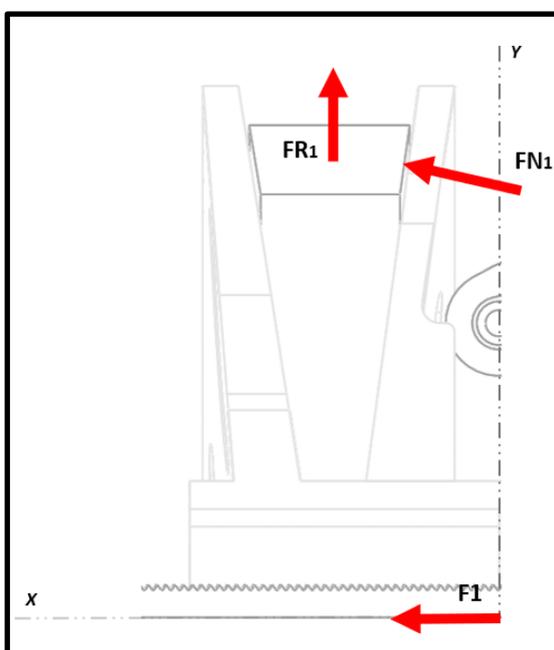


Figura 25 – Força resultante na polia motora
Fonte: Autor

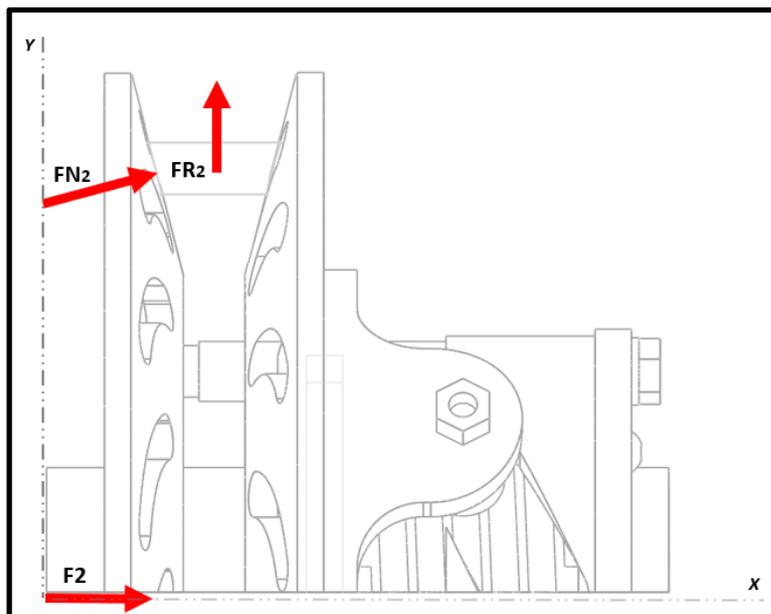


Figura 26 – Força resultante na polia movida
Fonte: Autor

Visando o melhor assentamento da correia, e a fim de evitar elevadas pressões que causariam o aumento de temperatura e desgaste excessivo da mesma, os ângulos de inclinação dos pratos das duas polias são iguais, como é demonstrado nas figuras 27 e 28.

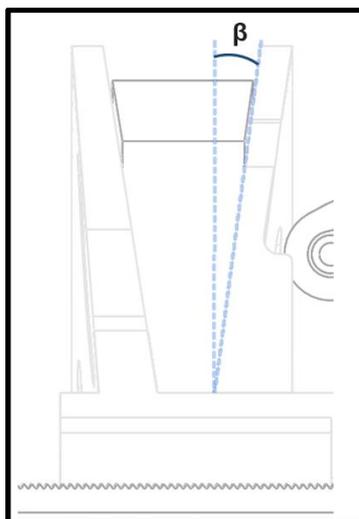


Figura 27 – Ângulo de inclinação do prato da polia motora
Fonte: Autor

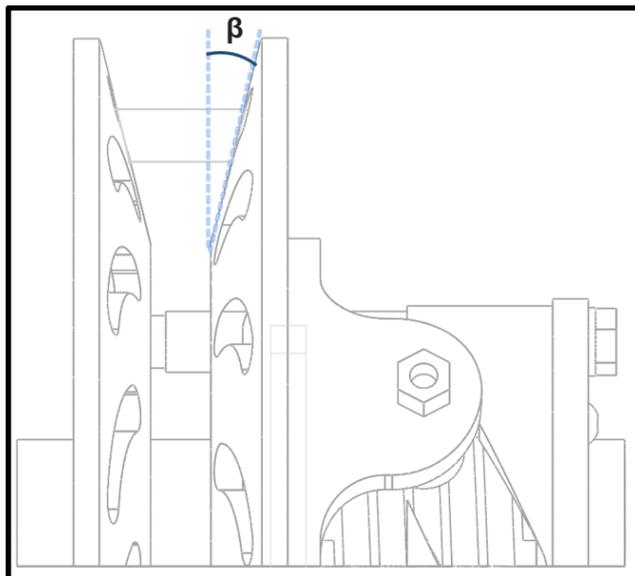


Figura 28 - Ângulo de inclinação do prato da polia movida
Fonte: Autor

As forças radiais nas polias podem ser descritas por:

$$F_{N1} = F_1 * \cos \beta; \quad (\text{Eq.34})$$

$$F_{R1} = 2 * F_{N1} * \sin \beta = 2 * F_1 * \cos \beta * \sin \beta; \quad (\text{Eq.35})$$

$$F_{N2} = F_2 * \cos \beta; \quad (\text{Eq.36})$$

$$F_{R2} = 2 * F_{N2} * \sin \beta = 2 * F_2 * \cos \beta * \sin \beta; \quad (\text{Eq.37})$$

Onde:

F_{N1} - Força normal à superfície trapezoidal da correia na polia motora

F_{R1} - Componente radial da força normal F_{N1} , responsável por deslocar a correia na polia motora

F_{N2} - Força normal à superfície trapezoidal da correia na polia movida

F_{R2} - Componente radial da força normal F_{N2} , responsável por deslocar a correia na polia movida

β - Ângulo de inclinação do prato

As componentes F_{N1} e F_{N2} são forças normais à correia, por haver contato entre correia e prato da polia, há a atuação de uma força de atrito que estará contra o movimento de subida e

descida da correia, porém, essa força é pequena se comparado a força resultante, por isso ela não será considerada nos cálculos.

A resultante dessas forças (F_{R12}) irá determinar o comportamento da CVT, como F_{R1} e F_{R2} são decomposições de F_1 e F_2 , é possível fazer uma associação direta dessas forças, como demonstrado na figura 29.

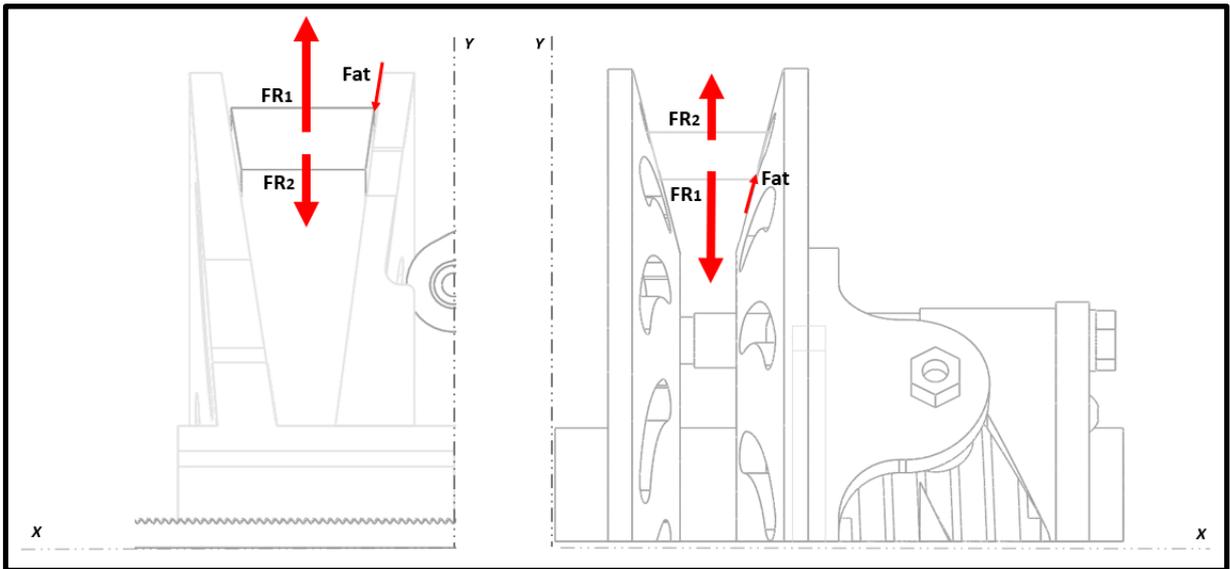


Figura 29 - Demonstração das Forças Resultantes atuando nas duas polias
Fonte: Autor

Força Resultante:

$$F_{R12} = F_{R1} - F_{R2}; \quad (\text{Eq.38})$$

$$F_{R12} = (2 * F_1 * \cos \beta * \sin \beta) - (2 * F_2 * \cos \beta * \sin \beta);$$

Ainda é possível decompor F_{R12} em sua componente no eixo horizontal, seguindo o processo inverso realizado para F_1 e F_2 :

$$F_{R12} = 2 * F_{Rx} * \cos \beta * \sin \beta = 2 * (F_1 * \cos \beta * \sin \beta) - 2 * (F_2 * \cos \beta * \sin \beta) \quad (\text{Eq.39})$$

Onde:

F_{Rx} - Força resultante no eixo horizontal.

Dessa forma, é possível concluir que:

$$F_{Rx} = (F_1 - F_2); \quad (\text{Eq.40})$$

Em função do descrito anteriormente, o comportamento da CVT com a atuação das forças F_1 e F_2 pode ser dado por:

- Se $F_1 > F_2$, instantaneamente, a força resultante age no fechamento dos pratos da polia motora e abertura da polia movida, diminuindo a redução;
- Se $F_1 < F_2$, instantaneamente, a força resultante age na abertura dos pratos da polia motora e fechamento da polia movida, aumentando a redução e;
- Se $F_1 = F_2$, a força resultante é igual a zero e não há movimentação dos pratos das polias, essa é a condição de equilíbrio que o sistema busca alcançar.

Analisando as equações 19 e 33 e também as equações 44 e 51 pode-se concluir que, ao ocorrer diferença entre as forças F_1 e F_2 , há a movimentação dos pratos das polias da CVT, por consequência os raios da polia motora (R_1) e polia movida (R_2) se alteram (alterando a redução $R_{tp} = R_2 / R_1$). Logo ocorre também uma variação de x_1 e x_2 , isso irá resultar em uma variação de F_{Mol1} e F_{Mol2} e, conseqüentemente, dos próprios F_1 e F_2 . Com isso, o sistema irá entrar em looping procurando sempre alcançar a condição de equilíbrio, onde $F_1 = F_2$.

De forma resumida, três condições são possíveis:

1. $F_1 > F_2 \rightarrow R_1$ aumenta e R_2 diminui
2. $F_1 < F_2 \rightarrow R_1$ diminui e R_2 aumenta
3. $F_1 = F_2 \rightarrow R_1$ e R_2 se mantêm

O processo agora sai de uma análise cinemática linear e entra em uma análise cinemática iterativa, onde será necessário realizar um incremento “x” em R_1 gerando um R_1' , que terá uma resposta em R_2 gerando um R_2' .

A resposta de R_2 (R_2') também será obtida por um método iterativo, onde será necessário adicionar um incremento “y” a R_2 e então, calcular o comprimento da correia que, segundo Budynas e Nisbett (2011) é dado por:

$$L = R_1' * \theta_1 + R_2' * \theta_2 + 2 * \sqrt{C^2 - (R_2' - R_1')^2}; \quad (\text{Eq.41})$$

Onde:

R_1' – Raio da polia motriz com o incremento “x”

R_2' – Raio da polia movida com o incremento “y”

θ_1 – Ângulo de contato (ou ângulo de abraçamento) da correia na polia motora

θ_2 – Ângulo de contato (ou ângulo de abraçamento) da correia na polia movida

C – Distância entre os centros das polias

L – Comprimento da correia

Os valores de θ_1 e θ_2 são dados por:

$$\theta_1 = \pi - 2 * \text{sen}^{-1}\left(\frac{R_2' - R_1'}{C}\right) \quad (\text{Eq.42})$$

$$\theta_2 = \pi + 2 * \text{sen}^{-1}\left(\frac{R_2' - R_1'}{C}\right) \quad (\text{Eq.43})$$

Para simplificar os cálculos será considerado uma correia ideal, inextensível e flexível, ou seja, é capaz de transmitir totalmente a força aplicada nela de uma extremidade à outra. Neste caso, “ L ” não sofre variação com a alteração da redução, assim é possível determinar o valor de R_2 para um certo valor de R_1 .

Com os novos valores de R_1 e R_2 há então a necessidade de recalculer F_1 e F_2 e refazer essa avaliação, dessa forma o processo será iterativo, sendo necessário realizar várias etapas de cálculos.

3.2.3.1 Realimentação da polia motora

Após obter o novo valor do raio da polia, R_1' , será necessário calcular o posicionamento resultante do prato móvel da polia motora:

$$x_1 = 2 * (R_1' - R_{1\text{min}}) * \tan(\alpha) \quad (\text{Eq.44})$$

$$r_1 = \frac{x_1 * \tan(\delta_1)}{1000} \quad (\text{Eq.45})$$

$$r = r_0 + r_1 \quad (\text{Eq.46})$$

Com a nova posição do prato da polia motora, toda a análise de forças resultantes no rolete sofrerá alteração e, portanto, deverão ser calculadas a fim de se encontrar F_1 :

$$F_c = 4 * m * \omega^2 * r \quad (\text{Eq.47})$$

$$F_N = F_c * \cos(\alpha); \quad (\text{Eq.48})$$

$$F_{Mol1} = K_1 * x_1; \quad (\text{Eq.49})$$

$$F_1 = F_N * \sin(\alpha) - F_{Mol1} \quad (\text{Eq.50})$$

3.2.3.2 Realimentação da polia movida

Seguindo a mesma lógica da etapa anterior, será necessário agora recalcular F_2 . Como demonstrado a seguir:

$$x_2 = 2 * (R_{2max} - R_2') * \tan(\alpha) \quad (\text{Eq.51})$$

$$F_{mol2} = x_2 * (k_c + k_{\theta r}) \quad (\text{Eq.52})$$

$$F_2 = F_{2camo} + F_{pre} + F_{Mol2} \quad (\text{Eq.53})$$

3.2.3.3 Checagem das forças

Com os novos valores de F_1 e F_2 obtidos, se reinicia o processo, reavaliando a equação $F_1 - F_2 = F_x$ até alguma condição, das apresentadas a seguir, se tornar verdadeira:

Condição 1:

- $F_1 < F_2$ sendo $R_1 = R_{1min}$

Condição 2:

- $F_1 > F_2$ sendo $R_1 = R_{1max}$

Condição 3:

- $F_1 = F_2$

Se alguma das condições anteriores for verdadeira, o ciclo termina e segue-se para verificação de escorregamento da correia.

3.2.3.4 Resumo do balanceamento

Resumindo as etapas do balanceamento de forças:

1. Avalia as forças F_1 e F_2 e:

- a. Se $F_1 > F_2$ e $R_1 < R_{1max}$ -> Adiciona incremento “x” a R_1
 - b. Se $F_1 < F_2$ e $R_1 > R_{1min}$ -> Subtrai incremento “x” a R_1
 - c. Se $F_1 = F_2$ -> Sai do looping
2. Joga na equação de L e verifica se $L =$ comprimento da correia;
 3. Se a condição acima não for verdadeira:
 - a. Se L for maior que o comprimento da correia, subtrai um incremento “y” de R_2
 - b. Se L for menor que o comprimento da correia, adiciona um incremento “y” a R_2
 4. Com novos valores de R_1 e R_2 , obtêm-se novos valores de x_1 e x_2 e, com isso, recalcula F_1 e F_2 e, em seguida, retorna a etapa 1.

Obs1: Se $F_1 > F_2$ e $R_1 = R_{1max}$ o ciclo acaba e pula para verificação de escorregamento da correia.

Obs2: Se $F_1 < F_2$ e $R_1 = R_{1min}$ o ciclo acaba e pula para verificação de escorregamento da correia.

Obs3: “x” e “y” são valores reais e que variam de $\pm 0,001$ a $\pm 0,1$ metros.

3.2.4 Verificação de Escorregamento da Correia

Tendo em vista o funcionamento da CVT por polias expansivas, onde as duas polias estão interligadas através de uma correia e a relação de transmissão varia devido a ação de acionadores em ambas as polias, esses acionadores aplicam uma força de compressão (F_1 e F_2) na correia que funciona, desta maneira, como uma embreagem. Ou seja, todo o estudo anterior serviu para avaliar a redução ao qual o sistema vai se encontrar e para determinar o torque máximo que as polias são capazes de transmitir em um dado instante.

Uma vez que o conjunto de polia-correia funciona como uma embreagem para o sistema, ele tem como função transferir energia rotacional através da fricção, e, portanto, torna-se presente o evento de deslizamento da correia uma vez que os dois corpos possuem velocidades diferentes. Ao analisar o desempenho do sistema, há o interesse no torque transmitido da polia motora para a polia movida e, da mesma forma, no torque transmitido da polia movida para a transmissão por engrenagens.

O torque transmitido está relacionado ao torque transmissível (ou seja, à força de compressão, coeficiente de atrito e à geometria da “embreagem”) e ao torque proveniente do motor. Sendo assim, um problema de estática, que será estudado separadamente em cada acoplamento (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

3.2.4.1 Escorregamento na polia motora

Para o cálculo do torque transmitido através da polia motora, foi necessário avaliar o torque transmissível do sistema, que se trata da força de atrito estática entre polia-correia em cada momento da simulação.

$$F_{1tangencial} = F_1 * 2 * m_i * \cos(\beta) \quad (\text{Eq.54})$$

$$T_{transmissivel1} = F_{1tangencial} * \frac{R1}{1000} \quad (\text{Eq.55})$$

Onde:

$F_{1tangencial}$ - Força de atrito estática da polia motora

m_i - Coeficiente de atrito entre polia motora e correia

β - Ângulo do prato da polia motora

$T_{transmissivel1}$ - Torque transmissível pela polia motora

Após calculado o torque transmissível do conjunto, deve-se fazer uma análise comparativa com o torque fornecido pelo motor no mesmo instante.

Se o torque fornecido pelo motor for menor ou igual ao torque transmissível do conjunto, significa que o sistema está em sinergia e, portanto, o torque transmitido será o torque do motor. Caso o torque do motor seja superior ao “transmissível” pelo conjunto, constitui um caso de deslizamento da correia e, dessa forma, o transmitido será apenas o torque transmissível pelo conjunto:

$$\text{Se, } T_{motor} \leq T_{transmissivel1}$$

$$\text{Então, } T_{transmitido1} = T_{motor}$$

$$\text{Se, } T_{motor} > T_{transmissivel1}$$

$$\text{Ent\~{a}o, } T_{transmitido1} = T_{transmissivel1}$$

Onde:

T_{motor} - Torque fornecido pelo motor

$T_{transmitido1}$ - Torque transmitido pela polia motora

Havendo o deslizamento da correia, significa que a polia motora vai ter um torque que n\~{a}o ser\~{a} transmitido \~{a}s rodas do ve\~{i}culo (chamado de $T_{Perdido1}$), por\~{e}m esse torque vai ser respons\~{a}vel por acelerar o motor, fazendo este subir de rota\~{c}o\~{a}o.

Logo:

$$T_{perdido1} = T_{motor} - T_{transmissivel1} \quad (\text{Eq.56})$$

$$A_{m1} = \frac{T_{perdido1}}{I_m + I_{cvt1}} \quad (\text{Eq.57})$$

Onde:

$T_{perdido1}$ - Torque n\~{a}o transmitido da CVT motriz para a correia;

A_{m1} - Acelera\~{c}o\~{a}o angular do motor [rad/s²];

I_m - Momento de in\~{e}rcia do motor [kg.m²];

I_{CVT1} - Momento de in\~{e}rcia da polia motora [kg.m²];

3.2.4.2 Escorregamento na polia movida

Utilizando a mesma an\~{a}lise do t\~{o}pico anterior, primeiro ser\~{a} calculado o torque transmiss\~{i}vel do conjunto e em seguida realizado a an\~{a}lise comparativa, por\~{e}m, desta vez ser\~{a} utilizado como dado de entrada o torque transmitido do sistema anterior.

$$F_{2tangencial} = F_2 * 2 * m_i * \cos(\alpha) \quad (\text{Eq.58})$$

$$T_{transmissivel2} = F_{2tangencial} * \frac{R2}{1000} \quad (\text{Eq.59})$$

Onde:

$F_{2tangencial}$ - For\~{c}a de atrito est\~{a}tica da polia movida

m_i - Coeficiente de atrito entre polia movida e correia

alpha - Ângulo do prato da polia movida

$T_{transmissivel2}$ - Torque transmissível pela polia movida

Teste lógico:

$$\text{Se, } \frac{T_{transmitido1}}{R1} \leq \frac{T_{transmissivel2}}{R2}$$

$$\text{Então, } T_{transmitido2} = T_{transmitido1} * \frac{R2}{R1}$$

$$\text{Se, } \frac{T_{transmitido1}}{R1} > \frac{T_{transmissivel2}}{R2}$$

$$\text{Então, } T_{transmitido2} = T_{transmissivel2}$$

Onde:

$T_{transmitido2}$ - Torque transmitido pela polia movida

Da mesma forma que a polia motora, o deslizamento causará um aumento na rotação do motor e pode ser descrito da seguinte forma:

$$T_{perdido2} = R_1 * \left(\frac{T_{transmitido1}}{R_1} - \frac{T_{transmissivel2}}{R_2} \right) \quad (\text{Eq.60})$$

$$A_{m2} = \frac{T_{perdido2}}{I_m + I_{cvt1}} \quad (\text{Eq.61})$$

Onde:

$T_{perdido2}$ - Torque não transmitido da correia à CVT movida;

A_{m2} - Aceleração angular do motor [rad/s²];

I_m - Momento de inércia do motor [kg.m²];

I_{CVT1} - Momento de inércia da polia motora [kg.m²];

3.2.5 Transmissão Fixa

Seguindo o fluxo de transferência de energia por todo o trem-de-força do veículo, o próximo componente a ser analisado é o conjunto de engrenagens acopladas que compõem o trem de engrenagens, demonstrado na figura 30.

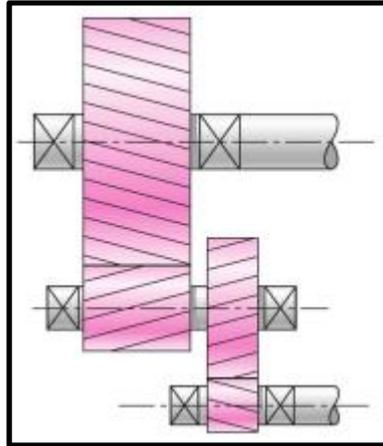


Figura 30 - Conjunto de engrenagens
Fonte: Budynas e Nisbett, 2011

As forças transmitidas entre engrenagens acopladas suprem e criam momentos torcionais para a geração de movimento e transmissão de potência. Quando duas engrenagens estão em contato direto seus círculos primitivos rolam um sobre o outro, sem escorregamento, figura 31.

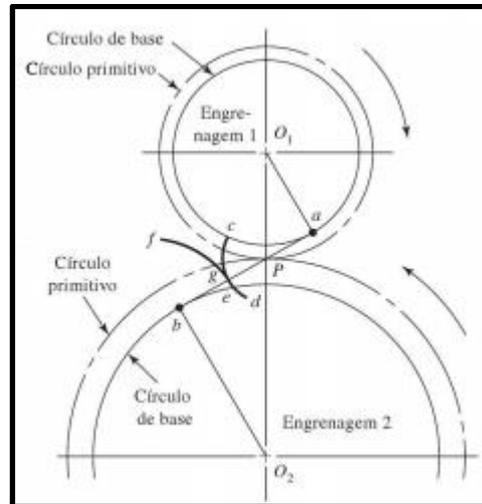


Figura 31 - Imagem das dimensões de projeto de um par de engrenagens
Fonte: Budynas e Nisbett, 2011

Portanto, a velocidade e força no círculo primitivo se dão por:

$$V = |r_1 * w_1| = |r_2 * w_2| \quad (\text{Eq.62})$$

$$F = \frac{T_1}{r_1} = \frac{T_2}{r_2} \quad (\text{Eq.63})$$

Assim, a relações entre velocidades angulares, torques e raios são:

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{r_2}{r_1} \quad (\text{Eq.64})$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{r_1}{r_2} \quad (\text{Eq.65})$$

Onde:

V - Velocidade linear tangente ao círculo primitivo

r_1 - Raio primitivo da engrenagem 1

r_2 - Raio primitivo da engrenagem 2

w_1 - Velocidade angular da engrenagem 1

w_2 - Velocidade angular da engrenagem 2

T_1 - Torque da engrenagem 1

T_2 - Torque da engrenagem 2

Para a construção do sistema de transmissão fixa do projeto em questão, foi considerado um valor de trem de transmissão total de 8,49 para 1. Sendo esse valor oriundo de dois pares de engrenagens, ambos com reduções iguais de 2,91:1, demonstrado na figura 32.

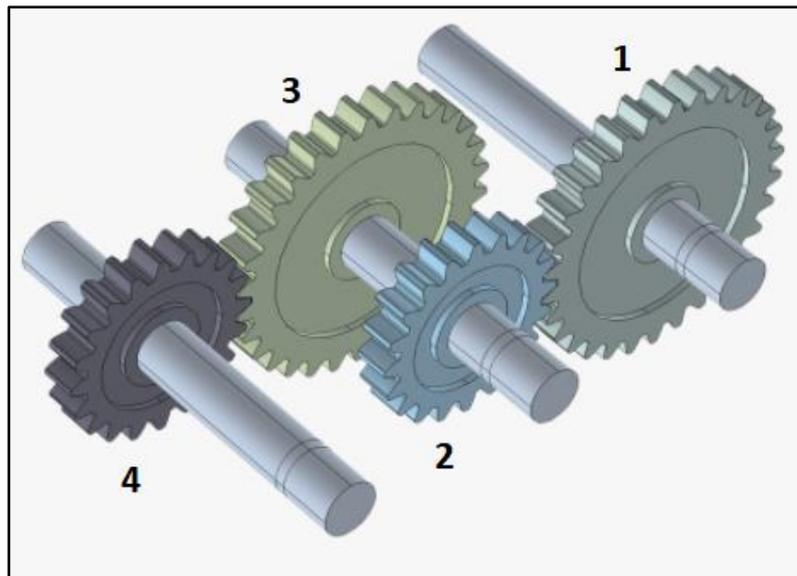


Figura 32 - Conjunto de engrenagens utilizadas
Fonte: Duarte, Barreto e Amaral (2016)

$$Rtp = \frac{d1 * d3}{d2 * d4} \quad (\text{Eq.66})$$

Onde:

R_{tp} - Relação de transmissão total

d_1 - Diâmetro primitivo da engrenagem 1

d_2 - Diâmetro primitivo da engrenagem 2

d_3 - Diâmetro primitivo da engrenagem 3

d_4 - Diâmetro primitivo da engrenagem 4

Assim sendo, é possível calcular, a partir do torque que chega da polia movida, o torque que chegará no eixo final, passando pelo sistema de transmissão por engrenagens:

$$T_{transmitido3} = T_{transmitido2} * Rtp \quad (\text{Eq.67})$$

Onde:

$T_{transmitido3}$ - Torque no eixo final

3.2.6 Roda

Por fim, é possível analisar o eixo final e as rodas do veículo, últimos componentes do fluxo de energia, que são responsáveis pela interação com o solo. Nessa análise, é possível avaliar as respostas de velocidade e aceleração do veículo utilizando as equações 68 e 69.

$$ax = \frac{(T_{transmitido3} / r) - Fr - Fa - Rhx - W \text{ sen}(teta)}{(Mr + M)} \quad (\text{Eq.68})$$

$$V = V0 + ax * t \quad (\text{Eq.69})$$

3.2.7 Nova Rotação

Por conta dos “torques perdidos” graças ao deslizamento do conjunto correia-CVT e também por conta da aceleração do veículo, uma nova rotação é alcançada. Esta nova rotação será inserida na Eq15 realimentando a modelagem e iniciando o processo novamente. A nova rotação é calculada por:

$$a_{m3} = \frac{a_x * t * Rt * Rtp}{R} \quad (\text{Eq.70})$$

$$\Delta Rot = \left(\frac{(a_{m1} + a_{m2}) * t + a_{m3}}{2 * \frac{\pi}{60}} \right) \quad (\text{Eq.71})$$

$$Rot = Rot + \Delta Rot \quad (\text{Eq.72})$$

4 RESULTADOS

Após a revisão da literatura especializada foi possível identificar e equacionar todos os esforços propulsores e resistivos que regem um protótipo de veículo off-Road “baja” composto pelo sistema de transmissão automática Gaged GX9 e seus demais itens.

Em seguida, como mencionado no início do tópico 3 deste trabalho, foi desenvolvida uma programação, utilizando o software MatLab, que conecta todo o fluxo de energia que percorre o sistema de transmissão a partir do motor até os pneus, transferindo torque e velocidade.

Agora será realizada a análise da programação com valores reais de entrada fornecidos pela Mud Runner, seguido por uma comparação com resultados antigos obtidos pela equipe e, por fim, uma análise do impacto de cada componente na modelagem. Vale ressaltar que, devido à pandemia do novo coronavírus, não foi possível realizar testes presenciais no protótipo para se validar a programação. Por isso, fica como proposta de desenvolvimento para trabalhos futuros.

4.1 TESTE COM UMA CONFIGURAÇÃO REAL

A Equipe de Baja do Cefet/RJ possui algumas configurações possíveis para a polia expansiva, em que podem alterar as molas utilizadas (na motriz e na movida), as massas dos roletes, o furo da pré-carga da mola da movida e os ângulos da rampa.

Dentre os diversos cenários possíveis, elaboramos uma tabela com algumas mudanças desse conjunto, visando a determinar a melhor configuração para o protótipo.

Tabela 4 - Dados Variáveis da CVT

m (massa do rolete)	90 g	140 g	170 g
K_2 (constante elástica da mola movida)	20.000N/m	25.000N/m	30.000N/m
K_1 (constante elástica da mola motriz)	7.000N/m	7.500N/m	8.000N/m

Obs1: Na tabela K_2 representa as constantes elásticas de compressão e torção somadas (conforme demonstra o desenvolvimento da Eq.9)

Obs2: A equipe hoje não possui um estudo de mudança na angulação da rampa, por isso foi considerado apenas a angulação padrão da rampa (29°).

Obs3: O furo da pré-carga da mola não será avaliado nesse momento, pois o intuito é limitar um pouco as observações para não poluir com muitas informações, por isso se manteve o furo de pré-carga padrão da equipe (furo 5).

Com esses dados, vinte e sete (27) configurações são possíveis, dessa forma, foram gerados 3 (três) conjuntos de gráficos com 9 (nove) configurações cada. Nesses conjuntos a massa era mantida e os outros parâmetros eram variados, seguindo a lógica:

Conjunto 1:

- Configuração 1:
 - Massa de 90g, $K_1 = 7000$ N/m, $K_2 = 20000$ N/m
- Configuração 2:
 - Massa de 90, $K_1 = 7500$ N/m, $K_2 = 20000$ N/m
- Configuração 3:
 - Massa de 90, $K_1 = 8000$ N/m, $K_2 = 20000$ N/m
- Configuração 4:
 - Massa de 90, $K_1 = 7000$ N/m, $K_2 = 25000$ N/m
- Configuração 5:
 - Massa de 90, $K_1 = 7500$ N/m, $K_2 = 25000$ N/m
- Configuração 6:
 - Massa de 90, $K_1 = 8000$ N/m, $K_2 = 25000$ N/m
- Configuração 7:
 - Massa de 90, $K_1 = 7000$ N/m, $K_2 = 30000$ N/m

- Configuração 8:
 - Massa de 90, $K_1 = 7500$ N/m, $K_2 = 30000$ N/m
- Configuração 9:
 - Massa de 90, $K_1 = 8000$ N/m, $K_2 = 30000$ N/m

Obs: Seguindo a mesma lógica para os conjuntos 2 e 3 (massa de 140g e 170g respectivamente).

Os gráficos a seguir (figuras 33 a 35) demonstram as curvas de Tempo x Velocidade de cada massa, conforme a lógica explicada anteriormente.

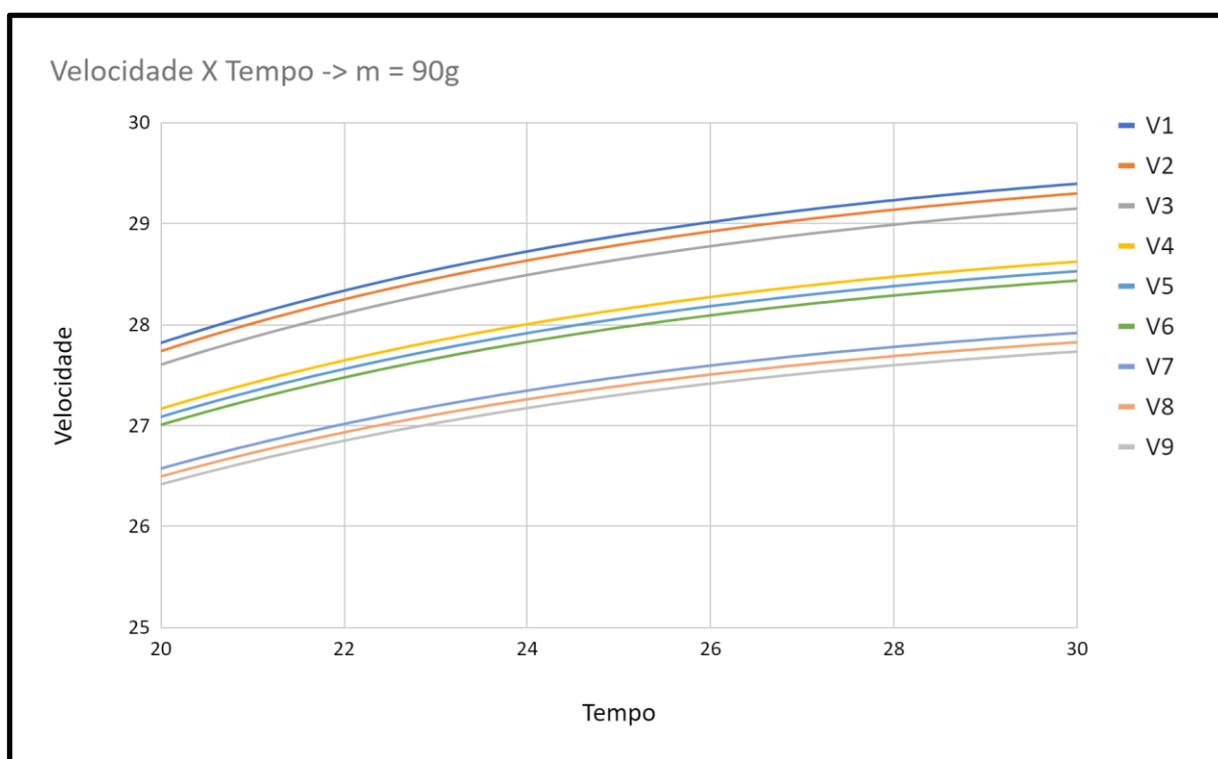


Figura 33 - Gráfico de Velocidade x Tempo da massa de 90g para cada uma das configurações de K_1 e K_2
Fonte: Autor

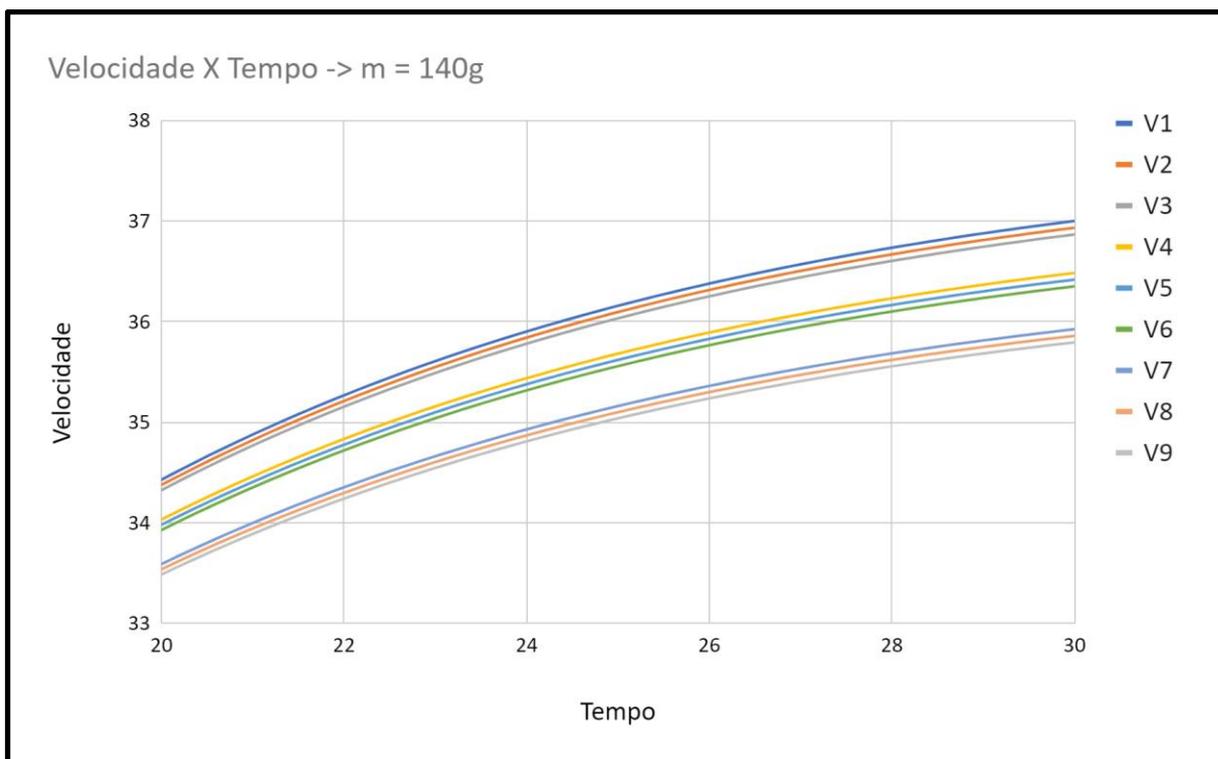


Figura 34 - Gráfico de Velocidade x Tempo da massa de 140g para cada uma das configurações de K_1 e K_2
Fonte: Autor

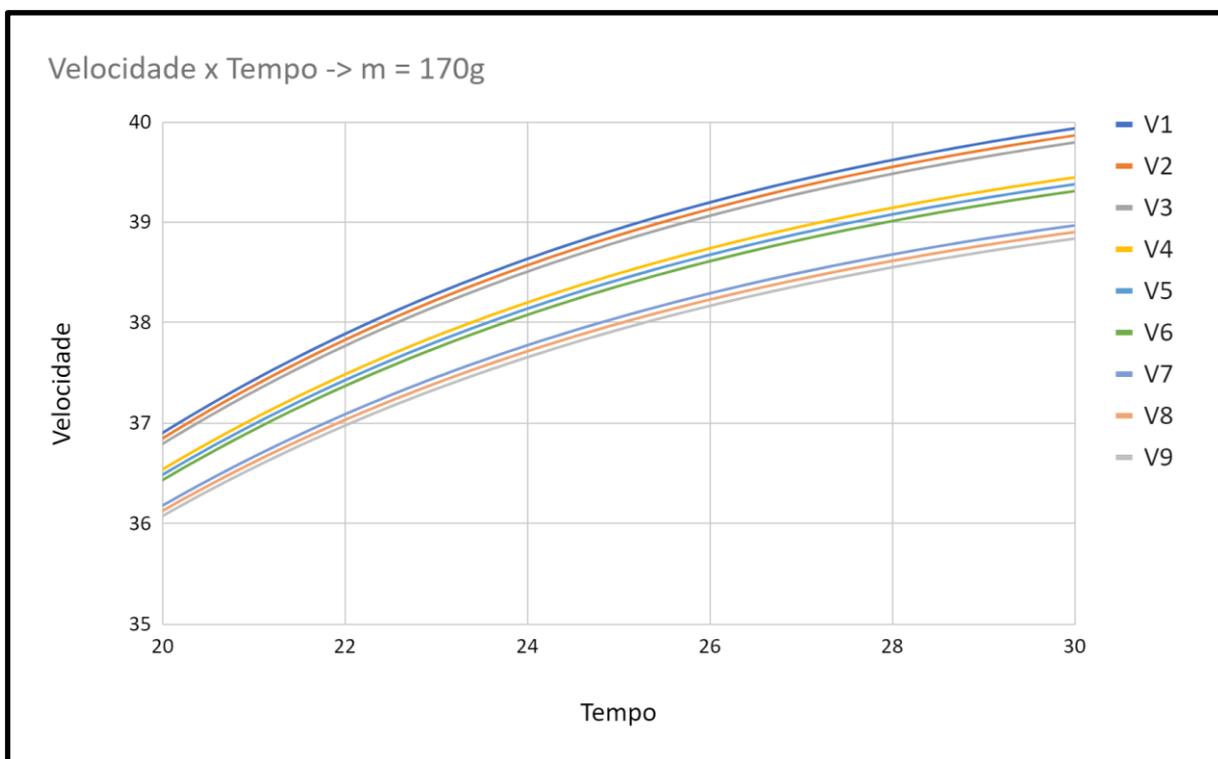


Figura 35 - Gráfico de Velocidade x Tempo da massa de 170g para cada uma das configurações de K_1 e K_2
Fonte: Autor

Observando os gráficos anteriores, é perceptível que a configuração que possui a melhor resposta é a que obtém os maiores valores de velocidade e no menor tempo. É possível perceber o impacto de K_1 e K_2 nesse modelo, porém a influência desses não parece ser muito grande no período de tempo observado, Contudo, quando se avalia uma prova como o Enduro de Resistência que é composta por 3 (três) horas, uma média de 1 km/h a mais pode significar 3 (três) quilômetros de distância a mais percorridos.

Dos melhores resultados obtidos para cada uma das massas anteriormente, três curvas foram selecionadas para se fazer uma última avaliação:

Curva 1:

- $m = 90\text{g}$
- $K_1 = 7.000\text{ N/m}$
- $K_2 = 20.000\text{ N/m}$

Curva 2:

- $m = 140\text{g}$
- $K_1 = 7.000\text{ N/m}$
- $K_2 = 20.000\text{ N/m}$

Curva 3:

- $m = 170\text{g}$
- $K_1 = 7.000\text{ N/m}$
- $K_2 = 20.000\text{ N/m}$

Dentre estas, como pode-se observar nas figuras 36 e 37 (Distância x Tempo e Velocidade x Tempo), a curva “s1 ($m = 170$)” na figura 36 e a curva “V1 ($m = 170$)” na figura 37, foram as que obtiveram os melhores resultados. Logo, segundo a modelagem, a massa de 170g, com $K_1 = 7.000\text{ N/m}$ e $K_2 = 20.000\text{ N/m}$ foi a melhor combinação das fornecidas pela equipe para a configuração da CVT.

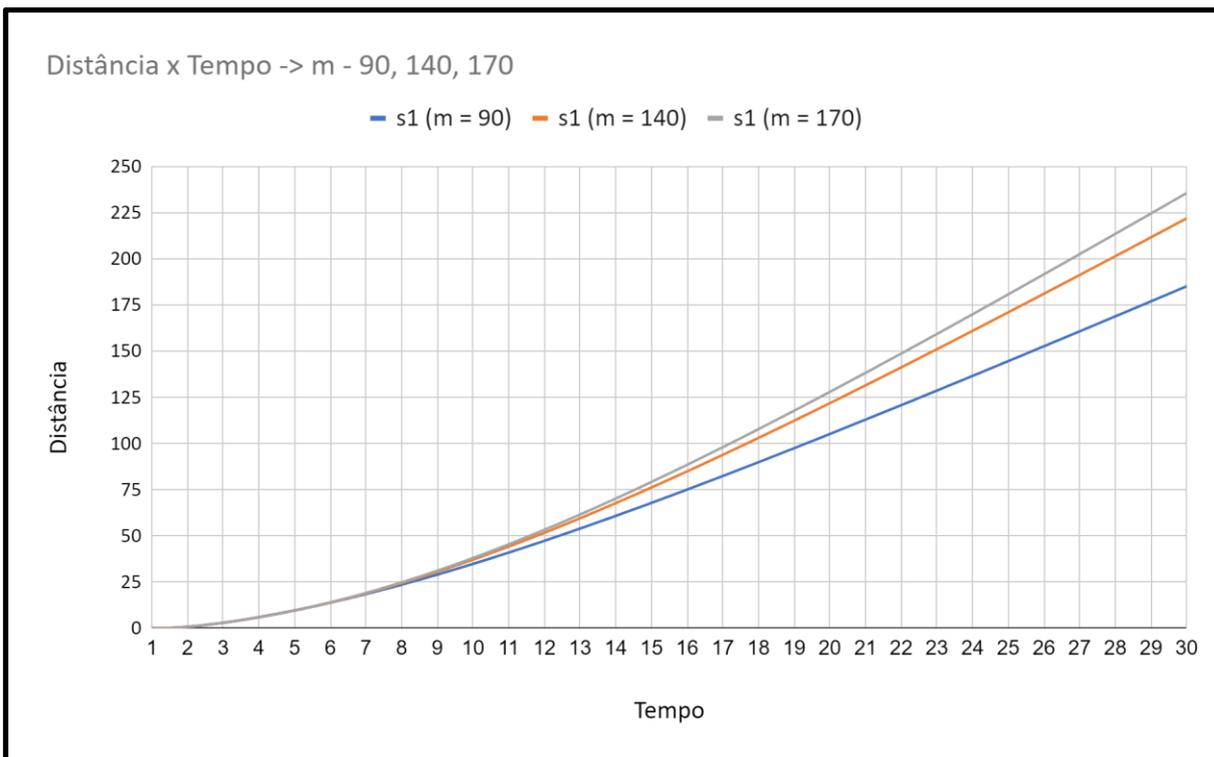


Figura 36 - Gráfico de Distância x Tempo com as curvas mais promissoras de cada massa (90g, 140g e 170g)

Fonte: Autor

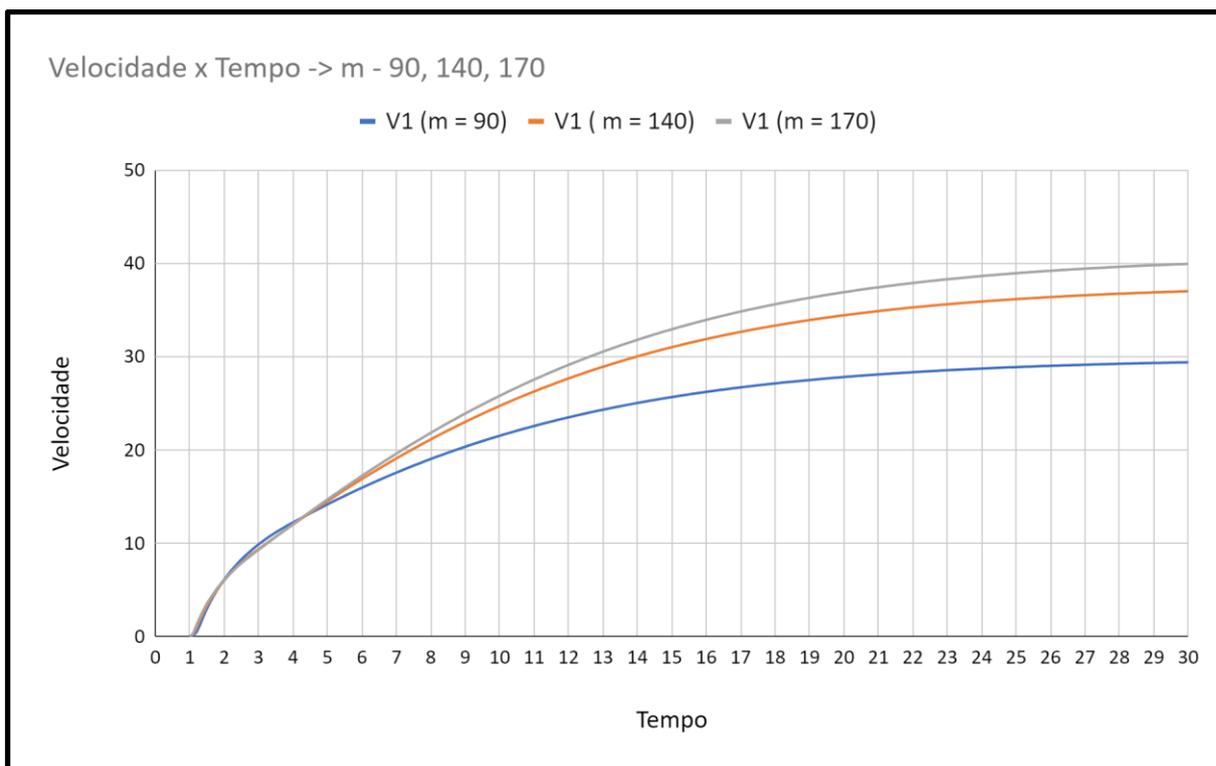


Figura 37 - Gráfico de Velocidade x Tempo com as curvas mais promissoras de cada massa (90g, 140g e 170g)
Fonte: Autor

Essa configuração possibilita uma velocidade máxima próxima dos 40 km/h e é capaz de percorrer uma distância de 100 metros em, aproximadamente, 17 segundos. Vale considerar ainda que a modelagem não considera o tempo de reação do piloto e como é possível ver no gráfico de Velocidade x Tempo (figura 37), o veículo só começa a ganhar velocidade a partir de 1 (um) segundo. Algo que em uma competição não aconteceria, pois o piloto iria prever esse comportamento e começaria com o carro mais acelerado.

4.2 ANÁLISE DOS RESULTADOS REAIS

A equipe Mud Runner realizou alguns testes em pista de terra antes da pandemia do novo coronavírus, cujo objetivo era variar os parâmetros da CVT e medir o tempo que o protótipo levava na distância de 100m e, assim, determinar a configuração mais eficiente medida nessa distância.

Alguns parâmetros que alimentam a modelagem matemática representam as características físicas e geométricas do veículo e as condições do terreno em que o teste está sendo realizado, logo são considerados valores fixos durante toda a análise.

Parâmetros Fixos:

Tabela 5 - Dados do Protótipo

M (massa do protótipo + piloto)	270 kg
R_{tp1} (Redução Fixa primeiro estágio)	2,9138
R_{tp2} (Redução Fixa segundo estágio)	2,9138
I_{cv1} (momento de inércia da CVT motora)	0,01 kg.m ²
I_{cv2} (momento de inércia da CVT movida)	0,01 kg.m ²
I_{E1} (momento de inércia do eixo1 + engrenagens)	0,008 kg.m ²
I_{E2} (momento de inércia do eixo2 + engrenagens)	0,01 kg.m ²
I_{E3} (momento de inércia do eixo3 + engrenagens)	0,008 kg.m ²
I_{SE} (momento de inércia do semi-eixo)	0,002 kg.m ²
I_w (momento de inércia da roda)	0,07 kg.m ²
c_w (coeficiente de arrasto do ar)	0,5
A (área frontal do veículo)	2 m ²
D (diâmetro da roda + pneu)	0,63 m
f_{hi} (ângulo de inclinação da pista)	0 °

Fonte: Autor

Já os parâmetros variáveis representam os ajustes disponíveis na transmissão automática para otimizar a resposta do carro.

Parâmetros Variáveis e Resultado:

Tabela 6 - Dados da CVT e Resultado Obtido

Parâmetro	Passagem 1	Passagem 2	Passagem 3
m (massa do rolete)	90 g	140	170
N_{furo} (furo de pré-carga da mola)	5	5	5
K_2 (constante elástica de compressão e torção da mola movida)	20.000 N/m	20.000 N/m	20.000 N/m
K_1 (constante elástica de compressão da mola motriz)	7000 N/m	7000 N/m	7000 N/m
δ (ângulo de rampa)	29°	29°	29°
Tempo (100m)	18,7 s	17,6 s	16,3 s

Fonte: Autor

Vale ressaltar que a equipe não dispunha de equipamentos de alta precisão para a análise dos resultados, então é possível considerar erros de 0,5 s para mais ou para menos.

Avaliando os resultados da equipe com os resultados da modelagem, é satisfatório perceber que, com a configuração ajustada na modelagem e com os resultados dos testes da equipe, os valores obtidos estão muito próximos. Cabe agora realizar novos testes, buscando obter mais precisão e calibrar a modelagem com os dados cada vez mais exatos do protótipo.

4.3 INFLUÊNCIA DE CADA COMPONENTE

Após todo o desenvolvimento, se fez necessário explicar e demonstrar como cada componente irá atuar nesta transmissão variável. Para isso, será avaliado, em cada subseção a seguir, os componentes apresentados abaixo, junto com alguns gráficos explicativos provenientes do modelo implementado.

- Massa do rolete
- Rampa
- Mola polia motora

- Mola polia movida
- Furo de pré-carga

4.3.1 Massas do Rolete

No desenvolvimento, foi demonstrado a caracterização da massa do rolete, agora fica mais fácil de entender suas funções:

- Tem impacto direto em F_I , quanto maior for a massa maior será esta força na mesma rotação, logo impacta na mudança mais rápida ou mais tardia da redução, gráficos das figuras 38 e 39.
- Possui grande influência a baixas rotações pois com a mudança de F_I há também impacto no $T_{transmissivel}$ e este irá definir se a correia irá ou não patinar em relação à polia motora.

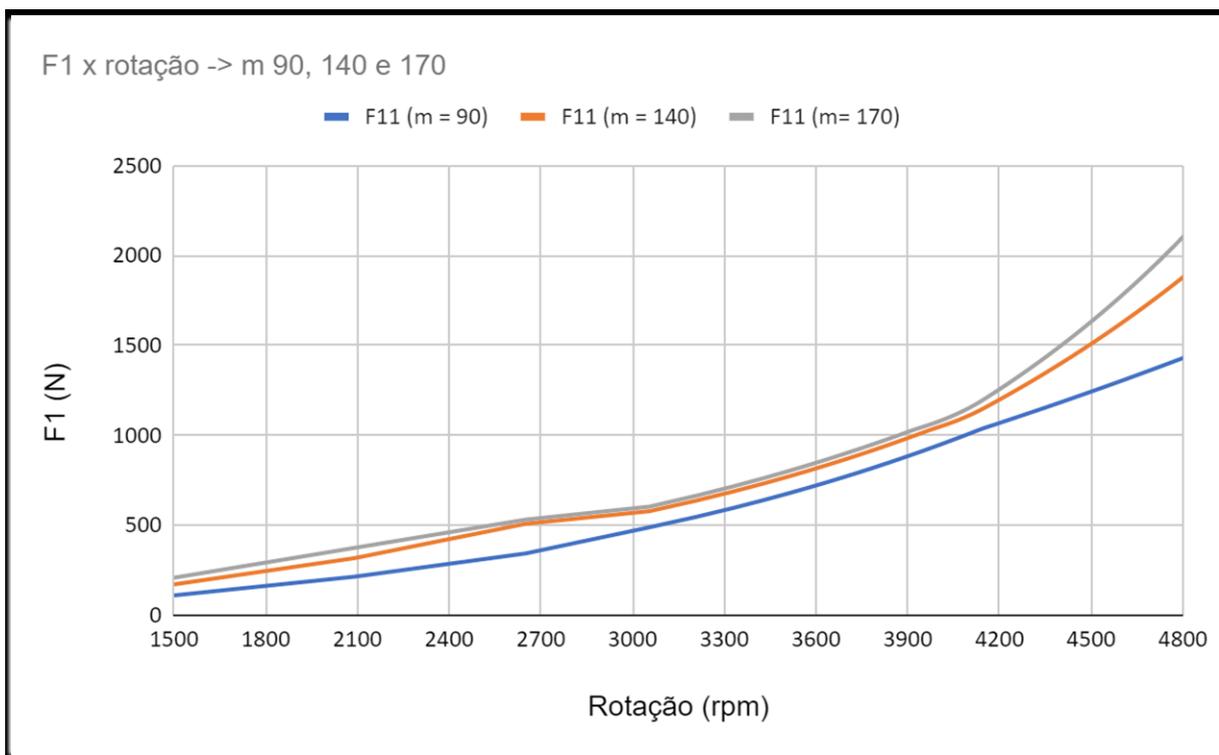


Figura 38 - Variação de F1 com a mudança da massa
Fonte: Autor

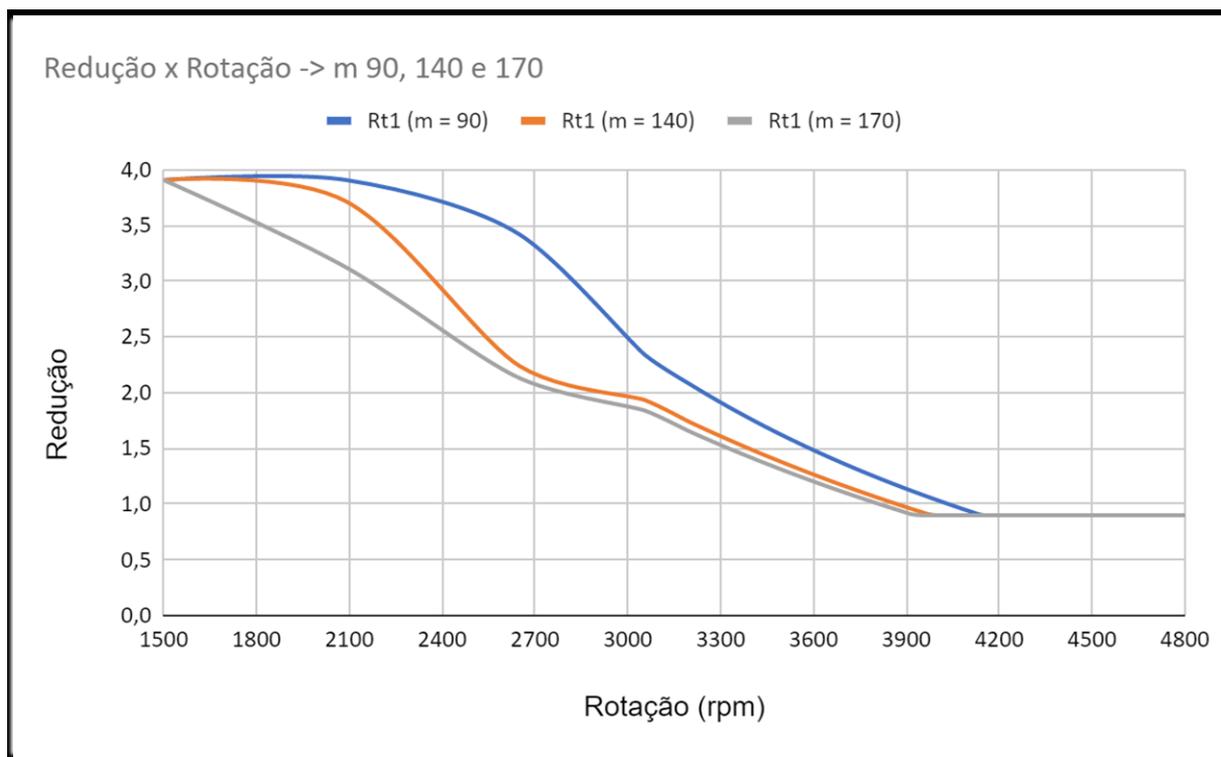


Figura 39 - Variação da Redução com a alteração da massa
Fonte: Autor

4.3.2 Rampa

A rampa possui uma relação diferente, e variá-la implica em um estudo muito mais complexo do que apenas modificar os seus ângulos, afinal o ponto de contato do rolete com a rampa irá interferir na decomposição da força e a modelagem não leva isso em conta. Por isso, seria necessário um projeto para o desenvolvimento da mesma.

Sua influência está também na decomposição da força centrípeta (F_c) que irá impactar no valor de F_l . De acordo com o desenvolvimento da Eq.15 a força centrípeta é multiplicada pelo seno e cosseno do ângulo da rampa. Logo, para maiores valores de F_{NX} o seno e cosseno de delta deveriam ser iguais, isso ocorre no ângulo de 45° . Como se observa na figura 40.

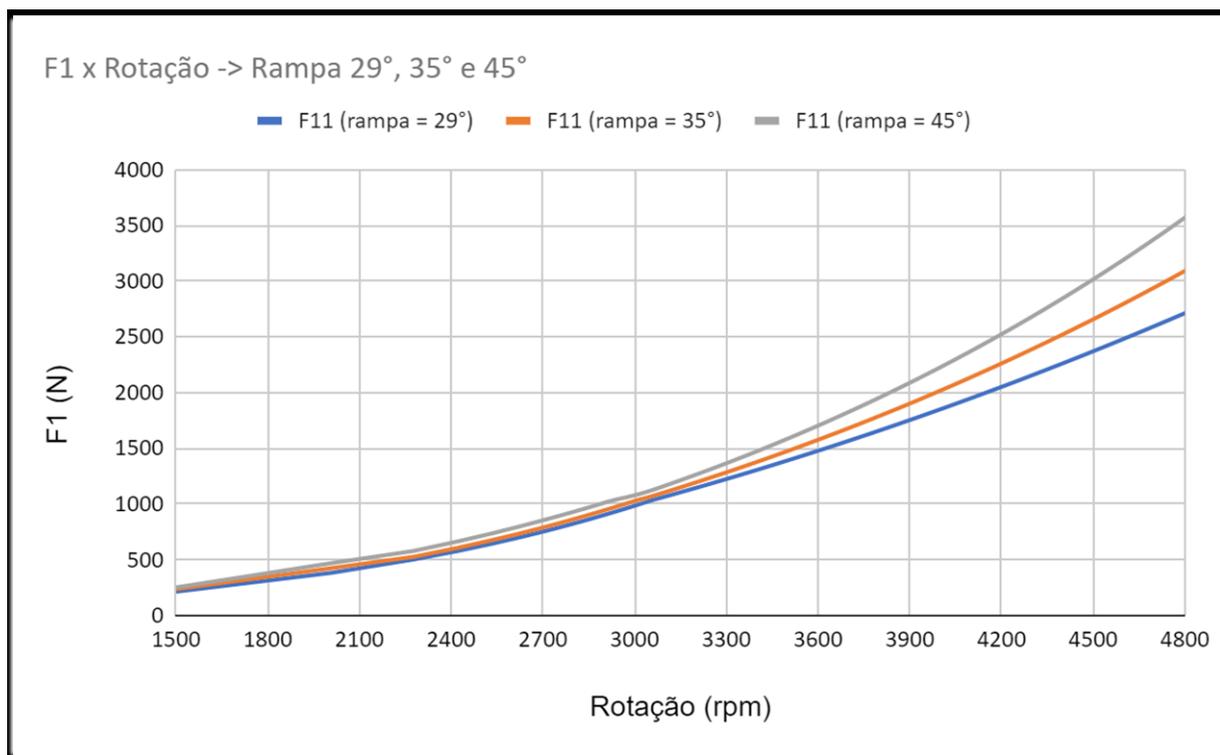


Figura 40 - Alteração de F_1 com o ângulo de rampa
Fonte: Autor

4.3.3 Mola da Polia Motriz

As medidas da mola da polia motriz e seu material irão definir a sua constante elástica. A força imposta por essa mola, é contrária a F_1 , logo, quanto maior a sua constante menor o valor total de F_1 , sendo que a mesma é dependente de um deslocamento (x_1) dos pratos das polias, que como citado anteriormente, irá comprimir a mola e, por conseguinte, esta tem mais impacto conforme a redução for diminuindo e x_1 aumentando. Para isso acontecer vai depender do valor de F_2 , por esse motivo pode acontecer a qualquer rotação (só dependendo de F_1 e F_2).

A influência deste componente na modelagem é muito similar à influência da mola da movida, explicada na seção a seguir.

4.3.4 Mola da Polia Movida

A mola da polia movida é mais complexa por conta da influência de duas constantes elásticas, compressão e torção. Nesse sentido a constante elástica de torção também vai influenciar na força da pré-carga, de modo que mudar suas dimensões impacta em duas

funcionalidades diferentes. Para a análise, irá se buscar manter a força de pré-carga constante (mudando o furo de posicionamento da mola).

O K_2 (isto é, soma das duas constantes elásticas - compressão e torção) irá influenciar em F_2 (assim como a pré-carga e as forças resistivas), porém só terá maior impacto conforme a redução for diminuindo, pois assim, irá ocorrer um deslocamento x_2 . Em suma, a mola tem mais impacto a baixas reduções e altos valores de x_2 . A importância dessa mola está em fazer a redução ser mais “suave” e frear o acionamento imposto por F_1 , aproveitando por mais tempo o torque do motor para maiores valores de redução. Porém ela não pode ser elevada o suficiente a ponto de F_2 ficar muito mais alta que F_1 e impedir uma alteração na redução de acontecer, ao fazer isso o sistema ficaria limitado a altas acelerações e baixas velocidades finais.

4.3.5 Furo de Pré-Carga

Como citado no tópico anterior, a constante elástica de torção da mola da polia movida terá grande impacto nessa configuração. O furo de pré-carga, explicado na seção 3.2.2 e definido pela Eq.31, é o furo de fixação da mola e, ao escolher o furo, é necessário rotacionar o camo para que este retorne à posição original, dessa forma a mola já está em atuação devido a sua fração de revolução. Essa possibilidade de dar uma força inicial ao sistema é interessante para elevar o F_2 a baixas rotações - algo que pode ser controlado, diferentemente das forças resistivas. Essa força tem grande importância em duas vertentes:

- Impacto em F_2 para baixas rotações, podendo atrasar o momento inicial em que a redução irá se alterar, figuras 41 e 42;
- Aumento do $T_{transmissivel2}$ que impacta o escorregamento da correia em relação à polia movida.

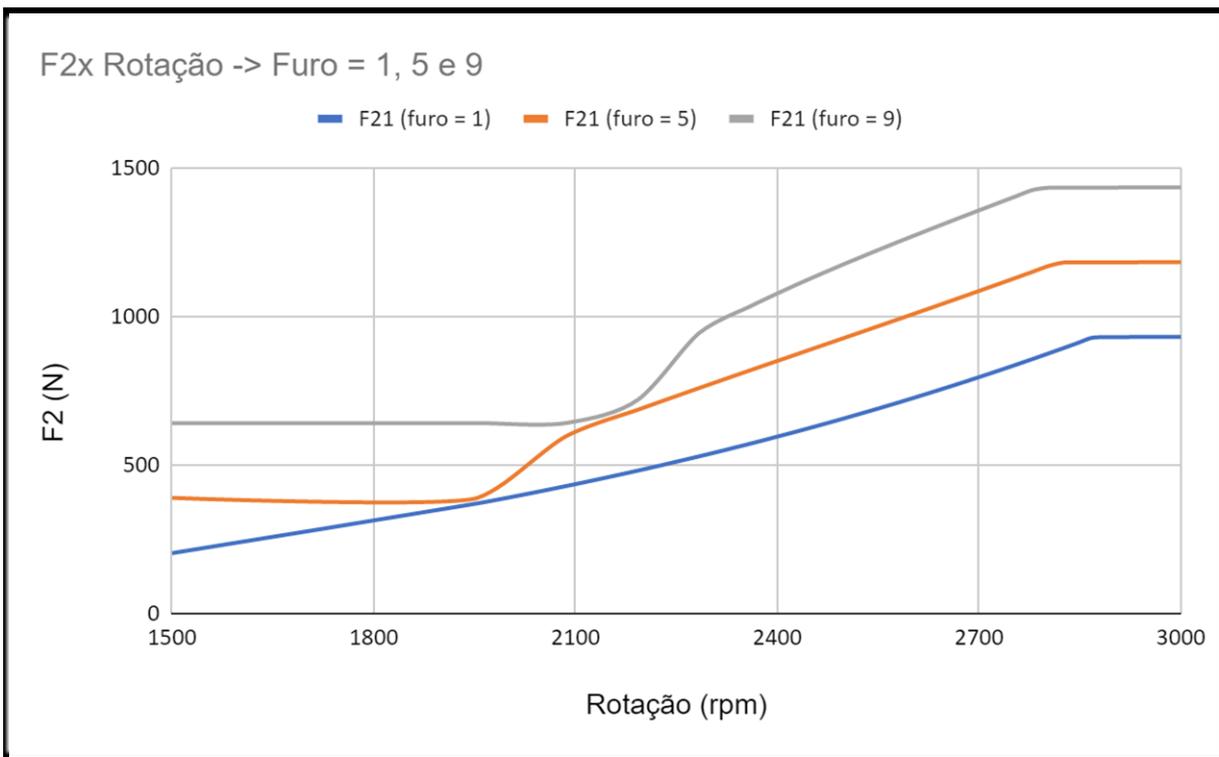


Figura 41 - Comportamento de F2 de acordo com a pré-carga
Fonte: Autor

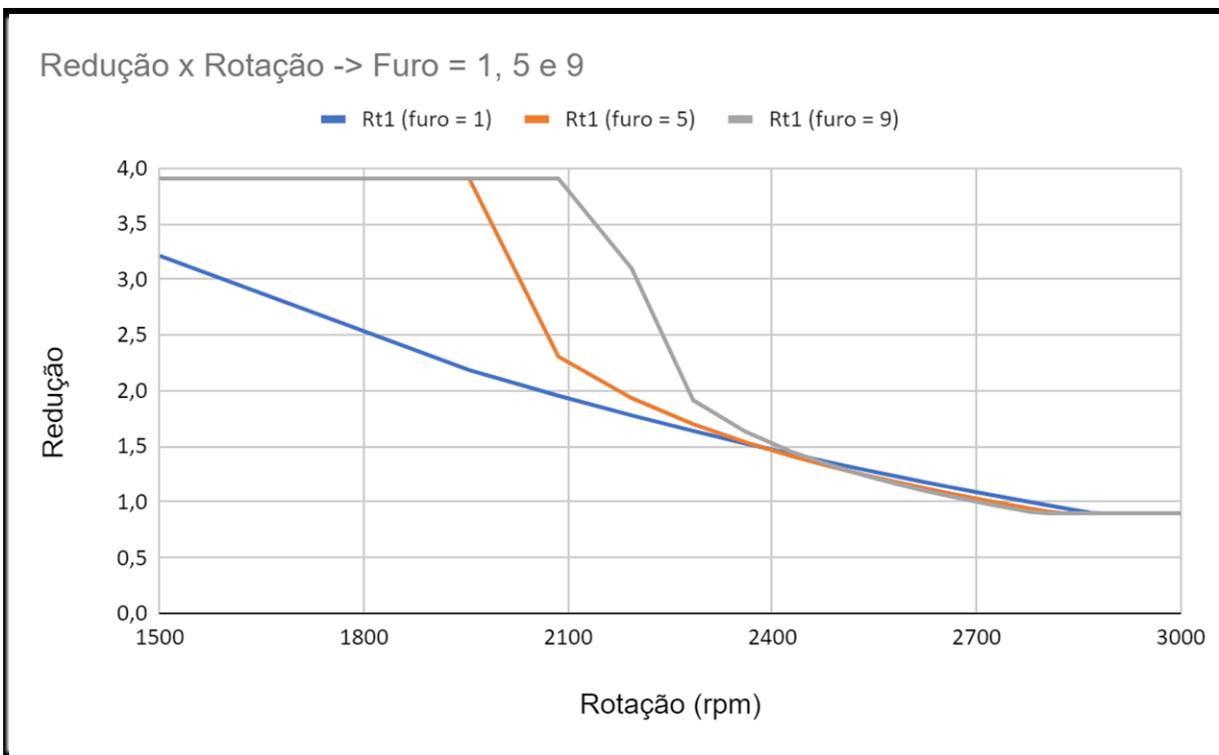


Figura 42 - Comportamento da Redução com a mudança da pré-carga
Fonte: Autor

5 CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

A transmissão automática CVT é um modelo ainda em estudo e pouco difundida no mercado. Com ela, é possível obter o melhor aproveitamento do torque do motor, porém, para isso é necessário conhecer as demandas das forças trativas do conjunto de transmissão, das forças resistivas do protótipo e da pista e entender o funcionamento dos componentes das polias motora e movida.

Analisando os resultados apresentados neste projeto pode-se concluir que foi possível criar um modelo numérico que apresentou soluções bastante consistentes com os resultados experimentais e foi possível também perceber a influência de cada componente da CVT no seu funcionamento e no desempenho do veículo.

Pela análise dos dados obtidos utilizando o modelo é possível perceber que o componente que possui maior impacto na curva da CVT, demonstrando bastante influência em aceleração e em velocidade final, é a massa dos roletes. A escolha da massa vai afetar na redução instantânea (fazendo o mecanismo mudar sua relação de transmissão mais cedo ou mais tarde) e no $T_{transmissível}$, que determinará se haverá, ou não, deslizamento da correia. Logo, ela não pode ser muito alta (para ter o melhor aproveitamento do torque – que acontece a média rotações) e nem muito baixa para que não ocorra deslizamento da correia em relação à polia motora e produza perda de torque para o sistema.

O aumento da massa, visando a eliminação do deslizamento, pode ser compensada com o aumento das componentes pré-carga, K_1 e K_2 (constantes elásticas das molas das polias motora e movida, respectivamente) para que a redução altere de forma mais “tardia”. E em casos de limitação no aumento da massa em termos de espaço, pode ser interessante alterar a angulação da rampa, que quanto mais perto de 45° , maior será a força de compressão do prato com a correia. A rampa da polia motriz é um dos componentes que podem ser facilmente modificados e que trazem um impacto no módulo de F_1 . Desenvolver um projeto de rampa, para determinar o melhor formato para ela, de acordo com os objetivos do protótipo, pode ser uma solução eficaz e interessante para se chegar em uma configuração de CVT mais eficiente.

Acrescentando à ideia anterior, e sabendo-se o impacto de cada componente na atuação das polias, é possível desenvolver um modelo ideal de CVT para as características do protótipo e das pistas encontradas na competição. No caso apresentado pela equipe de Baja do CEFET/RJ, a melhor configuração das opções apresentadas foi: massa do rolete de 170 g, K_1 de 7.000 N/m e K_2 de 20.000 N/m.

5.1 TRABALHOS FUTUROS

Para melhorar e aumentar a precisão da modelagem apresentada, algumas implementações são necessárias:

- Realizar testes práticos no protótipo para comparar o real do teórico e buscando obter os valores mais reais para os dados de entrada. Infelizmente este projeto foi afetado pela pandemia do novo coronavírus e não foi possível realizar testes presenciais no protótipo.

- Desenvolver melhor o comportamento da rotação. Com efeito, quando a mesma “engata” e para de deslizar em relação à correia, há uma diferença de velocidade dos dois componentes, que é balanceada pelos torques de cada uma e pela inércia de seus conjuntos até que ambas atinjam a mesma rotação. Porém, hoje ainda não foi possível modelar esse comportamento sem poder avaliar na prática e com precisão, os resultados obtidos.

- Adicionar a função de torque e rotação real do motor. Como apontado ao longo do texto, a programação utiliza de dado de entrada o comportamento fornecido pelo fabricante, pelo que a obter a curva real seria um bom começo para modelagem ficar ainda mais exata.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AAEN, Olav. **Clutch tuning handbook**. 8ª Edição. Racini, Winsconsin, Estados Unidos, 1989.
- ALBUQUERQUE, Alfredo Alves. **Caracterização da Resposta Dinâmica de uma CVT por Polias Expansivas**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Projetos Mecânicos, Universidade Estadual de Campinas, São Paulo, 2002.
- BARBIERI, Frederico. “**Dinâmica Veicular**” Apostila de curso, SAE BRASIL, 2015.
- BRIGGS & STRATTON. **Briggs & Stratton 10 Hp Motor Horizontal 243400 Peças THR 243499. Manual de Catálogo**, Estados Unidos, 2015.
- BUDYNAS, Richard; NISBETT, Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica**. 8ª ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.
- DUARTE, Brenno. BARRETO, Juliana. AMARAL, Pedro. **Análise de Dinâmica Veicular do Protótipo Baja SAE**. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica), CEFET/RJ. Rio de Janeiro. 2016.
- EGER, André. **Simulação e Análise do Desempenho Longitudinal Veicular Sob Condições Dinâmicas Trativas**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2007.
- GILLESPIE, Thomas. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warendale, PA, Society of Automotive Engineers, Inc., 1992.
- HEY, Fernando. **Modelagem de uma transmissão continuamente variável através de grafos de ligação**. Trabalho de Conclusão de Curso - Departamento de Automação e Controle, PUC-Rio, Rio de Janeiro, 2005.
- HEYWOOD, John. **Internal Combustion Engine Fundamentals**, McGraw-Hil, 1988.
- MARTINS, Lucas. **Modelagem da Transmissão Continuamente Variável de um veículo Off-Road**. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica), Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia De São Carlos, São Carlos. 2018.
- MEYWERK, Martin, "**Vehicle Dynamics**", Wiley, 2015
- MICHALAK. C. H., 2017. **Simulação Virtual de Sistema de Transmissão CVT Baseado em Benchmarking**. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Guarapuava, 2017.
- OLIVEIRA, Paulo. **Simulação Numérica do Comportamento Dinâmico de um Câmbio Continuamente Variável Utilizado em Veículos do tipo Baja**. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal Fluminense. Niterói, 2015.
- SAE BRASIL. <http://portal.saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil>.

ANEXO A - PROGRAMAÇÃO

```

clear all
clc

%% DADOS DE ENTRADA E CONDICOES INICIAIS

% Contador
j = 1; %Contador - SERVE PARA CRIACAO DOS PROXIMOS VALORES DOS VETORES

% CVT
R1max = 69.8; %[mm] Raio nominal maximo de contato da correia com a
polia motora - ALTERAR PARA VALORES DA CVT UTILIZADA
R1min = 25.6; %[mm] Raio nominal minimo de contato da correia com a
polia motora - ALTERAR PARA VALORES DA CVT UTILIZADA
R2max = 100; %[mm] Raio nominal maximo de contato da correia com a
polia movida - ALTERAR PARA VALORES DA CVT UTILIZADA
R2min = 62.8; %[mm] Raio nominal minimo de contato da correia com a
polia movida - ALTERAR PARA VALORES DA CVT UTILIZADA
%rotaP1(1) = 0; %[rpm] Rotacao da correia na polia motora (P1)
%rotaP2(1) = 0; %[rpm] Rotacao da correia na polia movida (P2)
r1(1) = 0; %Deslocamento do braco do rolete
C = 254; %Distancia entre os eixos das polias motoras e movidas -
ALTERAR PARA VALORES DA CVT UTILIZADA
L = 924.7; %Comprimento padrao da correia - ALTERAR PARA VALORES DA CVT
UTILIZADA
%L11(1) = 800; %Fator utilizado para correcao. Para podermos encontrar
os raios das polias (faremos uma interpolacao para alcançsar o valor correto
do comprimento da correia)
R1(1) = R1min ; %Raio inicial da Polia Motora
R2(1) = R2max ; %Raio inicial da polia movida - Fizemos alteracao,
antes fazia referencia inicial ao r2min
gama = 29.77; %[Â°] Angulo em graus do camo da polia movida - ALTERAR
PARA O VALOR DA CVT UTILIZADA
gama = gama*(pi/180); %[rad] Angulo em radianos do camo da polia movida
- ALTERAR PARA O VALOR DA CVT UTILIZADA
alpha = 10.12; %[Â°] Angulo de inclinacao de cada disco das polias -
ALTERAR PARA O VALOR DA CVT UTILIZADA
alpha = alpha*pi/180;%[rad] Angulo de inclinacao de cada disco das
polias - ALTERAR PARA O VALOR DA CVT UTILIZADA
mi = 0.7; %Coeficiente de Atrito Estatico Metal-Borracha - ALTERAR PARA
O VALOR DA CVT UTILIZADA
m = 170/1000;%[Kg] Massa do rolete - ALTERAR PARA O VALOR DA CVT
UTILIZADA
%kr=(m*g)/r0;
%%kr=27.7950 primeira
r2 = 50/1000;%[m] Raio do camo movida - ATUALIZAR DE ACORDO COM A CVT
UTILIZADA
K1 = 8000; %Adotado a Constante elastica da mola na polia motora -
ALTERAR PARA O VALOR DA CVT UTILIZADA

```

```

r0 = 0.03; %[m] - Distancia do eixo da CVT ao ponto fixo do Rolete -
ALTERAR PARA O VALOR DA CVT UTILIZADA
dmovida = 0.0033; %[m] - diâmetro do fio da mola
Gmovida = 80000000000; %[N/m²] - Módulo de Rigidez
Dmovida = 0.059; %[m] - Diâmetro médio da espiral
Nmovida = 4; %Número de espiras
Emovida = 210000000000; %[N/m²] - Módulo de Elasticidade
K2 = ((dmovida^4 * Gmovida) / (8 * Dmovida^3 * Nmovida)); %[N/m] -
Constante elastica de compressao
%K2 = 30000; %[N/m] - Constante elastica de compressao - VALOR UTILIZADO
PARA TESTES, PODE SER APAGADO
Kteta = ((dmovida^4 * Emovida) / (10.8 * Dmovida * Nmovida)) / (Dmovida
/ 2); %[N/rev] - Constante elástica de Torção
Kteta = Kteta / sin(gama);
Kteta = Kteta * cos(gama);
teta3movida = 1/18; %[rev] - angulo (em revolucao) entre dois furos
Nfuro = 2; % Furo em que a mola está posicionada
teta2movida = (Nfuro - 1) * teta3movida; % [rev] - angulo (em revolucao)
entre o primeiro furo e o furo selecionado
FMpre = Kteta * teta2movida; %[N] Forca de pre-carga na mola da polia
movida - ATUALIZAR DE ACORDO COM A CVT UTILIZADA
Kteta = Kteta / (tan(gama) * r2); %[N/m] - Constante elástica de Torção
%Kteta = 1000; %[N/rev] - Constante elastica de torcao - VALOR UTILIZADO
PARA TESTES, PODE SER APAGADO
x1(1) = 0; % [mm] Posicao inicial do prato da polia Motora
x2(1) = 0; % [mm] Posicao inicial do prato da polia Movida
delta = 28; %[Â°] Angulo da rampa da polia motora em graus
delta = delta*pi/180; %[Â°] Angulo da rampa da polia motora em radianos
delta1 = (90 * pi / 180) - delta; % Angulacao da rampa - ATUALIZAR DE
ACORDO COM A CVT UTILIZADA
delta2estagio = 30; %[Â°] Angulo do segundo estagio da rampa
delta2estagio = delta2estagio * pi / 180; %[Â°] Angulo do segundo
estagio do camo motor em radianos
delta2estagiorampa = (90 * pi / 180) - delta2estagio; % Angulação do
segundo estagio da rampa - ATUALIZAR DE ACORDO COM A CVT UTILIZADA

% GERAL
Rtp1 = 2.9138; %Reducao Fixa primeiro estagio - ALTERAR PARA O VALOR
UTILIZADO NO VEICULO
Rtp2 = 2.9138; %Reducao Fixa segundo estagio - ALTERAR PARA O VALOR
UTILIZADO NO VEICULO
Rtp = Rtp1 * Rtp2; %Reducao total da transmissao fixa - ALTERAR PARA O
VALOR UTILIZADO NO VEICULO
am1(1) = 0; %[rad/s^2] Aceleracao inicialmente adotada da polia motora
em relacao ao deslizamento da correia com a polia motora
am2(1) = 0; %[rad/s^2] Aceleracao inicialmente adotada da polia motora
em relacao ao deslizamento da correia com a polia movida
am3(1) = 0; %[rad/s^2] Aceleracao inicialmente adotada da polia motora
quando o torque transmitido2 for maior que o resistivo resultando em
aceleracao da polia motora
s(1) = 0; %[m]Deslocamento do veiculo
S(1) = 0; %[Km]Deslocamento do veiculo

```

```

Rot(1) = 1500; %[rpm] Rotacao do motor - ESSE VALOR PODE SER ALTERADO
PARA SE ADAPTAR A ROTACAO REAL DO MOTOR
delrota(1) = 0; %[rpm]Delta da rotacao devido a patinacao da correia
v(1) = Rot (1) * 2 * pi / 60 / Rtp / (R2max/R1min) * (0.63/2); %[m/s]
%v(1) = 0; %[m/s]
V(1) = v(1) * 3.6; %[km/h]
a(1)= 0; %[m/s^2] Aceleração do veiculo
tempo(1) = 0; %[s] Tempo
Mm = 5; %[Kg] Massa do Motor - ALTERAR PARA O VALOR UTILIZADO NO VEICULO
rd = 50/1000; %[m]Raio do disco de inercia adotado - ALTERAR PARA O
VALOR UTILIZADO NO VEICULO
Im = (Mm*rd^2); %Inercia do motor
t = 1/10; %[s] Delta tempo em relacao ao veiculo
tm(j) = t; %[s] Delta tempo em relacao ao motor
    % Momentos de Inercia de Massa do Veiculo
Icvt1 = 0.01; %Momento de Inércia CVT Motora - ALTERAR PARA O VALOR
UTILIZADO NO VEICULO
Icvt2 = 0.01; %Momento de Inércia CVT Movida - ALTERAR PARA O VALOR
UTILIZADO NO VEICULO
IE1 = 0.008; %Momento de Inércia Eixo 1 - Reduçãofixa - ALTERAR PARA O
VALOR UTILIZADO NO VEICULO
IE2 = 0.01; %Momento de Inércia Eixo 2 - Reduçãofixa - ALTERAR PARA O
VALOR UTILIZADO NO VEICULO
IE3 = 0.008; %Momento de Inércia Eixo 3 - Reduçãofixa - ALTERAR PARA O
VALOR UTILIZADO NO VEICULO
ISE = 0.002; %Momento de Inércia Semi Eixo - ALTERAR PARA O VALOR
UTILIZADO NO VEICULO
IP = 0.07; %Momento de Inércia Pneu - ALTERAR PARA O VALOR UTILIZADO
NO VEICULO
Tperdido1(1) = 0;
Tperdido2(1) = 0;

% RESISTENCIAS
cw = 0.5; %coef. arrasto do ar - ALTERAR PARA O VALOR UTILIZADO NO
VEICULO
Q = 1; %densidade do ar [kg/m^3] - ALTERAR PARA O VALOR UTILIZADO NO
VEICULO
A = 2; %[m^2] %Area frontal do Veiculo - ALTERAR PARA O VALOR UTILIZADO
NO VEICULO
D = 0.63; %[m] %Diametro da Roda + pneu do Veiculo - ALTERAR PARA O
VALOR UTILIZADO NO VEICULO
R = D/2; %[m] %Raio do pneu em contato com o chao
M = 270; %[kg] %Massa do veiculo - ALTERAR PARA O VALOR UTILIZADO NO
VEICULO
fhi = 0; %[Â°] ou alfa %angulo de inclinacao da pista [Â°] - ALTERAR
PARA O VALOR UTILIZADO NO VEICULO
fhi = fhi * (pi / 180); %angulo de inclinacao da pista [rad]
v(1) = v(1); %[m/s]
V(1) = v(1) * 3.6; %[km/h]
f = 0.08; %coef.de resistencia ao rolamento - ALTERAR PARA O VALOR
UTILIZADO NO VEICULO
g = 9.81; %[m/s^2] aceleracao da gravidade - ALTERAR PARA O VALOR
UTILIZADO NO VEICULO

```

```

% Valores do grafico teorico do motor briggs
Wmot = [2000, 2400, 2600, 2800, 3200, 3600, 4000, 4400, 4800];
Tmot = [18.1, 18.5, 18.6, 18.5, 18.1, 17.6, 16.6, 15, 13];
p = polyfit(Wmot,Tmot,2);
Rot = linspace(1500,4800,30);
tor1 = polyval(p,Rot);
% Plotagem do grafico do polinomio criado para checagem
%plot(Rot,tor1, 'b')
%grid

%% Looping criado para analise do comportamento do veiculo com o tempo

for tempo = 1:t:50

    %% CALCULO DAS RESISTENCIAS

    Aer(j) = 0.5 * cw * Q * A * (v(j)^2); %Resistencia aerodinamica [N]
    Rol = f * M * g * cos(fhi); %Resistencia ao rolamento [N]
    Sub = M * g * sin(fhi); %Resistencia a subida [N]

    Fresist(j) = Aer(j) + Rol + Sub; % + Rac; %Total das Forças
Resistivas [N]

    Tresv(j) = Fresist(j) * R; %[Nm] %Torque Resistivo ao Veiculo
    Tres(j) = Tresv(j) / Rtp; %[Nm]%Torque Resistivo que chega a CVT

    %% POLIA MOVIDA

    Ftaa2(j) = (Tres(j) / 2) / r2; %[N] Forca tangencial a superficie
do camo - ALTERAR VALOR DO RAI0 DO CAMO PARA NOSSA CVT
    Fq(j) = Ftaa2(j) / sin(gama); %[N] Forca normal a superficie do camo
- ALTERAR VALOR DA ANGULACAO DO CAMO PARA NOSSA CVT
    F2c(j) = Fq(j) * cos(gama); %[N] Forca axial no camo - ALTERAR
VALOR DA ANGULACAO DO CAMO PARA NOSSA CVT
    FMola(j) = x2(j) * (K2 + Kteta); %[N] Forca da Mola devido ao
Deslocamento x2 - ALTERAR VALOR DO K PARA NOSSA CVT
    F2(j) = F2c(j) + FMpre + FMola(j); %[N] Forca axial de Compressao
do Disco Movel da Polia Movida contra a Correia
    Fat2(j) = ((F2(j) * 2 * mi) / cos(alpha)); %[N] Forca de Atrito
correia-polia na Polia Movida - ALTERAR VALOR DO ALPHA PARA NOSSA CVT
    Fr2(j) = F2(j) * tan(alpha); %[N] Forca que desloca a correia em
2 - ALTERAR VALOR DO ALPHA PARA NOSSA CVT

    %% POLIA MOTORA

    wrad(j) = (2 * pi / 60) * Rot(j); %[rad/s] Rotacao do Motor
    torque(j) = polyval(p,Rot(j)); %[Nm] Torque do Motor
    r(j) = r0 + r1(j); %[m] Raio de deslocamento do rolete em relacao a
linha de centro das polias
    Fc(j) = 4 * m * r(j) * (wrad(j)^2); %[N] Forca devida a inercia das
massas - CORRIGIR COM BASE EM QUANTOS ROLETES A CVT POSSUI (NO CASO
ESPECIFICADO É 4 POR CONTA DA CVT GAGED)

```

```

Fmr(j) = K1 * x1(j); %[N] Forca da mola da polia motora

% Determinação do ângulo de rampa no instante específico
if x1(j) <= 0.004
    FN(j) = Fc(j) * cos(delta); %[N] Forca normal a superficie do
camo motor
    F1(j) = FN(j) * sin(delta) - Fmr(j); %[N] Forca de compressao
na polia motora ns correia
else
    FN(j) = Fc(j) * cos(delta2estagio); %[N] Forca normal a
superficie do camo motor
    F1(j) = FN(j) * sin(delta2estagio) - Fmr(j); %[N] Forca de
compressao na polia motora ns correia
end

% F1 nunca será negativo
if F1(j) < 0
    F1(j) = 0;
end

% Balanceamento das Forcas F1 e F2 - Determinacao da Reducao
instantanea

while (F1(j) - F2(j))^2 >= 0.05

    bol(j) = F1(j) / F2(j);

    %F1 > F2 - Condição se F1 for maior que F2

    if bol(j) >= 1.00
        incri = 0.001;
    end

    if bol(j) > 1.2
        incri = 0.01;
    end

    if bol(j) > 2
        incri = 0.1;
    end

    %F1 < F2 - Condição se F1 for menor que F2

    if bol(j) < 1
        incri = -0.001;
    end

    if bol(j) < 1/1.2
        incri = -0.01;
    end

```

```

if bol(j) < 1/2
incri = -0.1;
end

R1(j) = R1(j) + incri;

if R1(j) > R1max
R1(j) = R1max;
break
end

if R1(j) < R1min
R1(j) = R1min;
break
end

% Fator de correção, utiliza um valor diferente do procurado
para
% poder entrar na condicao do while abaixo
L11(j) = 800;

%% POSICIONAMENTO DA CORREIA

while (L11(j)-L)^2 > 0.05

    bol2(j) = L11(j) / L;

    if bol2(j) >= 1.00
        incri2 = 0.001;
    end

    if bol2(j) > 1.5
        incri2 = 0.01;
    end

    if bol2(j) > 2
        incri2 = 0.1;
    end

    if bol2(j) < 1.00
        incri2 = -0.001;
    end

    if bol2(j) < 1/1.5
        incri2 = -0.01;
    end

    if bol2(j) < 1/2
        incri2 = -0.1;
    end
end

```

```

R2(j) = R2(j) - incri2;

if R2(j) > R2max
    R2(j) = R2max;
end

if R2(j) < R2min
    R2(j) = R2min;
end

if R2(j) > R1(j)
    alfat(j) = asin((R2(j) - R1(j)) / C); %
    Bp1t(j) = pi - 2 * alfat(j); % Angulo de abracamento
da correia padrao na polia motora [rad]
    Bs1t(j) = pi + 2 * alfat(j); % Angulo de abracamento
da correia padrao na polia movida [rad]
    L11(j) = R1(j) * Bp1t(j) + R2(j) * Bs1t(j) + 2 *
sqrt(C^2 - (R2(j) - R1(j))^2);
else
    alfat(j) = asin((R1(j) - R2(j)) / C); %
    Bp1t(j) = pi - 2 * alfat(j); % Angulo de abracamento
da correia padrao na polia motora [rad]
    Bs1t(j) = pi + 2 * alfat(j); % Angulo de abracamento
da correia padrao na polia movida [rad]
    L11(j) = R2(j) * Bp1t(j) + R1(j) * Bs1t(j) + 2 *
sqrt(C^2 - (R1(j) - R2(j))^2);
end
end

%% Realimentacao da POLIA MOTORA

x1(j) = 2 * (R1(j) - Rlmin) / 1000 * tan(alpha); %[mm]
Deslocamento do disco da polia motora

if x1(j) < 0
    x1(j) = 0;
end

% Cálculo para determinação do ângulo da rampa no instante
especifico

if x1(j) <= 0.004
    r1(j) = (x1(j) * tan(delta)); %[m] Deslocamento Radial do
Rolete da Polia Motora ao Ponto r0 de origem
    r(j) = r0 + r1(j); %[m] Deslocamento Radial do Rolete da
Polia Motora em Relacao a Linha de Centro das Polias
    Fc(j) = 4 * m * r(j) * (wrad(j)^2); %[N]Forca devida a
ineracia das massas - CORRIGIR COM BASE EM QUANTOS ROLETES A CVT POSSUI (NO
CASO ESPECIFICADO É 4 POR CONTA DA CVT GAGED)
    Fmr(j) = K1 * x1(j); %[N] Forca da mola do rolete
    FN(j) = Fc(j) * cos(delta); %[N] Forca normal a superficie
do camo motor

```

```

        F1(j) = FN(j) * sin(delta) - Fmr(j); %[N] %Forca axial de
Compressao do Disco Movei da Polia Motora contra a Correia
    else
        r1(j) = (x1(j) * tan(delta2estagio)); %[m] Deslocamento
Radial do Rolete da Polia Motora ao Ponto r0 de origem
        r(j) = r0 + r1(j); %[m] Deslocamento Radial do Rolete da
Polia Motora em Relacao a Linha de Centro das Polias
        Fc(j) = 4 * m * r(j) * (wrad(j)^2); %[N] Forca devida a
ineracia das massas
        Fmr(j) = K1 * x1(j); %[N] Forca da mola do rolete
        FN(j) = Fc(j) * cos(delta2estagio); %[N] Forca normal a
superficie do camo motor
        F1(j) = FN(j) * sin(delta2estagio) - Fmr(j); %[N] %Forca
axial de Compressao do Disco Movei da Polia Motora contra a Correia
    end

    if F1(j) < 0
        F1(j) = 0;
    end

    %% Realimentacao da POLIA MOVIDA

    x2(j) = 2 * (R2max - R2(j)) / 1000 * tan(alpha); %[m]
Deslocamento do disco movei da Polia Movida - substituir por R2max e conferir
se faz sentido

    if x2(j) < 0
        x2(j) = 0;
    end

    FMola(j) = x2(j) * (K2 + Kteta); %[N] Forca na Mola da Polia
Movida

    F2(j) = F2c(j) + FMpre + FMola(j); %[N] %Forca axial de
Compressao do Disco Movei da Polia Movida contra a Correia
    end

    %% VERIFICACAO DE ESCORREGAMENTO DA CORREIA

    Fltangencial(j) = (F1(j) * (2 * mi)) * cos(alpha); %[N] Forca
Tangencial (ACHO QUE ESSA RELACAO DE FTANGENCIAL COM F1 ESTA ERRADA)
    Ttransmissivel1(j) = Fltangencial(j) * (R1(j) / 1000); %[Nm] Torque
Transmissivel

    if Ttransmissivel1(j) < torque(j)
        disp ('A correia Patina na Polia Motora (Ttransmissivel1<Torque
do Motor)');
        Tperdidol(j) = torque(j) - Ttransmissivel1(j); %[Nm] Torque
Perdido Acelera o Motor
        Ttransmitidol(j) = Ttransmissivel1(j);
        am1(j) = Tperdidol(j) / (Im + Icv1); %[rad/s^2]
    end

    if Ttransmissivel1(j) >= torque(j)

```

```

    Ttransmitido1(j) = torque(j);
    am1(j) = 0;
    Tperdido1(j) = 0;
    disp ('OK1 - Sistema engatado');
end

    F2tangencial(j) = (F2(j) * (2 * mi)) * cos(alpha); %[N] Força
Tangencial (ACHO QUE ESSA RELACAO DE FTANGENCIAL COM F2 ESTA ERRADA)
    Ttransmissivel2(j) = F2tangencial(j) * (R2(j) / 1000); %[Nm] Torque
Transmissível

    if Ttransmitido1(j) / R1(j) > Ttransmissivel2(j) / R2(j)
        Tperdido2(j) = R1(j) * (Ttransmitido1(j) / R1(j) -
Ttransmissivel2(j) / R2(j));
        Ttransmitido2(j) = Ttransmissivel2(j);
        am2(j) = Tperdido2(j) / (Im + Icv1); %[rad/s^2]
        disp ('A correia Patina na Polia Movida
(Ttransmitido1/R1>Ttransmissivel2/r2)');
    end

    if Ttransmitido1(j) / R1(j) <= Ttransmissivel2(j) / R2(j)
        Ttransmitido2(j) = (Ttransmitido1(j) / R1(j)) * R2(j);
        am2(j) = 0;
        Tperdido2(j) = 0;
        disp ('OK2 - Sistema engatado');
    end

    Rt(j) = R2(j) / R1(j); %Relação da transmissão

    %% Calculo da Resistencia a Aceleracao

    Ftrativa(j) = Ttransmitido2(j) * Rtp / R;
    Ieff(j) = ((Im + Icv1) * Rt(j)^2 * Rtp1^2 * Rtp2^2) + ((Icv2 +
IE1) * Rtp1^2 * Rtp2^2) + (IE2 * Rtp2^2) + IE3 + (2 * ISE) + (2 * IP);
    Meff(j) = Ieff(j) / R^2;
    a(j) = (Ftrativa(j) - Fresist(j)) / (M + Meff(j));

    %% Torque Total e determinação da nova Rotação (considerando o
deslizamento)

    Ttotal(j) = a(j) * (R * M);
    %am3(j) = Ttotal(j) / (((Im + Icv1) * Rt(j)^2 * Rtp1^2 * Rtp2^2
) + ((Icv2 + IE1) * Rtp1^2 * Rtp2^2) + (IE2 * Rtp2^2) + IE3 + (2 * ISE) +
(2 * IP)); %[m/s^2] Aceleracao da polia motora devido a um torque total
diferente de zero, implicando em ganho ou perda de rotação
    %am3(j) = Ttotal(j) / ((Rt(j) * Rtp) * (Im + Icv1));
    am3(j) = a(j) * t * Rt(j) * Rtp / R; %[rad/s]
    delrota(j) = ((am1(j) + am2(j)) * (t) + am3(j)) / (2 * pi / 60);
% delrota(j) = (am1(j) + am2(j) + am3(j)) * (t) / (2 * pi / 60);

    %% VALORES FINAIS

    Rot(j+1) = Rot(j) + delrota(j); %[rpm] Rotacao do Motor

```

```

    %if Rot(j+1) > 4000
        % Rot(j+1) = 4000;
    %end

    F2tres(j) = ((Tres(j) / (R2(j) / 1000)) * cos(alpha)) / (2 * pi);
    Tresm(j) = Tres(j) / Rt(j);
    v(j+1) = v(j) + a(j) * (t);
    vrot(j+1) = Rot(j+1) * (2 * pi / 60) / (Rtp * Rt(j)) * R;

    %if v(j+1) > vrot(j+1)
        % v(j+1) = vrot(j+1);
    %end

    rotaP2(j+1) = v(j) * 30 / (R * Rtp * pi); %[rpm] Rotacao da correia
na polia movida
    rotaP1(j+1) = v(j) * 30 / (R * Rtp * Rt(j) * pi); %[rpm] Rotacao
da correia na polia motora
    V(j+1) = v(j+1) * 3.6; %[Km/h] Velocidade do veiculo
    Vrot(j+1) = vrot(j+1) * 3.6;
    s(j+1) = s(j) + (v(j) * t); %[m] Deslocamento do veiculo
    S(j+1) = s(j+1) / 1000; %[Km] Deslocamento do veiculo
    r1(j+1) = r1(j);
    Tperdidotot(j) = Tperdido1(j) + Tperdido2(j);
    j = j + 1;
    R1(j) = R1(j-1);
    R2(j) = R2(j-1);
    x1(j) = x1(j-1);
    x2(j) = x2(j-1);
end

%% VETORES FINAIS
tempo = linspace(1,tempo,j-1);
Rot = Rot(1:(j-1));
rotaP1 = rotaP1(1:(j));
rotaP2 = rotaP2(1:(j));
v = v(1:(j-1));
V = V(1:(j-1));
vrot = vrot(1:(j-1));
Vrot = Vrot(1:(j-1));
s = s(1:(j-1));
S = S(1:(j-1));
Rt = Rt(1:(j-1));
a = a(1:(j-1));
R1 = R1(1:(j-1));
R2 = R2(1:(j-1));
x1 = x1(1:(j-1));
x2 = x2(1:(j-1));
r1 = r1(1:(j-1));

save('CVT_Testes_v8.xls','Rot','V','tempo','Rt','a','R1','R2',
'F1','F2','s','-ascii')

```