



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LUCAS DE LIMA NOGUEIRA

**DEFINIÇÃO DA RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO DE UM VEÍCULO DO TIPO
BAJA SAE**

Recife

2019

LUCAS DE LIMA NOGUEIRA

**DEFINIÇÃO DA RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO DE UM VEÍCULO DO TIPO
BAJA SAE**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao departamento de
Engenharia Mecânica da
Universidade Federal de
Pernambuco, como requisito básico
para obtenção do grau de bacharel
em engenharia mecânica.

Orientador: Fábio Santana Magnani

Recife

2019

TERMO DE RESPONSABILIDADE

Por este Termo, eu, abaixo assinado, assumo a inteira responsabilidade de autoria do conteúdo deste Trabalho de Conclusão de Curso, estando ciente das sanções legais previstas referentes ao plágio (art. 3 da Lei 9.610/98 e art. 184 do Código Penal Brasileiro). Portanto, ficam a instituição e o orientador isentos de qualquer ação negligente da minha parte, pela veracidade e originalidade desta obra.

Recife, Dezembro de 2019.

Lucas de Lima Nogueira

FOLHA DE APROVAÇÃO

DEFINIÇÃO DA RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO DE UM VEÍCULO DO TIPO
BAJA SAE.

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao departamento de
Engenharia Mecânica da
Universidade Federal de
Pernambuco, como requisito básico
para obtenção do grau de bacharel
em engenharia mecânica.

Orientador: Fábio Santana Magnani

Data de aprovação: / /

Banca examinadora:

Orientador

()

Examinador

()

Examinador

()

Examinador

()

AGRADECIMENTOS

A Deus que sempre esteve me guiando em decisões, caminhos e realizações durante minha vida.

Aos meus pais, que sempre me apoiaram e auxiliaram meus estudos e escolhas. Palavras não são suficientes para descrever o quanto sou grato por todo suporte, além dos ensinamentos e amor que recebi.

Aos meus avôs, avós, tios e tias, que também me guiaram nessa jornada, em especial à tia Roseneide (Neném), que me acolheu e sempre esteve presente para me auxiliar.

A todos meus amigos e amigas, que me apoiaram e sempre me incentivaram a continuar.

À Equipe Manguê Baja, que me ensinou a ter resiliência para superar obstáculos e a enfrentar barreiras, por mais difíceis que pareçam.

À EIXO Consultoria, por abrir minha mente a respeito de conceitos de liderança e empreendedorismo.

Aos professores e professoras, que compartilharam seu conhecimento de forma magnífica, contribuindo para minha formação.

Enfim, a todas as pessoas que de alguma forma contribuíram em minha vida.

RESUMO

Com o crescente avanço tecnológico, as simulações computacionais se tornam cada vez mais presentes na indústria automotiva, de forma a reduzir custo, tempo e obter melhorias de desempenho. Essa busca também está presente nas Competições Baja SAE, em que equipes de estudantes de diversas universidades tem como objetivo projetar, fabricar e validar veículos *off-road*, para participar em competições organizadas pela SAE (*Society of Automotive Engineers*).

Nesse sentido, o presente trabalho de conclusão de curso teve como objetivo o desenvolvimento de uma metodologia para definição da relação de transmissão de um veículo do tipo Baja SAE, através de simulações computacionais e utilizando as teorias newtonianas aplicadas à dinâmica veicular.

Palavras-chave: dinâmica veicular, dinâmica longitudinal, baja, *off-road*.

ABSTRACT

Due the increasing in technology progress, the computational simulations are becoming more recurring in automotive industry, aiming reduce cost, time and improve performance. This pursuit is also present in Baja SAE Competitions, in which teams formed by students from several universities aims to design, build and test off-road vehicles to participate in competitions organized by SAE (Society of Automotive Engineers).

Thus, the current undergraduate thesis had the purpose of formulate a methodology to define the transmission ratio of a Baja SAE vehicle, through computational simulations and using the Newton's theory applied to vehicle dynamics.

Keywords: vehicle dynamics, longitudinal dynamics, baja, off-road.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Relações de transmissão.	13
Figura 2 - Rotação do motor com um câmbio manual.	13
Figura 3 - Mudança de marchas em uma CVT do tipo VDP.	14
Figura 4 - Comparativo CVT e Câmbio manual.	14
Figura 5 - Transmissão do torque em um <i>powertrain</i>	16
Figura 6 - Curva típica do coeficiente de adesão vs. <i>slip ratio</i>	20
Figura 7 - Diagrama de corpo-livre de um veículo.	20
Figura 8 - Distribuição de tensão de um pneu em repouso.	22
Figura 9 - Distribuição de tensão em um pneu em movimento.	23
Figura 10 - Curva típica de um teste de <i>coastdown</i>	25
Figura 11 - Protótipo Baja SAE.	27
Figura 12 - Motor <i>Briggs & Stratton</i> 10 HP.	27
Figura 13 - Transmissão de potência - Equipe Mangue Baja.	28
Figura 14 - <i>Powertrain</i> da Equipe Mangue Baja.	28
Figura 15 - Ilustração do teste de Aceleração e Velocidade.	29
Figura 16 - Dinamômetro inercial da Equipe Mangue Baja.	30
Figura 17 - Rotação do motor ao longo do tempo.	31
Figura 18 - Curva de torque do motor.	32
Figura 19 - Bancada de testes da CVT.	32
Figura 20 - Curva de relação de transmissão da CVT.	33
Figura 21 - Teste de <i>coastdown</i>	34
Figura 22 - <i>Datalogger Race Technology DL1 CLUB</i>	34
Figura 23 - GPS utilizado para mensurar a velocidade.	34
Figura 24 - Desaceleração em função da velocidade.	35
Figura 25 - Arquitetura da rotina computacional para a solução do modelo.	36
Figura 26 - Bloco <i>Parâmetros iniciais</i>	37
Figura 27 - Bloco <i>Motor & Transmissão</i>	38
Figura 28 - Bloco <i>Roda</i>	39
Figura 29 - Bloco <i>slip ratio</i>	39
Figura 30 - Bloco <i>Força trativa</i>	40
Figura 31 - Bloco <i>Veículo</i>	41
Figura 32 - Bloco <i>Transferência de peso</i>	41
Figura 33 - Bloco <i>Atualização da rotação do motor</i>	42
Figura 34 - Armazenamento dos dados.	42
Figura 35 - Curvas obtidas.	43
Figura 36 - Comparativo de diferentes áreas frontais.	44
Figura 37 - Comparativo de diferentes massas do veículo.	44
Figura 38 - Comparativo de diferentes terrenos.	45
Figura 39 - Comparativos das relações de transmissão.	46
Figura 41 - Comportamento para diversas relações do redutor fixo.	47
Figura 42 - Dados do veículo.	48
Figura 43 - Ilustração do teste.	48
Figura 44 - Comparativo dos dados teóricos e medidos em campo.	49
Figura 45 - Histograma de erros.	50
Figura 46 - Tempo em 30 m na 24ª Competição Baja SAE Brasil.	51
Figura 47 - Velocidade em 100 m na 24ª Competição Baja SAE Brasil.	51

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	11
1.1	Delimitação do problema.....	11
1.2	Justificativa.....	11
1.3	OBJETIVOS	12
1.3.1	Objetivo geral.....	12
1.3.2	Objetivos específicos.....	12
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	12
2.1	Relação de Transmissão.....	12
2.2	Segunda Lei de Newton	15
2.3	Modelagem do Veículo.....	15
2.3.1	Dinâmica do <i>powertrain</i>	16
2.3.1.1	Força trativa	19
2.3.2	Dinâmica do veículo	20
2.3.2.1	Força normal nas rodas	21
2.3.2.2	Forças resistivas	21
2.3.2.3	Resistência à rolagem.....	22
2.3.2.4	Perdas por fricção na transmissão	23
2.3.2.5	Força de arrasto aerodinâmico	24
2.3.2.6	Teste de <i>coastdown</i>	24
2.3.2.7	Aplicação da Segunda Lei de Newton	25
2.4	Sistema de <i>Powertrain</i> Baja SAE	26
2.4.1	Projeto Baja SAE.....	26
2.4.2	<i>Powertrain</i> - Equipe Mangue Baja	27
3	METODOLOGIA	29
3.1	Aquisição de Dados	30
3.1.1	Dados do Motor	30
3.1.2	Dados da CVT.....	32
3.1.3	Forças resistivas.....	33
3.2	Modelagem da Dinâmica Longitudinal	35
3.2.1	Modelo desenvolvido	35
3.2.1.1	Parâmetros iniciais.....	37
3.2.1.2	Roda	38
3.2.1.3	<i>Slip ratio</i>	39
3.2.1.4	Força trativa	40

3.2.1.5	Veículo	40
3.2.1.6	Transferência longitudinal de peso	41
3.2.1.7	Atualização da rotação do motor.....	42
3.2.1.8	Armazenamento dos dados	42
3.2.2	Simulação.....	43
3.2.2.1	Comparativo de área frontal.....	43
3.2.2.2	Comparativo de massa	44
3.2.2.3	Comparativo de terrenos.....	45
3.2.2.4	Relação de transmissão.....	45
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	48
4.1	Validação em asfalto	48
4.1.1	Curvas cinemáticas	48
4.1.2	Tempo em 30 m e Velocidade em 100 m	50
4.2	Validação em terra batida	50
5	CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS.....	51
6	REFERÊNCIAS	53
	ANEXO 1 – Rotina de simulação da dinâmica longitudinal do veículo.....	54
	ANEXO 2 – Rotina de modelagem do pneu	58

1 INTRODUÇÃO

O automóvel é um veículo motorizado, que integra vários sistemas com funções específicas, no intuito de promover a locomoção de passageiros. Dentre esses sistemas, há o *powertrain*, que tem como objetivo gerar potência mecânica, a partir do motor, e transmitir essa potência às rodas. Essa transmissão de potência é realizada pela transmissão do veículo. Nesse sentido, essa entrega de potência às rodas pode ser realizada pelo sistema de transmissão seguindo diferentes tipos de estratégias, de acordo com seus parâmetros, como redução do consumo de combustível ou melhoria do desempenho do veículo em aceleração (FISCHER et al., 2015). Um desses parâmetros é a relação de transmissão da caixa de câmbio, que deve ser definida corretamente para auxiliar o motor a entregar a potência adequada para cada situação.

1.1 Delimitação do problema

Para veículos de corrida, um dos principais critérios a ser avaliado durante a definição da relação de transmissão é o desempenho em situações de arrancada. Esse tipo de prova está presente nas Competições Baja SAE, em que os veículos do tipo Baja SAE são submetidos. Nesse sentido, a transmissão desse veículo deve ser projetada para ser capaz de retirar o máximo de potência do motor, para isso fazendo-o trabalhar em rotações de maior potência. Dessa forma, a relação de transmissão desse veículo deve ser definida de maneira adequada, de forma a proporcionar bons resultados na competição.

1.2 Justificativa

A exigência nas Competições Baja SAE é bastante rígida. Equipes de todo Brasil participam, tornando a competição bastante competitiva, exigindo o melhor desempenho de cada equipe. Além disso, por se tratar de um projeto universitário, o orçamento para a fabricação desses veículos é bastante limitado. Nesse sentido, a maioria dos parâmetros do veículo devem ser definidos corretamente ainda na fase projetual, reduzindo custos de prototipagem e de reprojeção, através do desenvolvimento de modelos cada vez mais semelhantes à realidade. Dessa forma, na busca de um veículo mais competitivo, se faz necessária a criação de um modelo para a definição da relação de transmissão.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo geral

O principal objetivo deste trabalho é o desenvolvimento de uma metodologia para a definição da relação de transmissão de veículos do tipo Baja SAE, buscando a otimização do desempenho desses veículos em situações de aceleração. Para isso, será necessário definir métodos para realizar simulações computacionais próximas à realidade, que deverão ser validadas de forma a garantir a conformidade de projeto. Assim, será possível guiar projetos dos sistemas de transmissão dos futuros protótipos da Equipe Mangue Baja – UFPE, de forma a alcançar melhores resultados.

1.3.2 Objetivos específicos

O trabalho possui os seguintes objetivos específicos:

- a) Apresentação de conceitos importantes de dinâmica veicular;
- b) Modelagem do veículo para testes virtuais de diferentes relações de transmissão;
- c) Definição de uma relação de transmissão para o veículo, com a estratégia de melhorar o desempenho em aceleração;
- d) Validação em campo do modelo proposto.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Relação de Transmissão

Calculada a partir relação entre a velocidade angular do eixo motor e o eixo movido de um par rotativo acoplado, Equação 1, (FISCHER et al., 2015), tem como objetivo mensurar a multiplicação do torque e da velocidade angular de sistemas de pares rotativos acoplados, como ilustrado na Figura 1.

$$Z = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (1)$$

Onde: Z = relação de transmissão;

ω_1 = velocidade angular do eixo motor;

ω_2 = velocidade angular do eixo movido;

Figura 1 - Relações de transmissão.

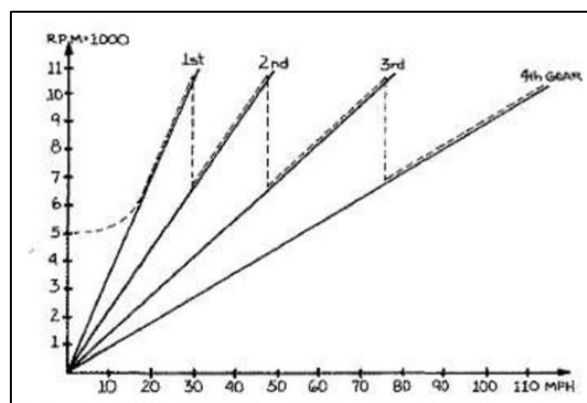
$ z > 1$	Relação para reduzir velocidade e aumentar o torque, e.g., $z = 4:1 = 4$
$ z < 1$	Relação para aumentar velocidade e reduzir o torque, e.g., $z = 1:4 = 0,25$

Fonte: Fischer et al., 2015 (Adaptado).

A utilização de uma relação de transmissão vem da necessidade de modificar o torque advindo do motor, de acordo com as necessidades do veículo. Por exemplo, sem a utilização de uma caixa de marchas, ou seja, com o torque do motor aplicado diretamente às rodas, os motores à combustão comerciais não teriam torque suficiente em suas rotações iniciais para superar as forças resistivas, causando o fenômeno de estancamento do motor. Mesmo em casos onde o motor consiga vencer as forças resistivas iniciais, não proporcionariam aceleração satisfatória, comparado com a utilização de uma relação que amplificasse o torque do motor nas velocidades iniciais. (MASHADI e CROLLA, 2012).

Além disso, a utilização de uma relação de transmissão única ainda não é satisfatória. Motores à combustão tem curvas de potência que variam de acordo com a rotação. Nesse sentido, de forma a manter o motor trabalhando próximo à rotação de potência máxima em toda faixa de velocidades do veículo, se faz a necessidade de variar a relação de transmissão do veículo de acordo com a velocidade, Figura 2, utilizando para isso uma caixa de marchas.

Figura 2 - Rotação do motor com um câmbio manual.

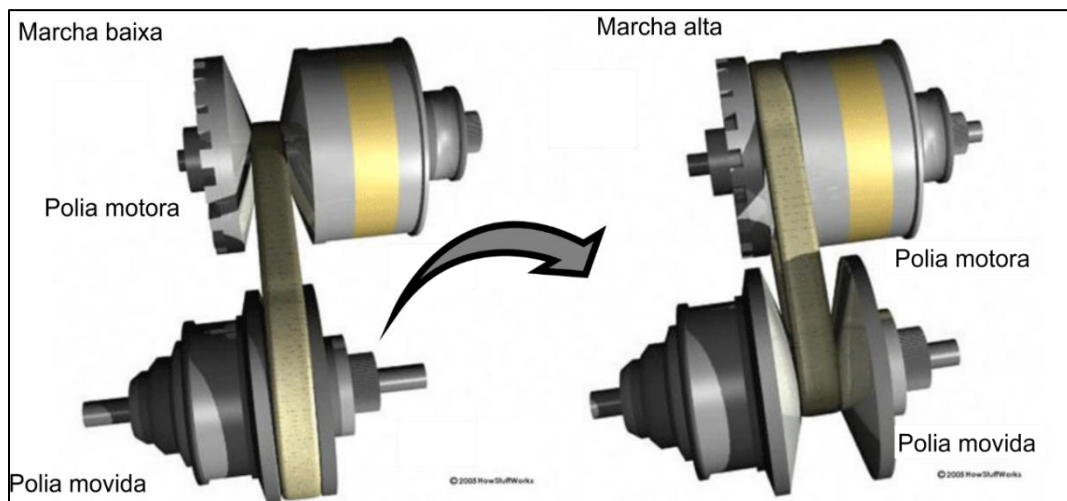


Fonte: Aaen, 2007.

Para modificar a relação de transmissão existem diversos mecanismos, como câmbio manual, automatizado, automático, entre outros. Um desses mecanismos a *CVT (Continuous Variable Transmission)* do tipo *VDP (Variable*

Diameter Pulley), que modifica a relação de velocidades entre as duas polias através da modificação de seus diâmetros, Figura 3.

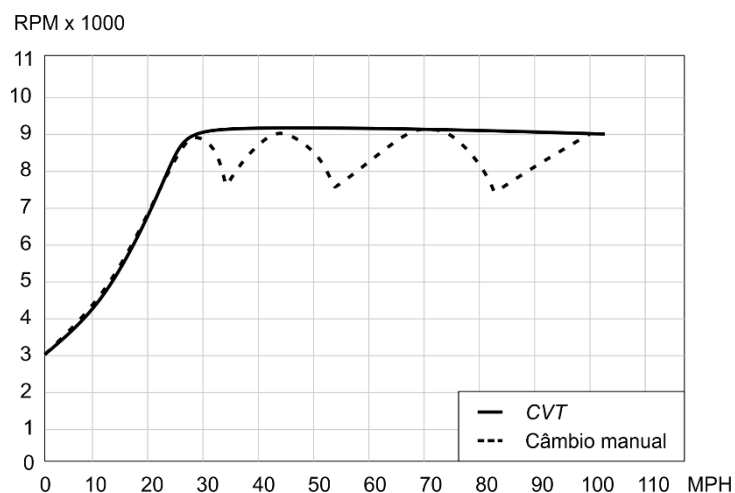
Figura 3 - Mudança de marchas em uma CVT do tipo VDP.



Fonte: Harris, 2005.

Esse tipo de mecanismo funciona como um câmbio com infinitas marchas, resultando em um maior aproveitamento do desempenho do motor, em comparação com um câmbio manual (AAEN, 2007). Esse resultado acontece devido ao fato de a CVT tender a evitar a queda de rotação na mudança das marchas, mantendo o motor em rotação de potência máxima por mais tempo, Figura 4.

Figura 4 - Comparativo CVT e Câmbio manual.



Fonte: Aaen, 2007 (Adaptado).

2.2 Segunda Lei de Newton

A maioria das análises veiculares se iniciam pela segunda lei de Newton (GILLESPIE, 1992), formulada por Sir Isaac Newton (1642-1727), que pode ser aplicada para sistemas translacionais e rotacionais.

Sistemas translacionais

A soma das forças externas que agem em um corpo em uma dada direção é igual ao produto da massa do corpo vezes a aceleração do corpo nessa direção (GILLESPIE, 1992).

$$\sum F_x = ma_x \quad (2)$$

Onde: F_x = forças na direção x;

m = massa do corpo;

a_x = aceleração na direção x.

Sistemas rotacionais

A soma dos torques agindo em um corpo em um determinado eixo de rotação é igual ao produto do momento de inércia rotacional do corpo vezes a aceleração rotacional do corpo em relação ao eixo (GILLESPIE, 1992).

$$\sum T_x = I\alpha_x \quad (3)$$

Onde: T_x = torques no eixo x;

I_{xx} = momento de inércia do corpo em relação ao eixo x;

α_x = aceleração angular em relação ao eixo x.

2.3 Modelagem do Veículo

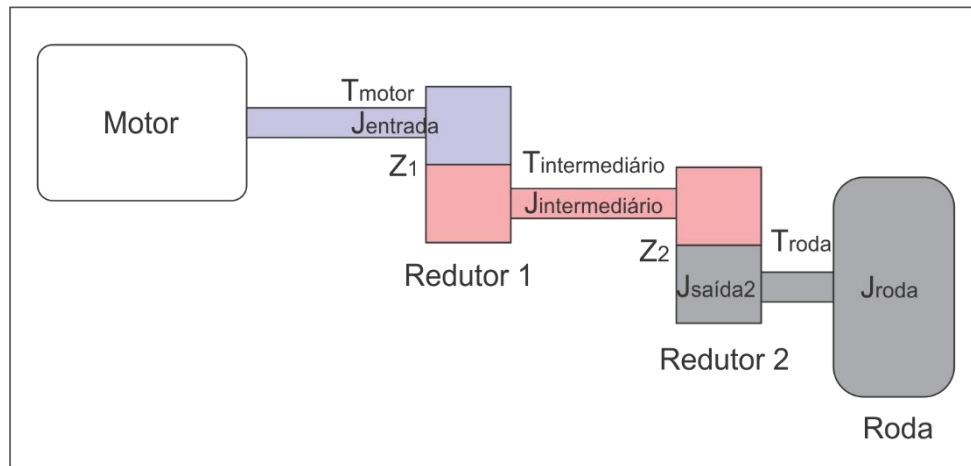
A dinâmica de um veículo acelerando em linha reta pode ser analisada por dois sistemas: a dinâmica do *powertrain*, que aborda o motor, a transmissão e as rodas; e a dinâmica veicular que considera a força trativa gerada pela interação entre o pneu e o solo durante a rotação do pneu e as forças externas

agindo no veículo, como a resistência à rolagem, força gravitacional e força de arrasto.

2.3.1 Dinâmica do *powertrain*

Determinar os carregamentos na roda de um veículo é uma aplicação direta da Segunda Lei de Newton. A Figura 5 ilustra o diagrama esquemático de um *powertrain*, que demonstra a transmissão de torque do motor para as rodas.

Figura 5 - Transmissão do torque em um *powertrain*.



Fonte: Autor.

Primeiramente, é gerado torque pelo motor, $T_{mot.}$, no início do *powertrain*. Em seguida, esse torque é transmitido para a entrada do redutor 1. No entanto, uma parcela desse valor é subtraída, devido às perdas inerciais para acelerar os componentes girantes do respectivo eixo. Esse torque resultante é então amplificado pela relação de transmissão do redutor 1, sendo entregue o torque intermediário $T_{intermed.}$ na saída do redutor 1, Equação (4).

$$T_{intermed.} = (T_{mot.} - J_{entr.} \alpha_{entr.}) Z_1 \quad (4)$$

Onde: $T_{intermed.}$ = torque na saída do redutor 1;

$T_{mot.}$ = torque gerado pelo motor;

$J_{entr.}$ = momento de inércia dos componentes girantes na entrada (ex.: volante de inércia do motor, eixo de entrada, pinhão do redutor 1, rolamentos, etc);

$\alpha_{entr.}$ = aceleração angular do eixo de entrada do redutor 1;

Z_1 = Relação de transmissão do redutor 1.

Em seguida, o mesmo processo ocorre no segundo redutor, em que uma parcela do torque intermediário é destinada às perdas inerciais para acelerar os componentes girantes do eixo intermediário e, posteriormente, amplificado pela relação de transmissão do redutor 2, resultando no torque transmitido para a roda, T_r , Equação (5).

$$T_r = (T_{intermed.} - J_{intermed.}\alpha_{intermed.})Z_2 \quad (5)$$

Onde: T_r = torque na saída do redutor 2;

$T_{intermed.}$ = torque na saída do redutor 1;

$J_{intermed.}$ = momento de inércia dos componentes girantes intermediários (ex.: coroa do redutor 1, eixo intermediário, pinhão do redutor 2, rolamentos, etc);

$\alpha_{intermed.}$ = aceleração angular no eixo intermediário;

Z_2 = Relação de transmissão do redutor 2.

Similarmente, o torque transmitido à roda é separado em três parcelas: uma é destinada às perdas inerciais para acelerar a roda, outra para gerar força trativa no solo e outra destinada às perdas por resistência à rolagem, Equação (6).

$$T_r = F_x r + J_r \alpha_r + T_{res.} \quad (6)$$

Onde: T_r = torque na saída do redutor 2;

F_x = força trativa gerada pelos pneus no solo;

r = raio do pneu;

J_r = momento de inércia da roda, considerando também os componentes girantes acoplados (ex.: coroa do redutor 2, semieixo, pneu, disco de freio, etc);

α_r = aceleração angular da roda;

$T_{res.}$ = torque resistivo gerado pela resistência à rolagem (força de resistência à rolagem multiplicada pelo raio do pneu).

Das Equações (5) e (6) tem-se:

$$T_r - F_x r - T_{res.} = J_r \alpha_r$$

$$(T_{intermed.} - J_{intermed.} \alpha_{intermed.}) Z_2 - F_x r - T_{res.} = J_r \alpha_r \quad (7)$$

Substituindo (4) em (7), tem-se:

$$[(T_{mot} - J_{entr.} \alpha_{entr.}) Z_1 - J_{intermed.} \alpha_{intermed.}] Z_2 - F_x r - T_{res.} = J_r \alpha_r \quad (8)$$

Sabendo que $\alpha_{entrada} = Z_1 Z_2 \alpha_r$ e $\alpha_{intermed.} = Z_2 \alpha_r$, a Equação (8) torna-se:

$$T_{mot} Z_1 Z_2 - J_{entr.} (Z_1 Z_2)^2 - J_{intermed.} Z_2 - F_x r - T_{res.} = J_r \alpha_r$$

Simplificando,

$$[J_r + J_{intermed.} Z_2^2 + J_{entr.} (Z_1 Z_2)^2] \alpha_r = T_{mot} Z_1 Z_2 - F_x r - T_{res.}$$

que também pode ser escrito como:

$$\alpha_r = \frac{T_{mot} Z_1 Z_2 - F_x r - T_{res.}}{J_{equivalente}} \quad (9)$$

onde $J_{equivalente}$ é o momento de inércia equivalente do sistema.

Finalmente, sabendo que $\alpha_r = \frac{d\omega_r}{dt}$, é possível escrever a Equação (9)

em termos infinitesimais de velocidade angular e tempo:

$$\frac{d\omega_r}{dt} = \frac{T_{mot} Z_1 Z_2 - F_x r - T_{res.}}{J_{equivalente}} \quad (10)$$

que pode ser integrada numericamente com facilidade, de forma a obter-se a velocidade angular da roda.

2.3.1.1 Força trativa

Com o torque transmitido pelo motor, é iniciado o movimento das rodas. A partir disso, são geradas diversas forças advindas da interação entre o pneu e o solo. A principal força que acelera o veículo longitudinalmente em um percurso plano é a força trativa, F_x , (MILLIKEN e MILLIKEN, 1995), que pode ser calculado através da Equação (11).

$$F_x = \mu F_z \quad (11)$$

Onde: F_t = força trativa;

μ = coeficiente de adesão;

F_z = força normal na roda;

Devido às propriedades mecânicas do pneu, o coeficiente de adesão entre o pneu e o solo varia em função do grau de deslizamento do pneu (MILLIKEN e MILLIKEN, 1995). Este grau de deslizamento é conhecido como *slip ratio*, definido pela Equação (12).

$$Slip\ ratio = \frac{\omega \cdot r_{pneu}}{v} - 1 \quad (12)$$

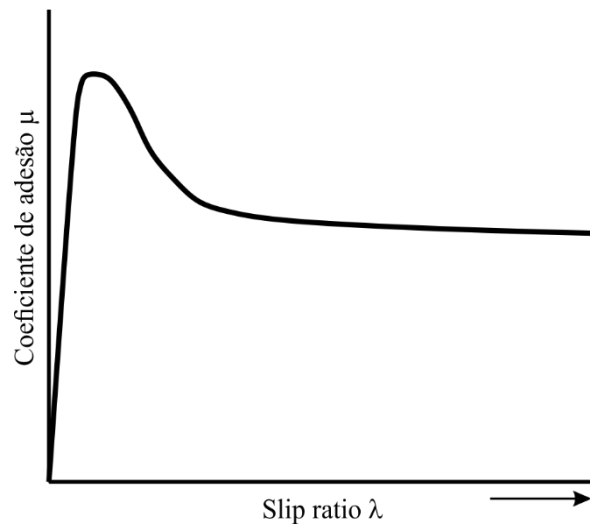
Onde: ω = rotação da roda tracionada

r_{pneu} = raio efetivo do pneu;

v = velocidade do veículo.

Com o aumento do *slip ratio*, ocorre um pico do coeficiente de adesão pneu-solo, e em seguida um decaimento, como ilustra a Figura 6.

Figura 6 - Curva típica do coeficiente de adesão vs. *slip ratio*.

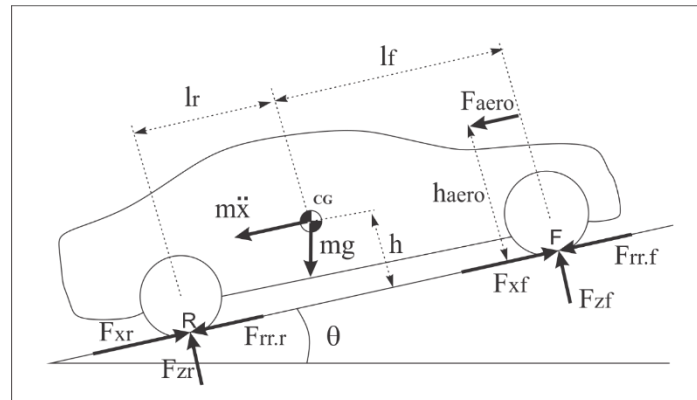


Fonte: Milliken e Milliken, 1995 (Adaptado).

2.3.2 Dinâmica do veículo

Durante o movimento, diversas forças atuam no veículo, Figura 7. Algumas dessas forças atuam na tração do veículo, como a força trativa que é a principal responsável pela aceleração do veículo, e na resistência ao movimento, como as forças resistivas.

Figura 7 - Diagrama de corpo-livre de um veículo.



Fonte: Autor.

Onde: F_{xf} = força trativa na roda dianteira;

F_{xr} = força trativa na roda traseira;

$F_{rr.f}$ = força de resistência à rolagem na roda dianteira;

$F_{rr,r}$ = força de resistência à rolagem na roda traseira;

F_{aero} = força de arrasto aerodinâmico;

h_{aero} = distância do solo para o ponto de aplicação da força de arrasto;

F_{zf} = força normal na roda dianteira;

F_{zr} = força normal na roda traseira;

m = massa do veículo;

\ddot{x} = aceleração longitudinal do veículo

h = altura do centro de gravidade;

l_f = distância do centro de gravidade para o eixo dianteiro;

l_r = distância do centro de gravidade para o eixo traseiro;

g = aceleração da gravidade;

θ = angulação da rampa.

2.3.2.1 Força normal nas rodas

A partir do digrama do diagrama de corpo-livre do veículo, Figura 6, é possível determinar as forças normais em cada roda do veículo através do somatório de momentos em relação aos pontos **F e R**. Dessa forma, obtemos as seguintes equações:

$$F_{zf} = \frac{-F_{aero} h_{aero} - m\ddot{x}h - mgh\sin(\theta) + mgl_r\cos(\theta)}{l_r + l_f} \quad (13)$$

$$F_{zr} = \frac{F_{aero} h_{aero} + m\ddot{x}h + mgh\sin(\theta) + mgl_f\cos(\theta)}{l_r + l_f} \quad (14)$$

2.3.2.2 Forças resistivas

As forças resistivas são geradas durante o movimento do veículo, e causam a dissipação da potência advinda do motor, diminuindo o desempenho do veículo. Dessa forma, se faz necessário reduzi-las de forma a aumentar o

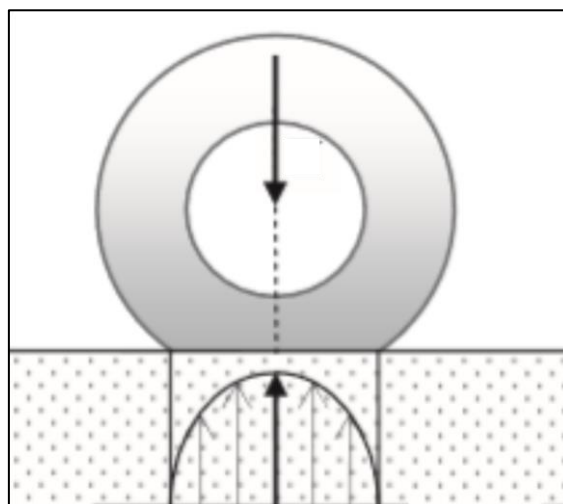
desempenho do veículo e diminuir consumo de combustível. As principais forças resistivas são: a resistência à rolagem, as forças de dissipação causadas pelas perdas na transmissão e a força de arrasto aerodinâmico.

2.3.2.3 Resistência à rolagem

Uma das parcelas das forças resistivas em um veículo se dá devido à resistência à rolagem. Em baixas velocidades, é a principal força resistiva atuante (GILLESPIE, 1992). Esse efeito é causado devido, principalmente, ao mecanismo de deformação do pneu durante o movimento.

Em um pneu parado, o carregamento vertical atuando sobre ele irá deformar o pneu de modo a gerar uma distribuição de tensão simétrica no centro da área de contato, Figura 8.

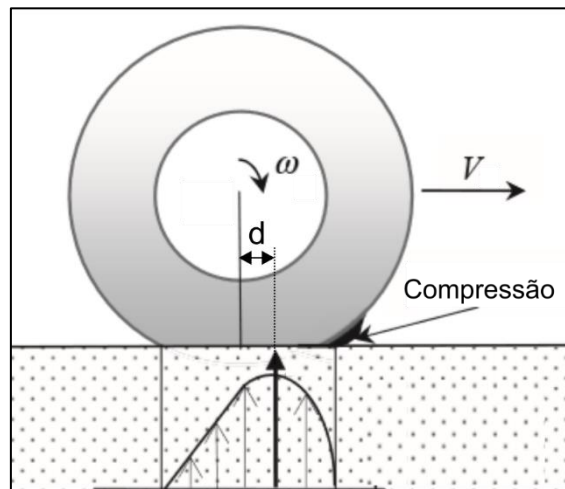
Figura 8 - Distribuição de tensão de um pneu em repouso.



Fonte: Mashadi e Crolla, 2012.

No entanto, em um pneu em movimento, essa distribuição se torna assimétrica. Durante o movimento, os elementos do pneu sofrem compressão ao entrar na área de contato, e tendem a descomprimir ao sair da área de contato. Porém, devido às propriedades visco elásticas da borracha, ocorre um efeito de histerese, e a energia de compressão não é totalmente recuperada quando o material volta à forma original. Esse efeito causa uma distribuição de tensão assimétrica na área de contato, Figura 9, causando uma força de reação desalinhada com o centro do pneu, gerando, portanto, um momento de sentido contrário ao da rotação do pneu.

Figura 9 - Distribuição de tensão em um pneu em movimento.



Fonte: Mashadi e Crolla, 2012 (Adaptado).

A resistência à rolagem é tipicamente modelada como sendo aproximadamente proporcional às forças normais atuantes nos pneus (RAJAMANI), dada pela seguinte equação:

$$F_{res.rol.} = C_r (F_{zf} + F_{zr}) \quad (15)$$

Onde: $F_{res.rol.}$ = força de resistência à rolagem;

C_r = coeficiente de resistência à rolagem;

F_{zf} = força normal na roda dianteira;

F_{zr} = força normal na roda traseira.

2.3.2.4 Perdas por fricção na transmissão

Outra parcela que gera força resistiva ao movimento do veículo através de um torque contrário na transmissão são as perdas por fricção na transmissão. Segundo (MASHADI e CROLLA, 2012), essas perdas são causadas principalmente por:

1. perdas nos rolamentos;
2. fricção entre componentes de transmissão, como engrenagens;
3. atrito viscoso entre componentes girantes da transmissão e lubrificantes;

4. fricção entre pastilhas e discos de freio. Mesmo sem ativação dos freios, ainda há um pequeno efeito de fricção entre esses componentes (MASHADI e CROLLA, 2012).

2.3.2.5 Força de arrasto aerodinâmico

Segundo FOX et al. (2014), um corpo sólido, inserido em um fluido que o circunda, sempre experimentará uma força quando houver movimento relativo entre o corpo e o fluido. Essa força é causada pelas tensões superficiais geradas pelo fluido ao escoar em torno do corpo. A componente dessa força que é paralela à direção de movimento do corpo é chamada de força de arrasto, Equação 16.

$$F_{aero} = \frac{1}{2} \rho A C_D v_r^2 \quad (16)$$

Onde: F_{aero} = força de arrasto aerodinâmico;

ρ = densidade do ar;

A = maior área das seções transversais do corpo;

C_D = coeficiente de arrasto;

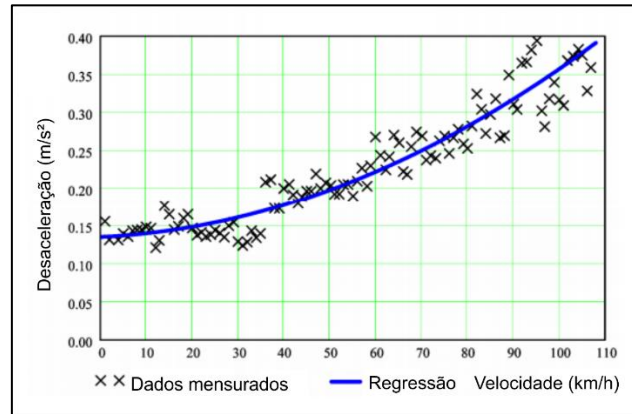
v_r = velocidade relativa entre o corpo e o fluido.

Essa força tem efeitos bastantes significantes em veículos em velocidades altas e moderadas. Segundo WONG (2001), em veículos de passeio comuns, a partir de aproximadamente 80 km/h, a força de arrasto tem mais influência no desempenho do que a resistência a rolagem.

2.3.2.6 Teste de *coastdown*

É possível determinar a magnitude das forças resistivas atuando em um veículo através de testes experimentais. Um desses testes é o de *coastdown*, definido pela norma SAE J1263, e consiste em liberar o veículo a uma certa velocidade, com a transmissão desacoplada para não haver transferência de potência do motor para as rodas, deixando-o desacelerar apenas pela atuação das forças resistivas. Dessa forma, é possível mensurar a desaceleração e, conseqüentemente, as forças resistivas em função da velocidade do veículo com o auxílio de sensores, Figura 10.

Figura 10 - Curva típica de um teste de *coastdown*.



Fonte: Preda, Covaciu e Ciolan (2010).

A partir disso, através de uma regressão com um polinômio de grau 2, é possível obter uma relação entre a força resistiva em função da velocidade:

$$F_{res} = a_0 + a_1 v + a_2 v^2 \quad (17)$$

onde o termo a_0 é referente, em maior parcela, à resistência à rolagem; o termo a_1 com as perdas por fricção; e o a_2 com a força de arrasto.

2.3.2.7 Aplicação da Segunda Lei de Newton

Considerando um balanço das forças horizontais atuando no veículo, obtemos a seguinte equação:

$$a = \frac{F_x - F_{aero} - F_{fric} - F_{res.rol} - mgsen(\theta)}{m} \quad (18)$$

Onde: a = aceleração do veículo;

F_x = força trativa;

F_{aero} = força de arrasto aerodinâmico;

F_{fric} = força das perdas por fricção;

$F_{res.rol}$ = força de resistência à rolagem;

m = massa do veículo;

g = aceleração da gravidade;

θ = angulação da rampa.

A partir da aceleração, é possível obter a velocidade e deslocamento do veículo, integrando-se em relação ao tempo:

$$v = \int_{t_0}^{t_f} a \, dt \quad (19)$$

$$s = \int_{t_0}^{t_f} v \, dt \quad (20)$$

Onde: a = aceleração do veículo;

v = velocidade do veículo;

s = espaço percorrido pelo veículo;

t = tempo;

t_f = tempo final;

t_0 = tempo inicial.

2.4 Sistema de *Powertrain* Baja SAE

2.4.1 Projeto Baja SAE

Proposta criada pela SAE (Society of Automotive Engineering), o projeto Baja SAE tem como objetivo estimular estudantes a prática dos conhecimentos teóricos adquiridos em sala de aula, através da proposta do desafio de projetar, construir e validar um veículo *off-road*, Figura 11. Nesse sentido, as universidades são estimuladas a participarem de competições, onde os projetos desenvolvidos serão avaliados em testes estáticos e dinâmicos. Os testes estáticos consistem em *Relatório de Projeto* e *Apresentação de Projeto*. Além disso, os testes dinâmicos consistem em *Velocidade*, *Aceleração*, *Tração*, *Suspensão*, *Manobrabilidade* e *Enduro de resistência*.

Esse tipo de competição é de grande importância para a formação de profissionais, uma vez que estimula trabalho em equipe, gerenciamento de custos, prazos e metas, além de uma visão geral do processo de desenvolvimento de um produto.

Figura 11 - Protótipo Baja SAE.



Fonte: Equipe Manguê Baja

2.4.2 *Powertrain* - Equipe Manguê Baja

O sistema motopropulsor da Equipe é desenvolvido para obter o melhor compromisso entre aceleração e velocidade, em que a potência é fornecida por um motor 20S232 da *Briggs & Stratton*, de 10 HP, Figura 12, definido por regra pela SAE.

Figura 12 - Motor *Briggs & Stratton* 10 HP.

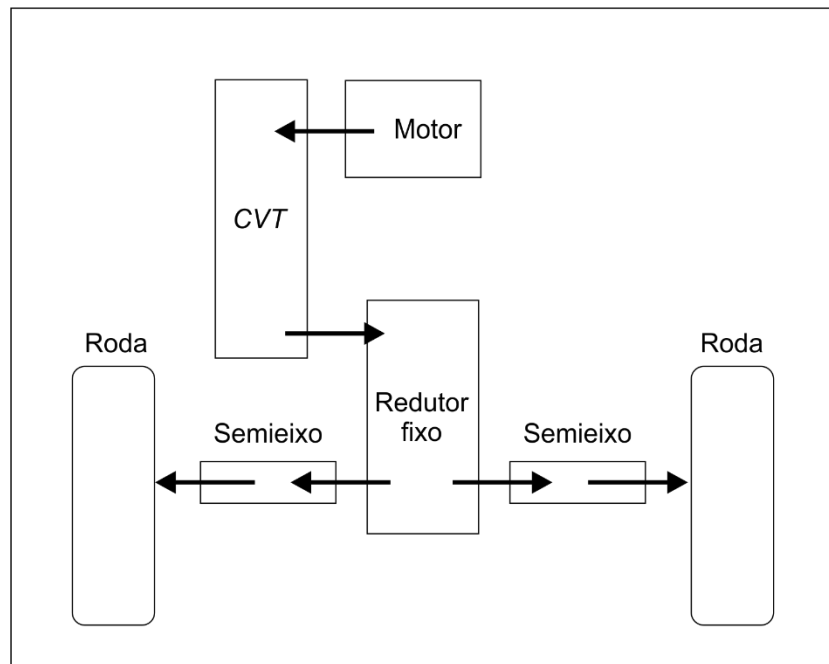


Fonte: <https://www.briggsandstratton.com/na/en_us/product-catalog/engines/racing-engines/model-20.html>.

A potência do motor é transmitida por uma transmissão *CVT* (*Continuous Variable Transmission*), na qual a relação de velocidades é variada de maneira

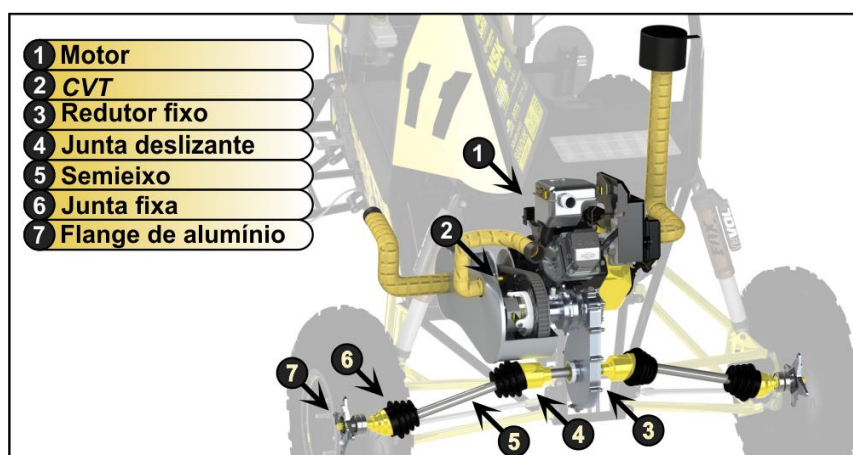
contínua, sendo utilizado o modelo *Gaged GX9*. Devido o torque advindo da *CVT* não ser suficiente para um bom desempenho do veículo, é acoplado em seguida um redutor por trem de engrenagens, de relação de transmissão fixa, Figuras 13 e 14. A partir disso, a transmissão de potência segue por semieixos para as rodas traseiras do veículo, como ilustram as Figuras 13 e 14.

Figura 13 - Transmissão de potência - Equipe Manguê Baja.



Fonte: Autor

Figura 14 - *Powertrain* da Equipe Manguê Baja.

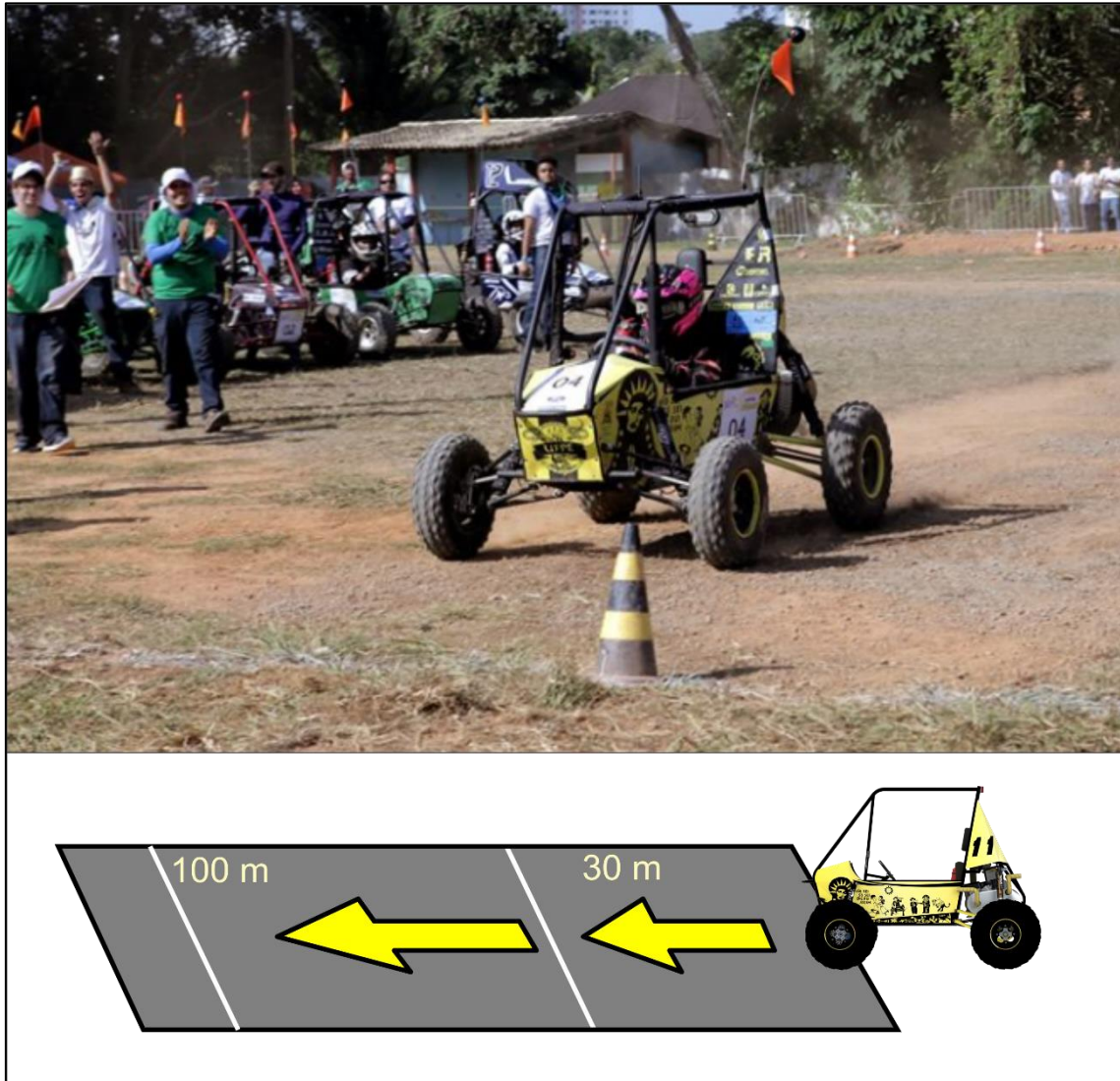


Fonte: Autor

Na competição, a principal prova de avaliação dinâmica do *powertrain* é a prova de Aceleração e Velocidade, em que o veículo é submetido a um teste de

arrancada e a partir disso são mensurados os valores de Tempo em 30 m e Velocidade em 100 m, Figura 15, podendo acontecer em diferentes condições de terreno de acordo com o local da competição, como asfalto e terra batida.

Figura 15 - Ilustração do teste de Aceleração e Velocidade.



Fonte: <<https://www.facebook.com/BajaNordeste/photos/a.1033591340181515/1033620083511974/?type=3&theater>> (Adaptado).

3 METODOLOGIA

Uma maneira de determinar a relação de transmissão para um veículo, seria testando diversas configurações e definir a que resultou em um desempenho mais adequado de acordo com às especificações de projeto. Porém, esse método resultaria em custos elevados, além de não garantir que a configuração escolhida seja a de melhor desempenho, dentre infinitas

possibilidades de escolha. Para contornar esse problema na definição da relação de transmissão, foi utilizado o conceito de *Model-Based Design*, em que foi desenvolvido um modelo para simular o desempenho do veículo, podendo ser testadas diversas configurações de relações de transmissão, ou até outros parâmetros, virtualmente.

3.1 Aquisição de Dados

De forma a obter resultados mais correlatos com a realidade, alguns dados de entrada necessários para o modelo foram obtidos experimentalmente.

3.1.1 Dados do Motor

Para a obtenção da curva de torque do motor, foi utilizado um dinamômetro inercial, desenvolvido pela Equipe Manguê Baja, Figura 16. Este dinamômetro faz uso de uma massa cilíndrica, de momento de inércia conhecido, que é acelerada a partir do torque proveniente do motor.

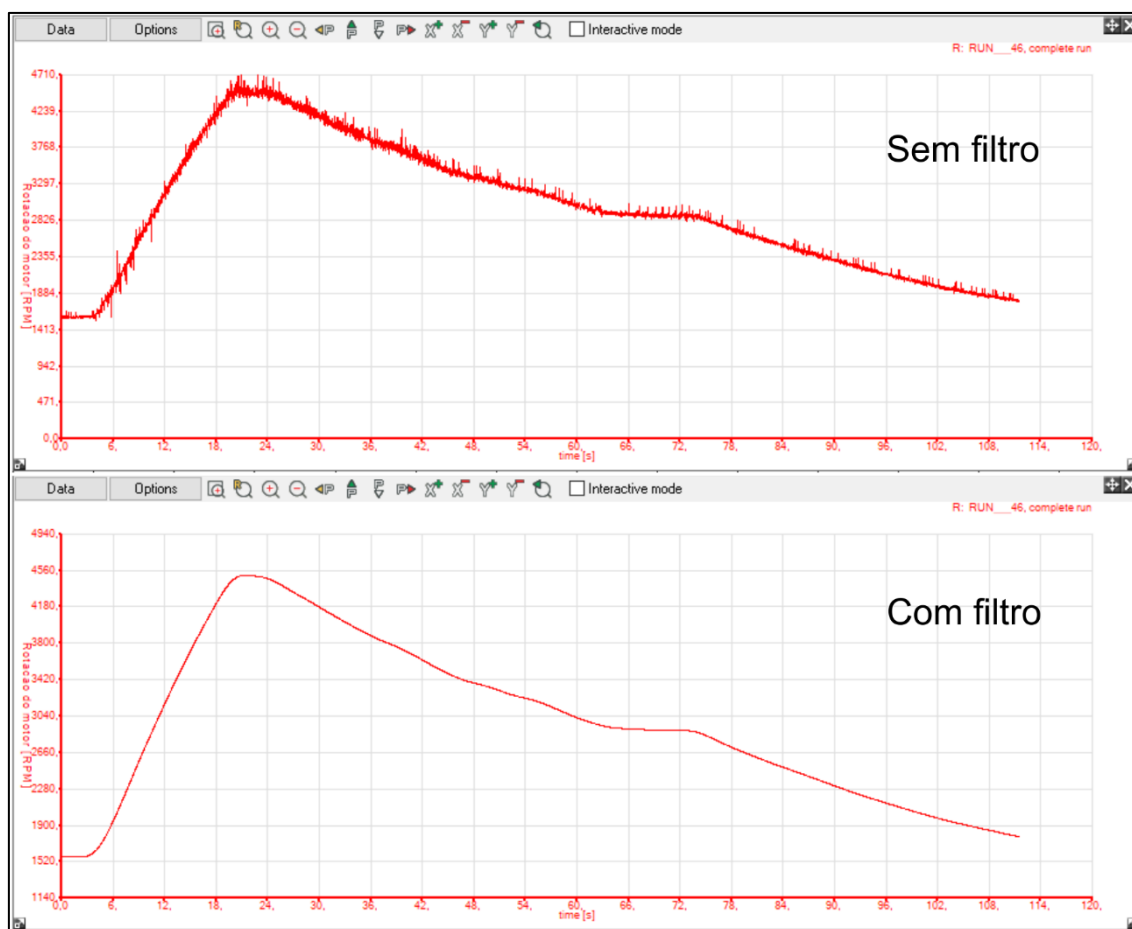
Figura 16 - Dinamômetro inercial da Equipe Manguê Baja.



Fonte: Autor

Com o motor acoplado ao volante de inércia, o motor foi acelerado até sua rotação máxima, com um *encoder* conectado ao eixo de giro, de forma a mensurar a rotação do conjunto ao longo do tempo, Figura 17. O dado da rotação do motor foi adquirido através do *datalogger Race Technology DL1 CLUB*. Em seguida, foi utilizado um filtro passa-baixa de forma a atenuar ruídos provenientes do teste.

Figura 17 - Rotação do motor ao longo do tempo.



Fonte: Autor

A partir disso, foi calculada a aceleração angular do motor derivando-se o sinal de rotação do motor relação ao tempo, possibilitando a obtenção da curva de torque do motor, Figura 18, através da Equação (21). Para isso, foram considerados apenas dados de rotação durante a aceleração até a rotação máxima, sendo omitidos os valores de rotação após os 22 s de teste, referentes à desaceleração após soltar o acelerador do motor.

$$T_{motor} = I_{volante} \alpha_{motor} \quad (21)$$

Onde: T_{motor} = torque do motor;

$I_{volante}$ = momento de inércia do volante de inércia;

α_{motor} = aceleração angular do motor.

Figura 18 - Curva de torque do motor.



Fonte: Autor

3.1.2 Dados da CVT

De forma a aquistar a relação de transmissão da CVT, a bancada de testes do dinamômetro inercial foi modificada, de forma a acoplar a CVT, Figura 19.

Figura 19 - Bancada de testes da CVT.



Fonte: Autor

A partir disso, foram acoplados *encoders* aos eixos da CVT, um na polia motora e outro na polia movida. A partir disso, foram mensuradas as rotações de cada eixo, e obtida a relação de transmissão através da Equação (22), Figura 20.

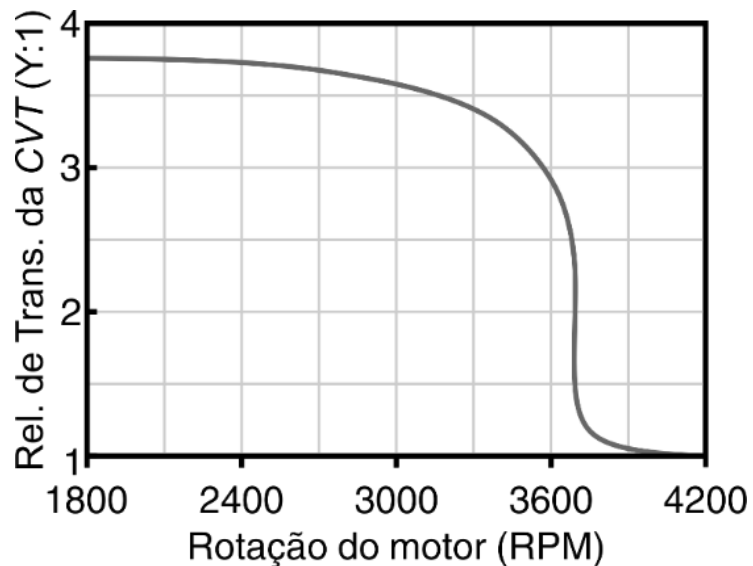
$$Z_{CVT} = \frac{\omega_{motora}}{\omega_{movida}} \quad (22)$$

Onde: Z_{CVT} = relação de transmissão da CVT;

ω_{motora} = velocidade angular da polia motora;

ω_{movida} = velocidade angular da polia movida.

Figura 20 - Curva de relação de transmissão da CVT.



Fonte: Autor

3.1.3 Forças resistivas

Com o intuito de estimar as forças resistivas atuantes em um veículo baja em um percurso em linha reta, foi realizado um teste de *coastdown* com base na norma SAE J1263. Para isso, foi utilizado um veículo baja, tracionado por uma corda através de outro veículo, que foi desacoplada após o veículo baja atingir 60 km/h, Figura 21. Dessa forma, foram aqusitados os dados de velocidade e desaceleração do baja após o desacoplamento da corda até sua parada.

Figura 21 - Teste de *coastdown*.



Fonte: Equipe Manguê Baja.

O dado de desaceleração foi mensurado através do acelerômetro interno do *datalogger Race Technology DL1 CLUB*, Figura 22, e a velocidade por um *GPS*, Figura 23.

Figura 22 - *Datalogger Race Technology DL1 CLUB*.



Fonte: <<https://www.race-technology.com/gb/racing/products/data-loggers/dl1-club>>

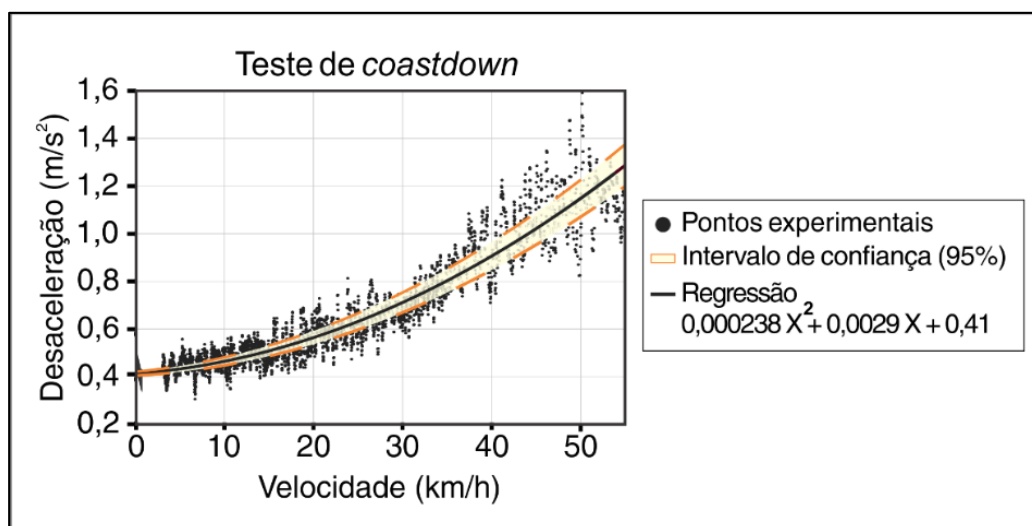
Figura 23 - *GPS* utilizado para mensurar a velocidade.



Fonte: Autor

A partir disso, foi possível obter a curva de desaceleração em função da velocidade através de uma regressão polinomial, Figura 24, obtendo assim os coeficientes de que pode ser utilizada para estimar as forças resistivas de modelos de baja similares através do produto dessa desaceleração pela massa do veículo.

Figura 24 - Desaceleração em função da velocidade.



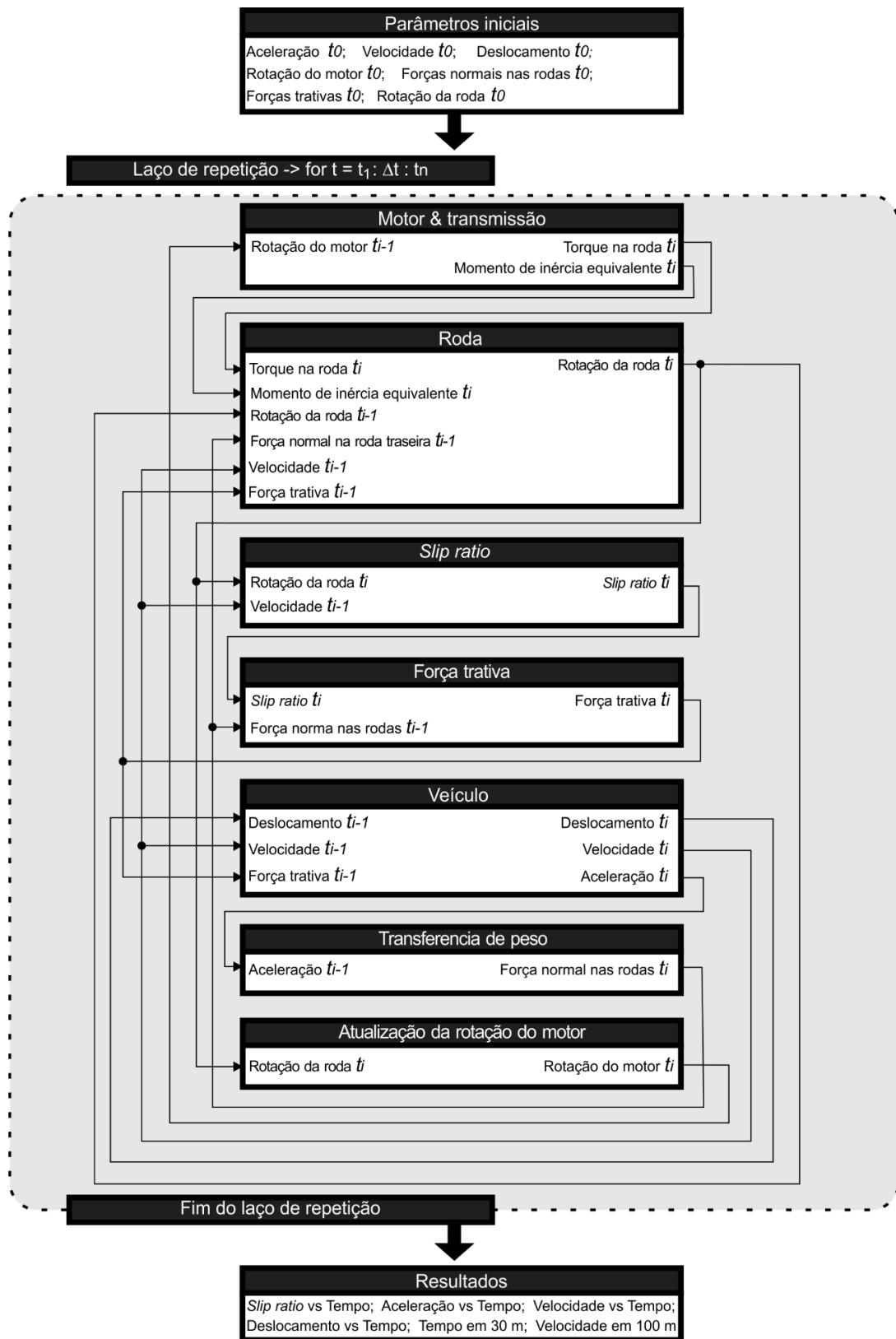
Fonte: Equipe Manguê Baja.

3.2 Modelagem da Dinâmica Longitudinal

3.2.1 Modelo desenvolvido

Após adquiridos os dados de testes em bancadas e em campo, foi desenvolvido o modelo para simular a dinâmica longitudinal do veículo. Para isso, foi desenvolvida uma rotina computacional, Anexo 1, através do *software* MATLAB, de forma a automatizar os cálculos necessários. A rotina é executada através de blocos de código, em que suas variáveis vão sendo recalculadas dentro de um laço de repetição, ocorrendo pequenas variações no tempo a cada iteração, Figura 25.

Figura 25 - Arquitetura da rotina computacional para a solução do modelo.



Fonte: Autor

A rotina tem como *inputs* os dados aquistados em bancada e em campo, além de parâmetros do veículo como massa, relação de transmissão da relação fixa, diâmetro do pneu, entre outros, que são utilizados para os cálculos durante a execução do código. A partir disso, é possível obter como *outputs* diversos parâmetros cinemáticos do veículo ao longo do tempo, como aceleração, velocidade, distância percorrida, até outros mais específicos, que são importantes para estimar o desempenho do veículo na Competição Baja SAE como o tempo para percorrer 30 m e velocidade em 100 m.

3.2.1.1 Parâmetros iniciais

No bloco de código *Parâmetros iniciais*, Figura 26, as variáveis que serão calculadas são inicializadas com seus valores iniciais no tempo inicial, t_0 . Esses dados são utilizados pelos próximos blocos de código na primeira iteração do laço de repetição.

Figura 26 - Bloco *Parâmetros iniciais*.

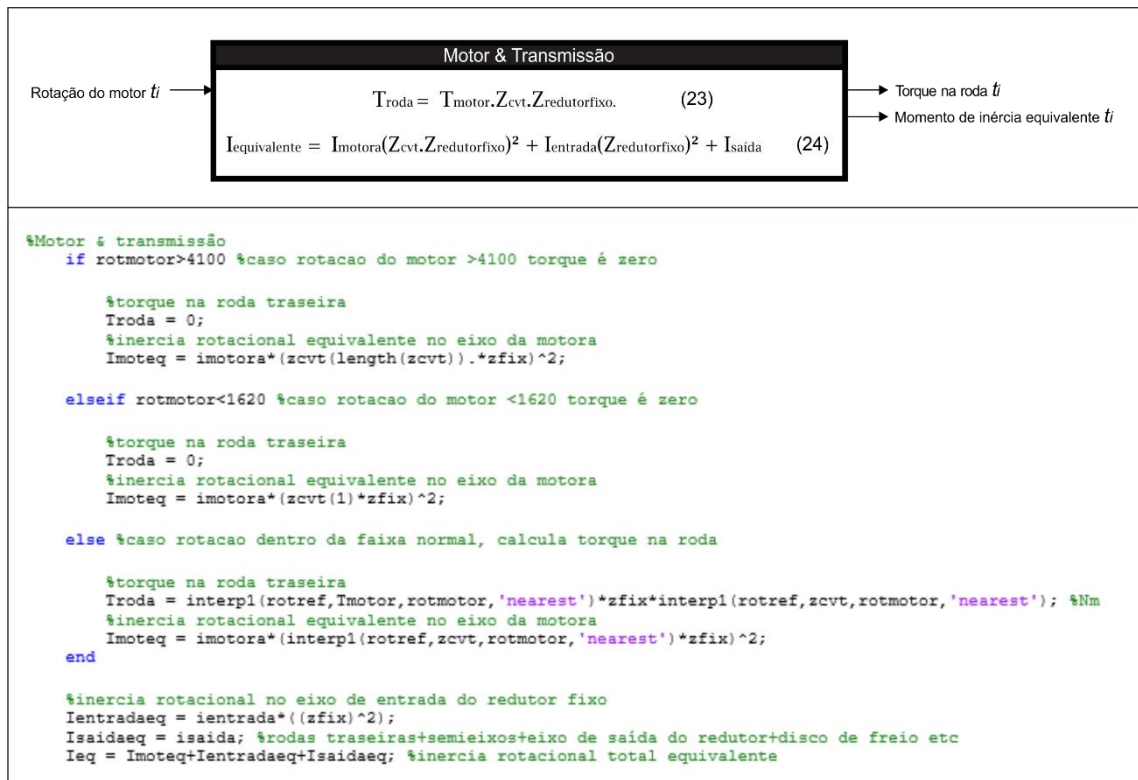
Parâmetros iniciais	
Aceleração t_0 ; Velocidade t_0 ; Deslocamento t_0 ; Rotação do motor t_0 ; Forças normais t_0 ; Força trativas t_0 ; Rotação da roda traseira t_0 ;	
<pre> %parametros iniciais do veiculo aveiculo = 0; %aceleracao do veiculo (inicial) vveiculoini = 0; %velocidade inicial do veiculo sveiculoini = 0; %espaço inicial rotmotor = 2200; %rotacao do motor (RPM) %forças normais nas rodas Dianteira e Traseira FzD = (-m*aveiculo*h-m*9.81*h*sin(teta)+m*9.81*lt*cos(teta))/(lt+ld); FzT = (m*aveiculo*h+m*9.81*h*sin(teta)+m*9.81*ld*cos(teta))/(lt+ld); %força trativa inicial Fx = 0; %rotacao inicial da roda traseira rotrodaini = (rotmotor/(zfix*interpl(rotref,zcvt,rotmotor,'nearest')))*(2*pi)/60;%rad/s </pre>	

Fonte: Autor

Motor & Transmissão

No bloco de código *Motor & Transmissão*, Figura 27, a partir da rotação atual do motor, são obtidos os valores de torque do motor e relação de transmissão da CVT que estão relacionados a esta rotação. Esses dados são utilizados para calcular qual o torque gerado pelo motor nas rodas a partir da Equação (23). Além disso, também é calculada a inércia equivalente do sistema de transmissão em relação ao eixo das rodas através da Equação (24).

Figura 27 - Bloco *Motor & Transmissão*.



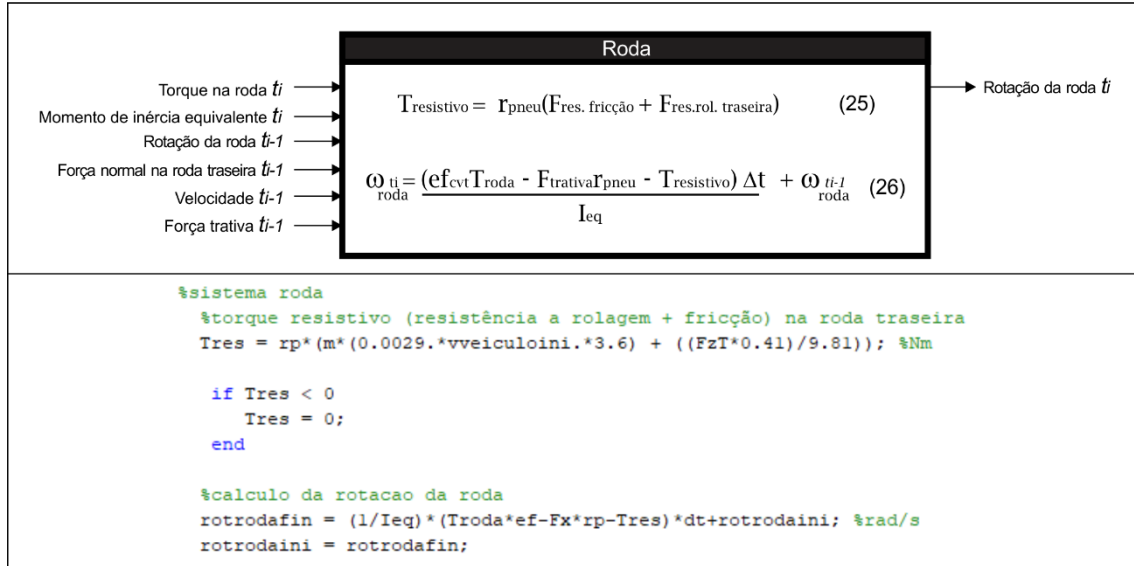
Fonte: Autor

3.2.1.2 Roda

O bloco *Roda*, Figura 28, tem por finalidade atualizar a rotação da roda após a aplicação do torque do motor pelo durante um pequeno intervalo de tempo Δt . Ou seja, dada uma rotação da roda inicial, da iteração anterior, ω_{i-1} , calcular a rotação da roda da iteração atual, ω_i , após aplicado um torque T_i durante o tempo Δt . Para isso, primeiro é calculado através da Equação (25) o torque resistivo na roda, gerado pelas perdas na transmissão e resistência à rolagem. Em seguida, é atualizada a rotação da roda através da Equação (26).

Devido durante o teste de *coastdown* a correia da CVT ter sido desacoplada, a ineficiência da CVT não está contabilizada em T_{res} , sendo realizada sua contabilização pela variável *ef*, que faz o papel de estimar uma perda de uma parcela do torque advindo do motor devido à ineficiência da CVT.

Figura 28 - Bloco Roda

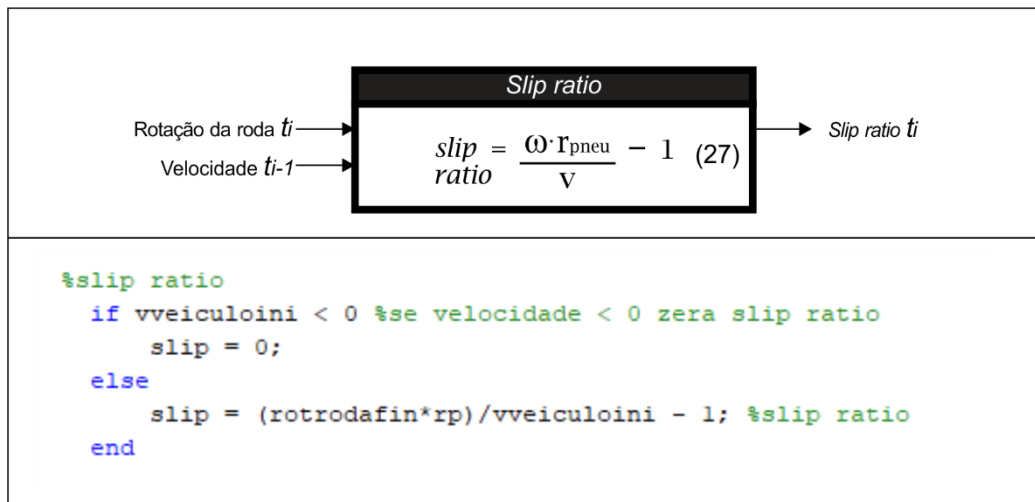


Fonte: Autor.

3.2.1.3 Slip ratio

O bloco *Slip ratio*, Figura 29, tem a finalidade de calcular o valor do *slip ratio* na iteração atual da rotina. Para isso, é utilizada a Equação (27), calculada a partir da velocidade do veículo e a rotação da roda traseira.

Figura 29 - Bloco *slip ratio*.



Fonte: Autor.

3.2.1.4 Força trativa

A partir do *slip ratio*, é utilizado o bloco *Força trativa*, Figura 30, para o cálculo da força trativa gerada pelo pneu. Esse cálculo é realizado através da Equação (28), em que a relação entre o coeficiente de aderência, μ , e o *slip ratio* é dada pela função calculada a partir da fórmula mágica de Pacejka, Equação (29). Nesse sentido, foi utilizada a rotina computacional do Anexo 2 (CABRERA et al., 2018), para a construção dessa função, possibilitando a simulação do veículo em diferentes terrenos, de acordo com a necessidade.

Figura 30 - Bloco *Força trativa*.

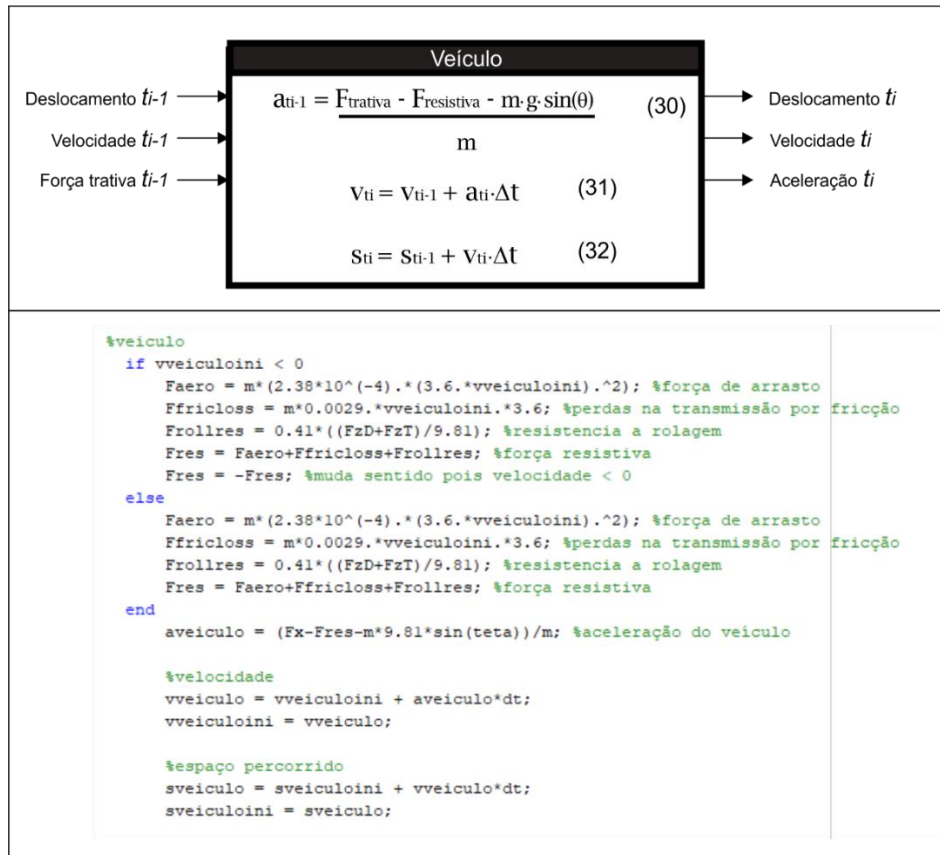


Fonte: Autor

3.2.1.5 Veículo

No bloco *Veículo*, Figura 31, é calculada a força resistiva atuante no veículo através dos parâmetros obtidos no teste de *coastdown*. A partir disso, é computada a aceleração do veículo, Equação (30), para cada instante de tempo, ou seja, para cada iteração. Dessa forma, é possível obter por integração numérica os dados de velocidade e deslocamento do veículo ao longo do tempo, Equações (31) e (32). Esses dados são posteriormente utilizados para obter tanto as curvas cinemáticas do veículo quanto os dados de Tempo em 30 m e Velocidade em 100 m, necessários para análise e estimativa do desempenho do veículo em Competições Baja SAE.

Figura 31 - Bloco *Veículo*.

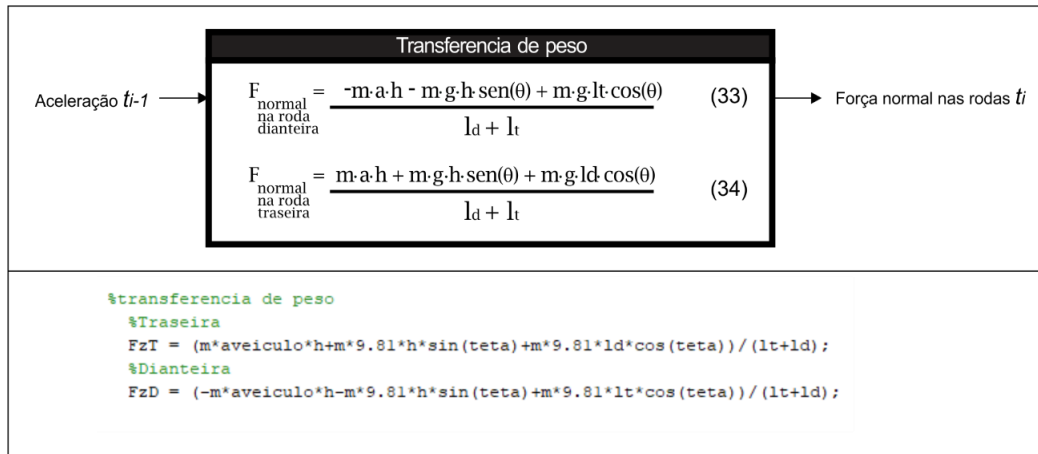


Fonte: Autor.

3.2.1.6 Transferência longitudinal de peso

No bloco *Transferência de peso*, Figura 32, são utilizadas as Equações (33) e (34) para atualizar os valores de força normal nas rodas dianteira e traseira, a partir da transferência longitudinal de peso.

Figura 32 - Bloco *Transferência de peso*.

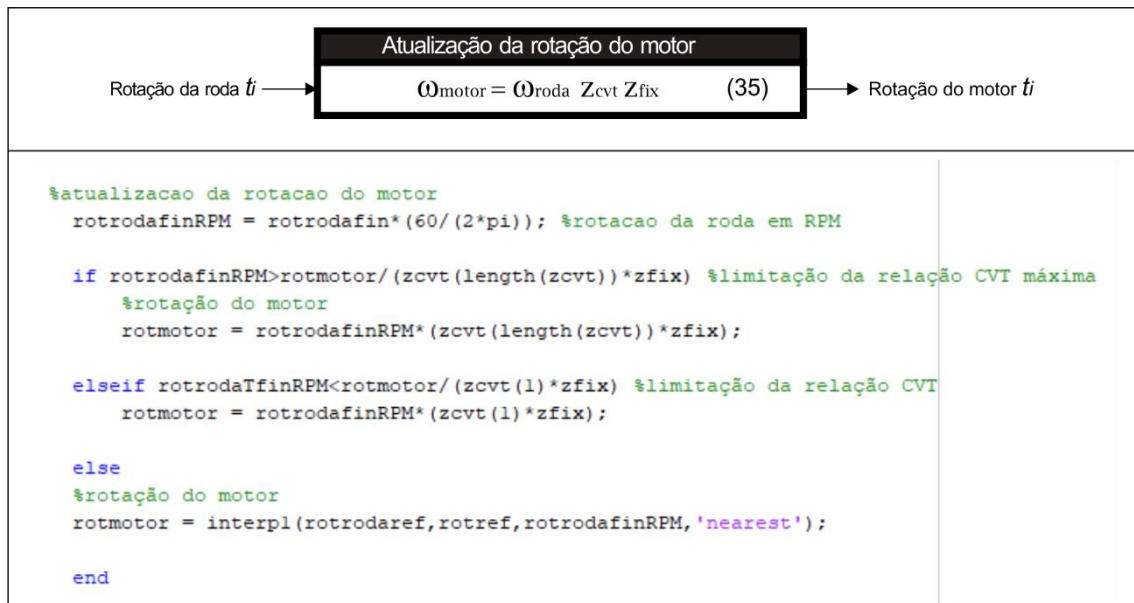


Fonte: Autor.

3.2.1.7 Atualização da rotação do motor

Nesse bloco, Figura 33, é realizada a atualização do valor de rotação do motor, que servirá de *input* na próxima iteração do laço de repetição. Para isso, é utilizada a rotação atual da roda multiplicada pelos valores de relação de transmissão do redutor fixo e da CVT, de forma a calcular a rotação do motor, Equação (35).

Figura 33 - Bloco Atualização da rotação do motor.



Fonte: Autor.

3.2.1.8 Armazenamento dos dados

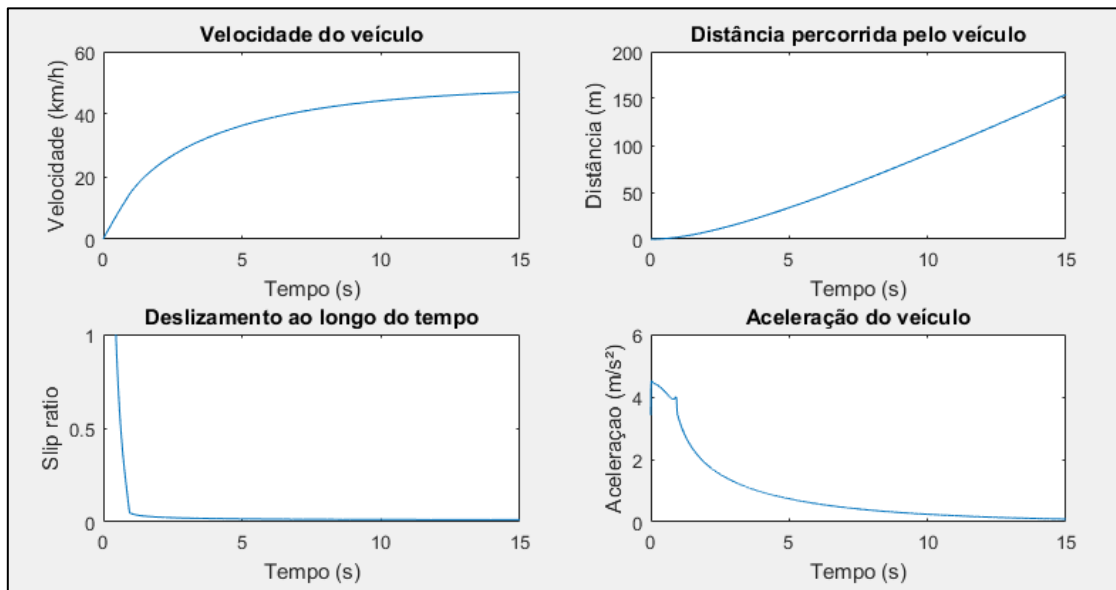
Por fim, ao final de cada iteração, os dados calculados são salvos em *arrays*, utilizados para a obtenção das curvas desses dados ao longo do tempo, Figura 34 e 35.

Figura 34 - Armazenamento dos dados.

```
%armazenar dados para plot
vveiculoplot(t,:) = vveiculo;
sveiculoplot(t,:) = sveiculo;
aveiculoplot(t,:) = aveiculo;
rotmotorplot(t,:) = rotmotor;
slipplot(t,:) = slip;
```

Fonte: Autor.

Figura 35 - Curvas obtidas.



Fonte: Autor.

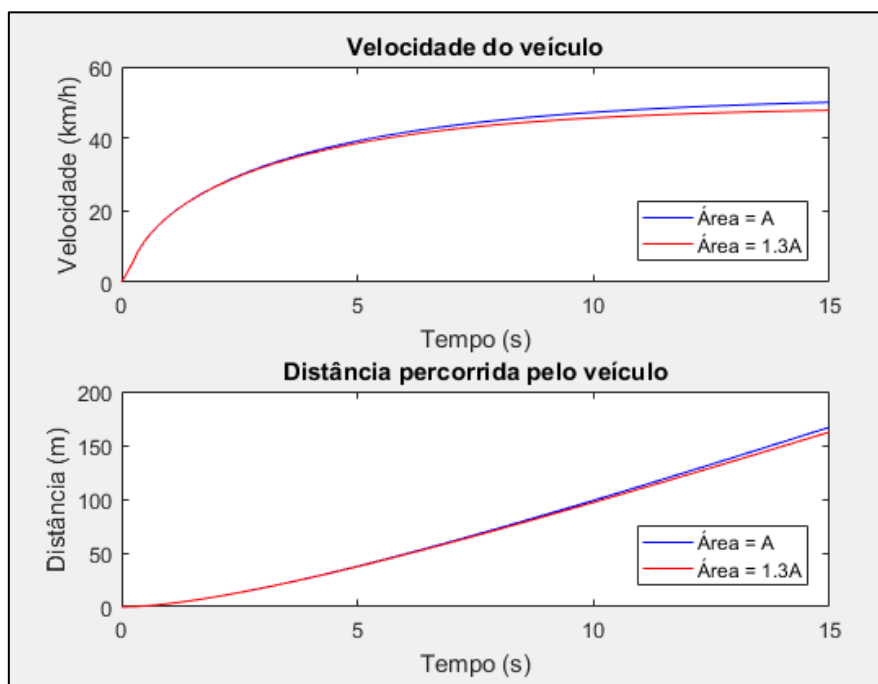
3.2.2 Simulação

A partir da rotina desenvolvida, é possível realizar diversas simulações variando alguns parâmetros do veículo, de forma a analisar sua influência para decisões de projeto.

3.2.2.1 Comparativo de área frontal

Um dos exemplos de comparação é o aumento da área frontal do veículo, que, como esperado, resultou em uma maior interferência nas velocidades mais altas do veículo, devido à força de arrasto aumentar com o quadrado da velocidade do veículo (KATZ, 1995), Figura 36.

Figura 36 - Comparativo de diferentes áreas frontais.

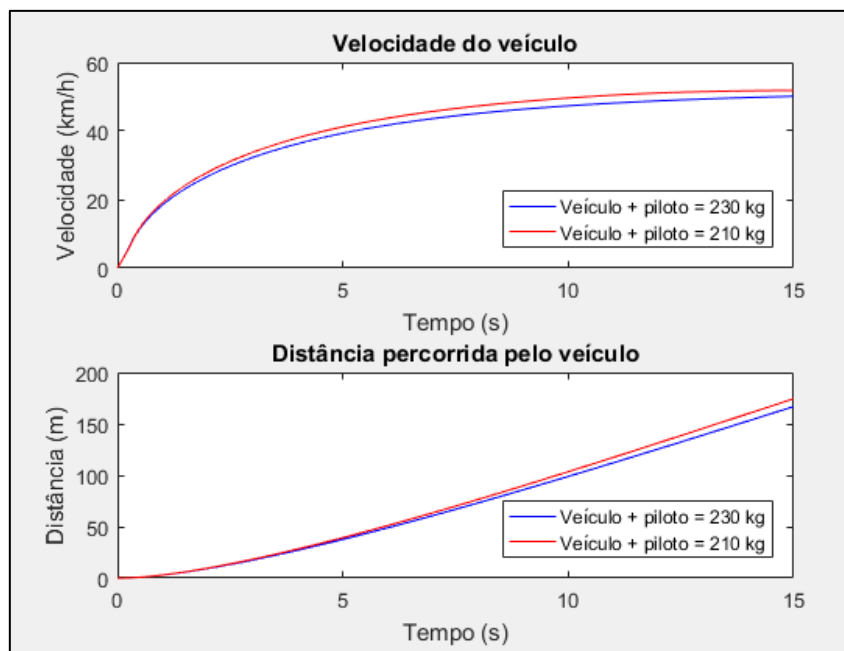


Fonte: Autor.

3.2.2.2 Comparativo de massa

Outro teste também foi a modificação da massa do veículo, que teve uma influência mais presente ao longo de toda a curva de velocidade, Figura 37.

Figura 37 - Comparativo de diferentes massas do veículo.

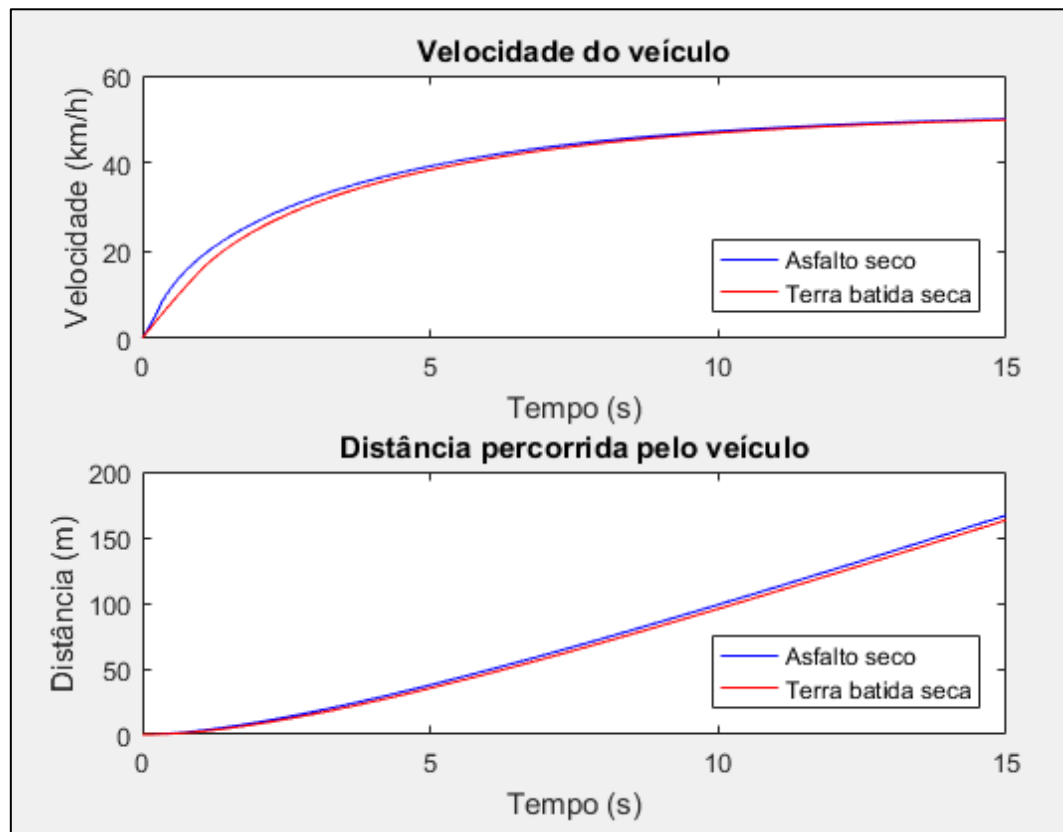


Fonte: Autor.

3.2.2.3 Comparativo de terrenos

Também foi possível simular o desempenho do veículo em diferentes terrenos, Figura 38, a partir da mudança da função do coeficiente de adesão em relação ao *slip ratio*, de acordo com os dados obtidos para diferentes terrenos por Cabrera et al. (2018).

Figura 38 - Comparativo de diferentes terrenos.

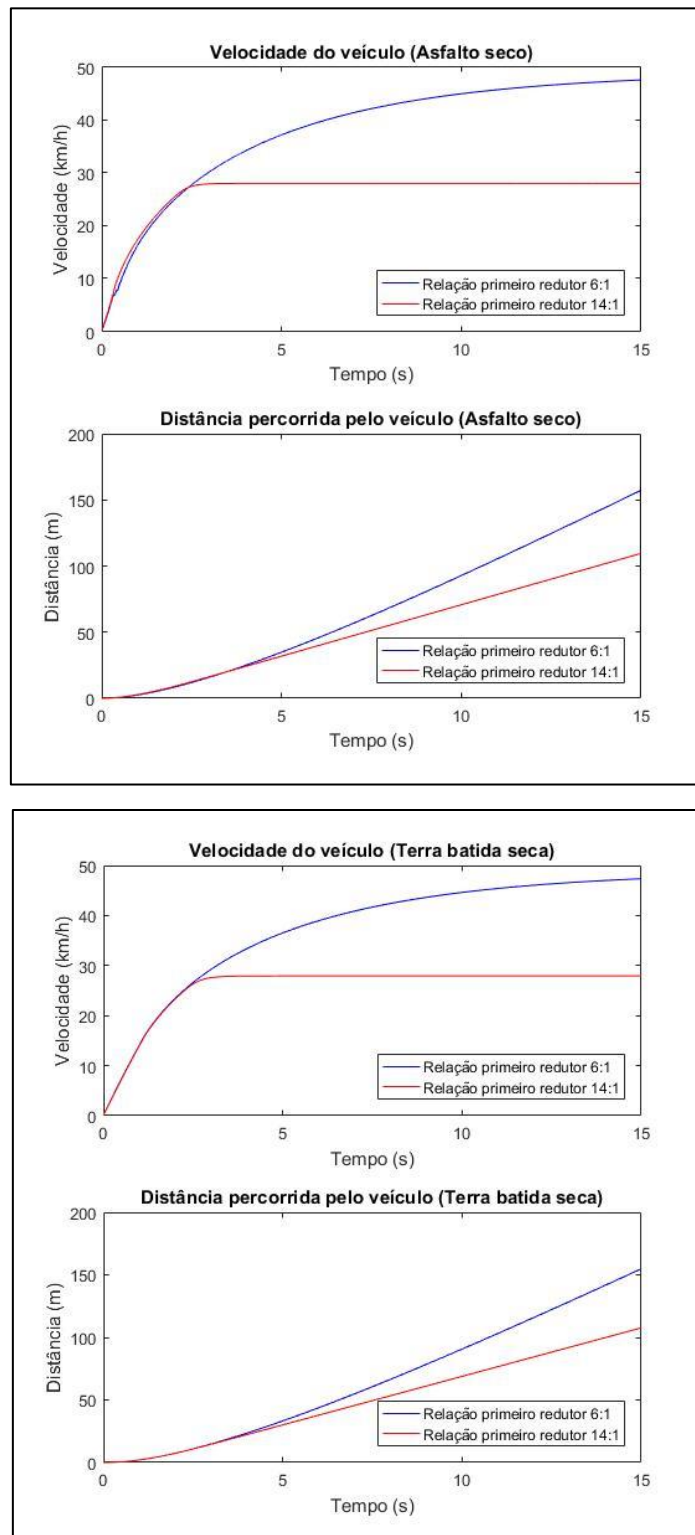


Fonte: Autor.

3.2.2.4 Relação de transmissão

Para o presente trabalho, o principal fator a ser analisado a partir do modelo desenvolvido foi a relação de transmissão do veículo. Dessa forma, foi possível analisar a influência da modificação da relação de transmissão do redutor fixo nas curvas cinemáticas do veículo, Figura 39.

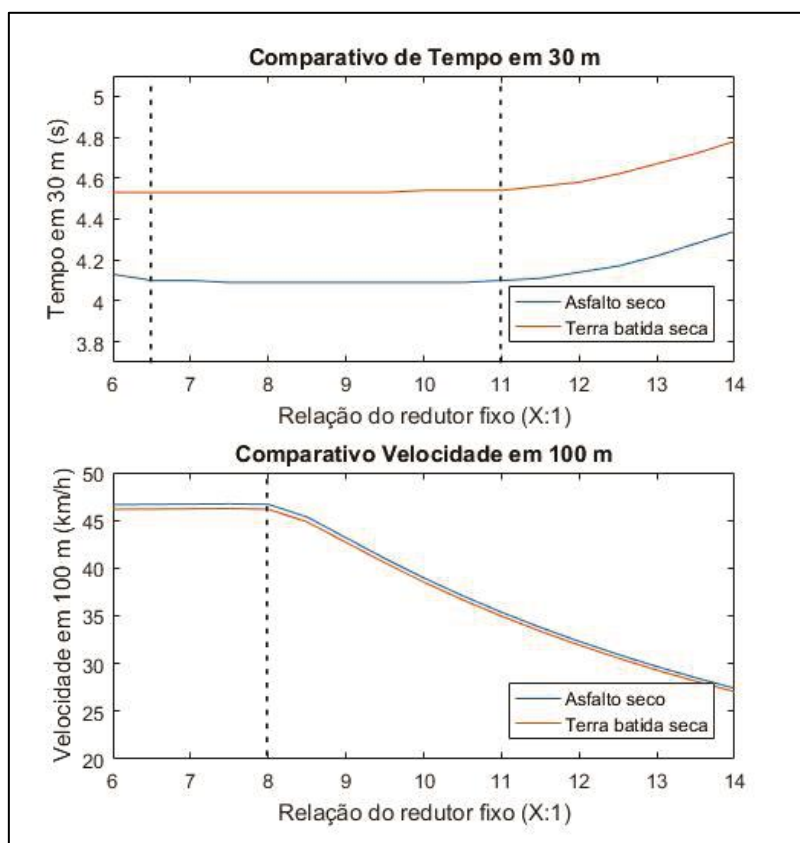
Figura 39 – Comparativos das relações de transmissão.



Fonte: Autor.

Em seguida, devido aos principais parâmetros de análise serem o Tempo em 30 m e a Velocidade em 100 m, pois influenciam diretamente na pontuação em provas das Competições Baja SAE, foram calculados os comportamentos desses parâmetros com a variação da relação de transmissão para os terrenos de asfalto e terra batida, Figura 40.

Figura 40 - Comportamento para diversas relações do redutor fixo.



Fonte: Autor.

Como é possível observar, a relação entre os valores de 6.5:1 e 11:1 proporciona o menor Tempo em 30 m, se mantendo constante durante essa faixa de valores. No entanto, é possível notar uma diminuição da Velocidade em 100 m a partir da relação de 8:1. A partir dessas análises, foi possível concluir que a relação de transmissão deveria estar dentro da faixa entre 7.5:1 e 8:1, de forma a obter os melhores resultados teóricos de Tempo em 30 m e Velocidade em 100 m. Nesse sentido, foi objetivado então o maior valor dentro dessa faixa, que além de resultar nos melhores valores teóricos dos parâmetros avaliados, resultaria em uma maior capacidade trativa, aprimorando a superação de obstáculos do veículo, outro fator importante durante as Competições Baja SAE.

Dessa forma, foi definida a relação de transmissão em 7.91 para o redutor fixo, em que também foi considerado outros fatores como geometria, fabricação e massa dos pares de engrenagem projetados.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Após definida a relação de transmissão do redutor fixo, o veículo baja com os parâmetros da Figura 41 foi submetido a testes de aceleração, de forma a validar os dados obtidos.

Figura 41 - Dados do veículo.

Massa (veículo + piloto)	230 kg	Altura do CG	0,52 m
Relação de transmissão do redutor fixo	7,91:1	Distância do CG ao eixo dianteiro	0,80 m
Raio do pneu	0,29 m	Distância do CG ao eixo traseiro	0,58 m

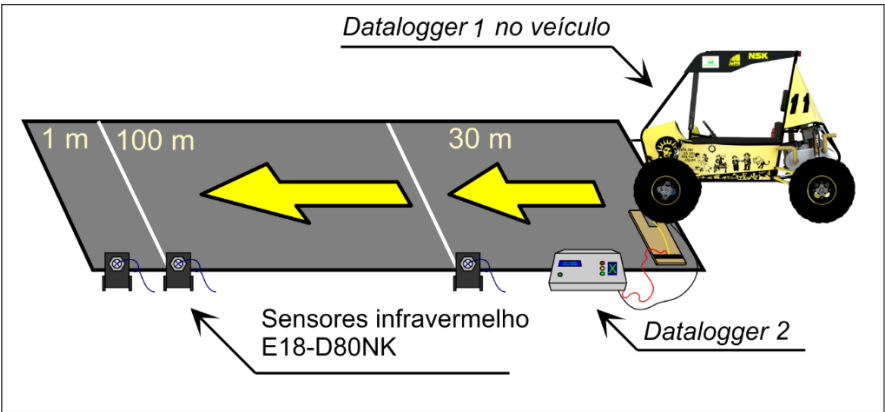
Fonte: Autor.

4.1 Validação em asfalto

4.1.1 Curvas cinemáticas

Para o teste, foi realizado o teste ilustrado na Figura 42, simulando a prova de *Velocidade & Aceleração* realizado em Competições Baja SAE. Dessa forma, foi possível obter o dado de velocidade do veículo ao longo do tempo a partir de um sensor infravermelho acoplado à roda dianteira do veículo, armazenado pelo *datalogger* 1, obtendo-se também o deslocamento ao longo do tempo por integração da velocidade. Além disso, para mensurar os valores de Tempo em 30 m e Velocidade em 100 m com maior precisão, foram posicionados sensores infravermelhos ao longo da pista, utilizando-se o *datalogger* 2 para armazenar os dados, Figura 42.

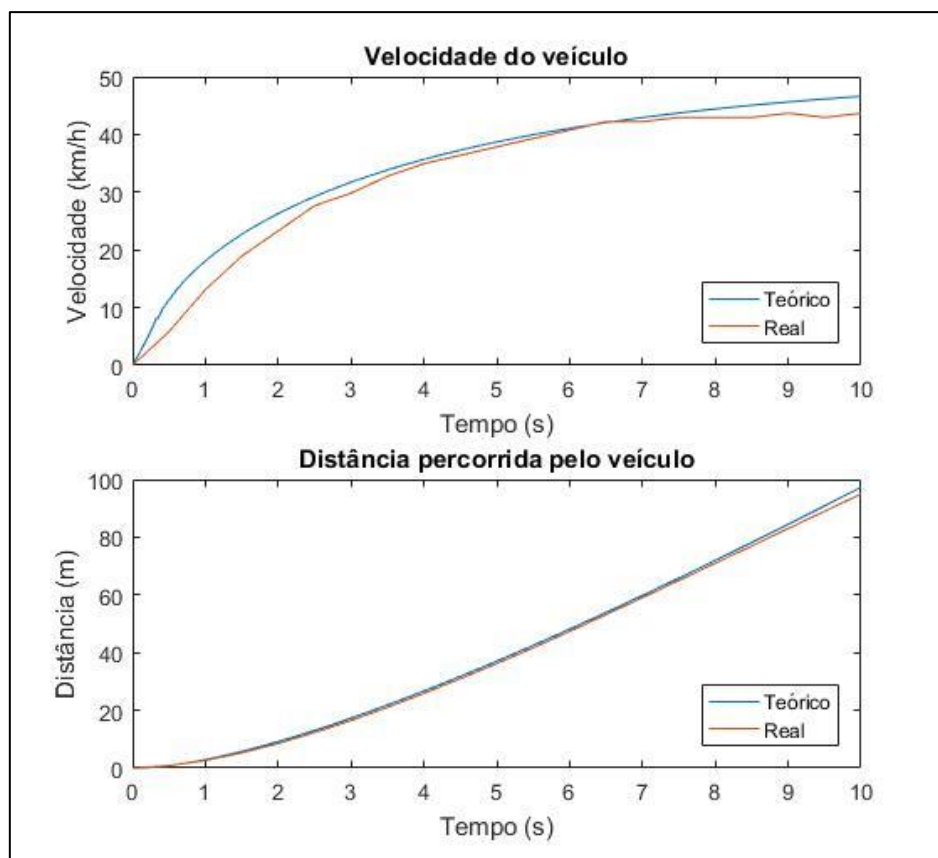
Figura 42 - Ilustração do teste.



Fonte: Autor

A partir dos resultados obtidos, foi possível comparar os dados da rotina com os dados obtidos em campo, Figura 43.

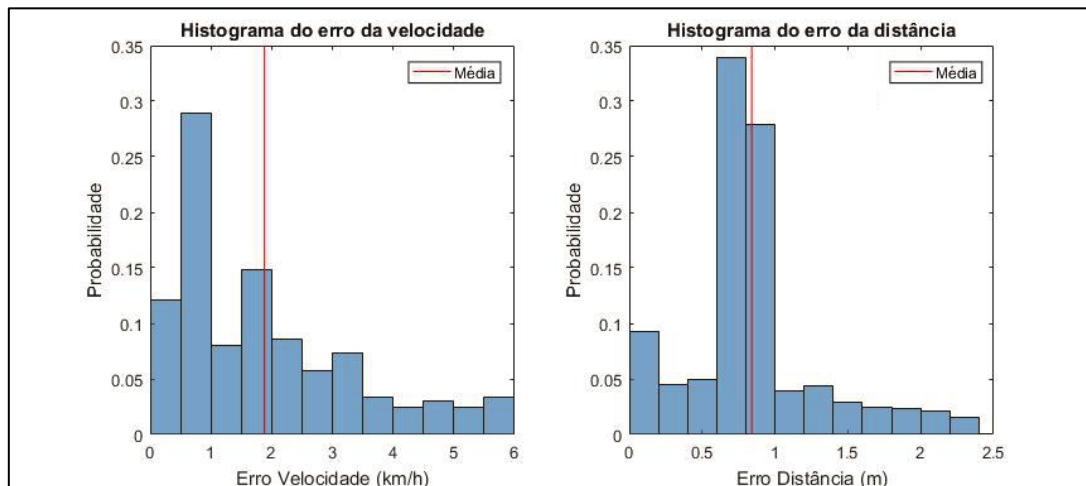
Figura 43 - Comparativo dos dados teóricos e medidos em campo.



Fonte: Autor.

A diferença resultante entre os dados pode ser proporcionada por diversos fatores. Um deles é que no modelo desenvolvido, não é considerado o deslizamento da *CVT* antes da fase de engate, que ocorre durante a fase de início do movimento do veículo. Outro fato importante é que as curvas do pneu utilizadas são de outro modelo de pneu, que foram utilizados a partir dos dados do experimento de Cabrera et al. (2018), devido à dificuldade de replicar o teste para a obtenção desse dado. Além desses fatos mais relevantes, temos também outros fatores que influenciam, como diferentes condições de temperatura e pressão, que interferem no desempenho do motor, entre outros. Apesar disso, o dado obtido resultou em um erro absoluto médio de 1,88 km/h e 0,84 m entre as curvas obtidas, Figura 44, indicando precisão no modelo desenvolvido.

Figura 44 - Histograma de erros.



Fonte: Autor.

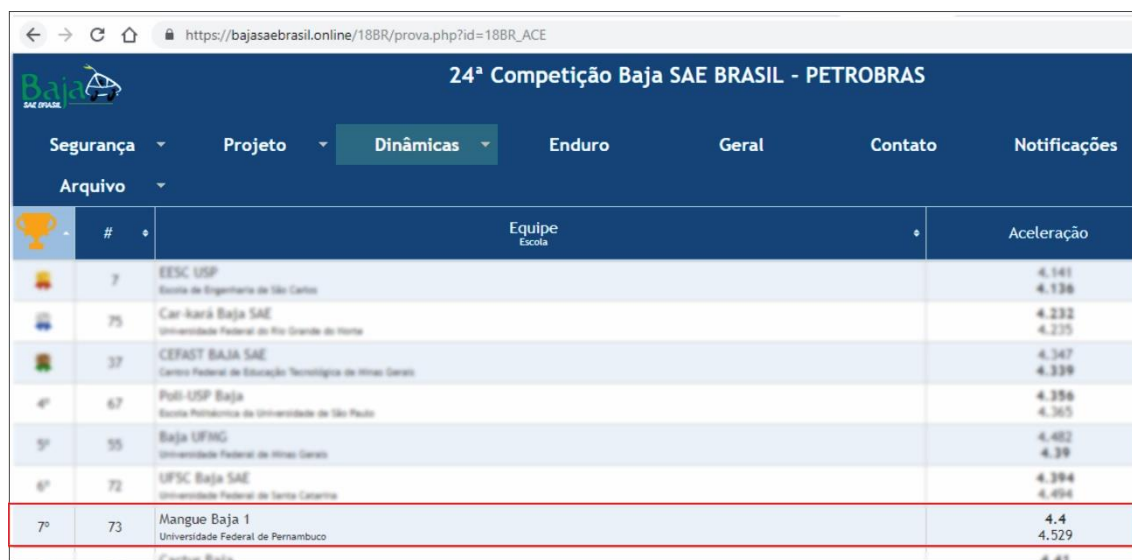
4.1.2 Tempo em 30 m e Velocidade em 100 m

Em relação aos valores de Tempo em 30 m e Velocidade em 100 m, foram utilizados sensores infravermelhos, como ilustrado na Figura 42, para mensurar de forma mais precisa esses dados. Dessa forma, foi obtido um Tempo em 30 m de 3,97 s e Velocidade em 100 m de 47,59 km/h. Em comparação com os valores teóricos de 4,09 s e 47,01 km/h, obtidos pela rotina computacional, foram obtidos erros relativos de 3,02% para o Tempo em 30 m e 1,22% para a Velocidade em 100 m, indicando também precisão no modelo desenvolvido.

4.2 Validação em terra batida

Devido às limitações de espaço, o teste descrito anteriormente foi executado apenas para o terreno de asfalto. No entanto, na Competição Baja SAE Brasil 2018, foram mensurados pelos juízes os dados de Tempo em 30 m e Velocidade em 100 m durante um teste de *Velocidade & Aceleração* no terreno de terra batida. Dessa forma, foram obtidos os valores de 4,40 s e 47,28 km/h, Figura 44 e 45, que em comparação com os valores teóricos obtidos pela rotina de 4,53 s e 46,63 km/h, resultaram em erros relativos de apenas 2,95% para o Tempo em 30 m e 1,37% para a Velocidade em 100 m.

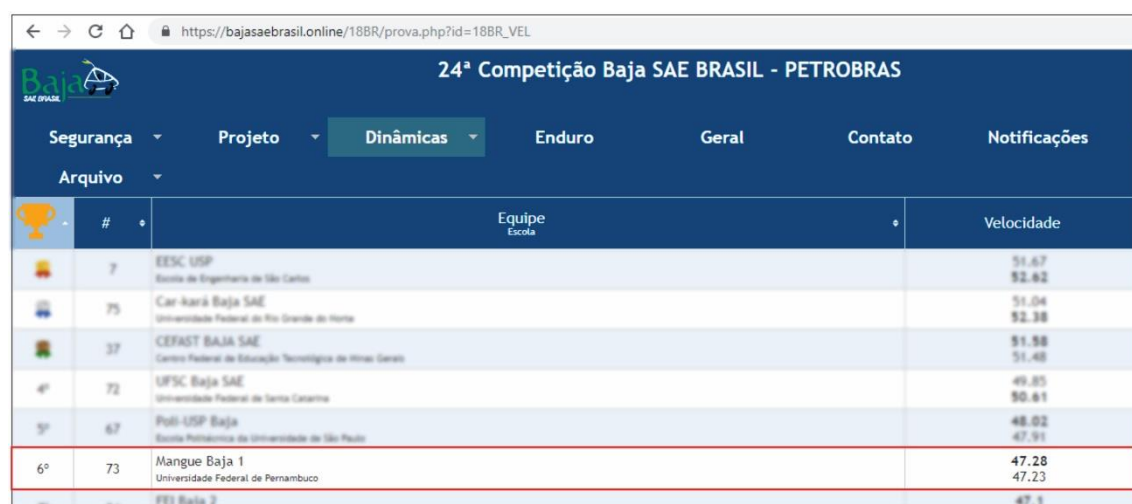
Figura 45 - Tempo em 30 m na 24ª Competição Baja SAE Brasil.



	#	Equipe Escola	Aceleração
1º	7	EESC USP Escola de Engenharia de São Carlos	4.141 4.136
2º	75	Car-karã Baja SAE Universidade Federal do Rio Grande do Norte	4.232 4.235
3º	37	CEFAST BAJA SAE Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais	4.347 4.339
4º	67	Poli-USP Baja Escola Politécnica da Universidade de São Paulo	4.356 4.365
5º	55	Baja UFMG Universidade Federal de Minas Gerais	4.482 4.39
6º	72	UFSC Baja SAE Universidade Federal de Santa Catarina	4.394 4.494
7º	73	Mangue Baja 1 Universidade Federal de Pernambuco	4.4 4.529
8º	27	Carabus Baja	4.43

Fonte: < https://bajasaebrazil.online/18BR/prova.php?id=18BR_ACE > Acesso em 11 de Setembro de 2019.

Figura 46 – Velocidade em 100 m na 24ª Competição Baja SAE Brasil.



	#	Equipe Escola	Velocidade
1º	7	EESC USP Escola de Engenharia de São Carlos	51.67 52.62
2º	75	Car-karã Baja SAE Universidade Federal do Rio Grande do Norte	51.04 52.38
3º	37	CEFAST BAJA SAE Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais	51.58 51.48
4º	72	UFSC Baja SAE Universidade Federal de Santa Catarina	49.85 50.41
5º	67	Poli-USP Baja Escola Politécnica da Universidade de São Paulo	48.02 47.91
6º	73	Mangue Baja 1 Universidade Federal de Pernambuco	47.28 47.23
7º	27	FEI Baja 2	47.1

Fonte: <https://bajasaebrazil.online/18BR/prova.php?id=18BR_VEL> Acesso em 11 de Setembro de 2019.

5 CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

Apesar dos erros relativos entre os dados teóricos e reais devido aos fatores já descritas anteriormente, a precisão dos dados obtidos foi considerada satisfatória pela Equipe Mangue Baja. Nesse sentido, o modelo desenvolvido permitiu avaliar o comportamento do veículo baja para diversos parâmetros ainda na fase projetual, auxiliando na definição da relação de transmissão,

permitindo assim melhores resultados na prova de *Velocidade & Aceleração*, presente nas Competições Baja SAE.

A seguir, são indicados alguns estudos para aprimoramento do modelo desenvolvido, de forma a alcançar resultados mais precisos e possibilidade de análises mais aprofundadas, de forma a auxiliar o desenvolvimento de veículos do tipo Baja SAE.

1. Aquisição dos dados do pneu utilizado: a realização de um teste em campo para obtenção da curva de adesão por *slip ratio* do modelo de pneu utilizado, nos terrenos de interesse. A partir dos dados obtidos, comparar com a curva de pneu utilizada, de forma a avaliar o nível de discrepância entre os dados. Caso resultasse valores bastante divergentes, realizar novamente as simulações, devido à influência da força trativa gerada pelo pneu influenciar diretamente nos resultados.
2. Implementação de outras análises: o aprimoramento do modelo desenvolvido, de forma a analisar situações de frenagem, vibração, curva e superação de obstáculos permitiria a realização de estudos mais aprofundados. Para isso, é necessário utilizar modelos teóricos para os sistemas de freio, suspensão e direção do veículo, permitindo o aprimoramento do projeto do veículo a partir de análises mais complexas, como a obtenção das cargas nos componentes durante a superação de um obstáculo.

6 REFERÊNCIAS

FISCHER, Robert; KÜÇÜKAY, Ferit; JÜRGENS, Gunter; NAJORK, Rolf; POLLAK, Burkhard: **The Automotive Transmission Book**. Springer, 2015.

MASHADI, Behrooz; CROLLA David; **Vehicle Powertrain Systems**. 1. ed. John Wiley & Sons, 2012.

AAEN, Olav: **Clutch Tuning Handbook**. 2007 ed. Aaen Performance, 2007

GILLESPIE, Thomas D.: **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. 1. ed. SAE International, 1992.

MILLIKEN, William F.; MILLIKEN, Douglas L.: **Race Car Vehicle Dynamics**. 1. ed. SAE International, 1995.

FOX, Robert W.; MCDONALD, Alan T.; PRITCHARD, Philip J.: **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 8. ed. LTC Editora, 2014.

WONG, J. Y.: **Theory of Ground Vehicles**. 3. ed. John Wiley & Sons, 2001.

PREDA, Ion; COVACIU, Dinu; CIOLAN, Gheorge: **Coast Down Test – Theoretical and Experimental Approach**. In. International Congress on Automotive and Transport Engineering (CONAT), 2010. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/262726078_Coast_Down_Test_-_Theoretical_and_Experimental_Approach> Acesso em 18 de Agosto de 2019.

CABRERA, Juan A.; CASTILLO, Juan J.; PÉREZ, Javier; VELASCO, Juan M.; GUERRA, Antonio J.; HERNÁNDEZ, Pedro: **A Procedure for Determining Tire-Road Friction Characteristics Using a Modification of the Magic Formula Based on Experimental Results**. MDPI, Sensors, vol. 18, 2018. Disponível em: <<https://www.mdpi.com/1424-8220/18/3/896>> Acesso em 29 de Agosto de 2019.

KATZ, Joseph: **Race Car Aerodynamics: Designing for Speed**. 1. ed. Robert Bentley, Inc., 1995.

ANEXO 1 – Rotina de simulação da dinâmica longitudinal do veículo

%Rotina para simulacao da dinâmica longitudinal do veículo.

%Autor: Lucas de Lima Nogueira

%parametros constantes do veiculo e ambiente

m = 230;%massa do veiculo + piloto

zfix = 7.91; %relacao de transmissão do redutor fixo

rp = 0.2921; %raio do pneu

ef = 0.865; %eficiencia da cvt nao contabilizada pelo coastdown

h = 0.525; %altura do CG em relacao ao solo

lt= 0.583; %distancia do CG ao eixo traseiro

ld = 0.806; %distancia do CG ao eixo dianteiro

tetagraus = 0;%angulo da rampa (graus)

teta = tetagraus*(pi/180);

isaida = 1.9353; %inerencia rotacional saida do redutor fixo

% 4 rodas/discos de freio/semieixos/

isaida = isaida/2; %dividindo pois o total é referente às 4 rodas

imotora = 0.0025; %inerencia rotacional polia motora

ientrada = 0.0055; %inerencia rotacional polia movida/entrada do redutor fixo

%configuracoes da rotina

rotrefparainter = [1620:3.375:4100];

rotref = [1620:0.2:4100]; %vetor de referencia das possiveis rotacoes

t1 = 0; %tempo inicial

tn = 15; %tempo final

dt = 0.01; %incremento de tempo

tempo = t1:dt:tn; %vetor tempo

%relacao de transmissão da CVT

zcvtparainter = cvt';

zcvtparainter2 = interp1(rotrefparainter,zcvtparainter,rotref,'spline');

rotrodaref = rotref./(zcvtparainter2.*zfix);

%inicializacao de matrizes dos plots

vveiculoplot = zeros(length(tempo),1);

sveiculoplot = zeros(length(tempo),1);

aveiculoplot = zeros(length(tempo),1);

rotmotorplot = zeros(length(tempo),1);

rotrodaplot = zeros(length(tempo),1);

slipplot = zeros(length(tempo),1);

Tmotor = interp1(rotrefparainter,Torque,rotref,'spline'); %torque do motor

%parametros iniciais do veiculo

aveiculo = 0; %aceleracao do veiculo (inicial)

vveiculoini = 0; %velocidade inicial do veiculo

sveiculoini = 0; %espaço inicial

rotmotor = 2200; %rotacao do motor (RPM)

%forças normais nas rodas Dianteira e Traseira

```

FzD = (-m*aveiculo*h-m*9.81*h*sin(teta)+m*9.81*lt*cos(teta))/(lt+ld);
FzT = (m*aveiculo*h+m*9.81*h*sin(teta)+m*9.81*ld*cos(teta))/(lt+ld);

%força trativa inicial
Fx = 0;

%rotacao inicial da roda traseira
rotrodaini =
(rotmotor/(zfix*interp1(rotref,zcvt,rotmotor,'nearest')))*((2*pi)/60);
%rad/s

%inicio do laço de repetição
for t = 1:length(tempo)

    %Motor & transmissão
    if rotmotor>4100 %caso rotacao do motor >4100 torque é zero

        %torque na roda traseira
        Troda = 0;
        %ineracia rotacional equivalente no eixo da motora
        Imoteq = imotora*(zcvt(length(zcvt)).*zfix)^2;

    elseif rotmotor<1620 %caso rotacao do motor <1620 torque é zero

        %torque na roda traseira
        Troda = 0;
        %ineracia rotacional equivalente no eixo da motora
        Imoteq = imotora*(zcvt(1)*zfix)^2;

    else %caso rotacao dentro da faixa normal, calcula torque na roda

        %torque na roda traseira
        Troda =
interp1(rotref,Tmotor,rotmotor,'nearest')*zfix*interp1(rotref,zcvt,rot
motor,'nearest'); %Nm
        %ineracia rotacional equivalente no eixo da motora
        Imoteq =
imotora*(interp1(rotref,zcvt,rotmotor,'nearest')*zfix)^2;
    end

    %ineracia rotacional no eixo de entrada do redutor fixo em relação
    à ao
    Ientradaeq = ientrada*((zfix)^2);
    Isaidaeq = isaida; %rodas traseiras+semieixos+eixo de saída do
redutor+disco de freio etc
    Ieq = Imoteq+Ientradaeq+Isaidaeq; %ineracia rotacional total
equivalente

    %sistema roda
    %torque resistivo (resistência a rolagem + fricção) na roda
traseira
    Tres = rp*(m*0.0029.*vveiculoini.*3.6 + ((FzT*0.41)/9.81)); %Nm

    if Tres < 0
        Tres = 0;
    end
end

```

```

%calcula da rotacao da roda
rotrodafin = (1/Ieq)*(Troda*ef-Fx*rp-Tres)*dt+rotrodaini; %rad/s
rotrodaini = rotrodafin;

%slip ratio
if vveiculoini < 0 %se velocidade < 0 zera slip ratio
    slip = 0;
else
    slip = (rotrodafin*rp)/vveiculoini - 1; %slip ratio
end

%força trativa
%coeficiente de adesão

%formula mágica de pacejka
%x = slip+shx
%yx = (D*sin(C*atan(B*x-E*(B*x-atan(B*x)))));
%tracf = yx + svx
%mi = tracf/Fz

%dados obtidos pelo artigo
D = 1.2377*(0.640353+0.261665*exp(-
0.080955*slip*3.6*(vveiculoini+0.1)))*1177.2; %asfalto seco
%D = 1.2377*(0.590189-0.185632*exp(-
0.192696*slip*3.6*(vveiculoini+0.1)))*1177.2; %terra batida seca
x = slip-0.0037;
mi = ((D*sin(1.3971*atan(20.0573*(x)-(-1.3078)*(20.0573*(x)-
atan(20.0573*(x)))))) + 92.5868)/1177.2;

if abs(Troda-Tres) < mi*FzT*rp
    Fx = abs((Troda-Tres)/rp); %força trativa
else
    Fx = mi*FzT; %força trativa
end

%veiculo
if vveiculoini < 0
    Faero = m*(2.38*10^(-4).*(3.6.*vveiculoini).^2); %força de
arrasto
    Ffricloss = m*0.0029.*vveiculoini.*3.6; %perdas na transmissão
por fricção
    Frollres = 0.41*((FzD+FzT)/9.81); %resistencia a rolagem
    Fres = Faero+Ffricloss+Frollres; %força resistiva
    Fres = -Fres; %muda sentido pois velocidade < 0
else
    Faero = m*(2.38*10^(-4).*(3.6.*vveiculoini).^2); %força de
arrasto
    Ffricloss = m*0.0029.*vveiculoini.*3.6; %perdas na transmissão
por fricção
    Frollres = 0.41*((FzD+FzT)/9.81); %resistencia a rolagem
    Fres = Faero+Ffricloss+Frollres; %força resistiva
end
aveiculo = (Fx-Fres-m*9.81*sin(teta))/m; %aceleração do
veículo

%velocidade

```



```

vveiculo = vveiculoini + aveiculo*dt;
vveiculoini = vveiculo;

%espaço percorrido
sveiculo = sveiculoini + vveiculo*dt;
sveiculoini = sveiculo;

%transferencia de peso
%Traseira
FzT =
(m*aveiculo*h+m*9.81*h*sin(teta)+m*9.81*ld*cos(teta))/(lt+ld);
%Dianteira
FzD = (-m*aveiculo*h-
m*9.81*h*sin(teta)+m*9.81*lt*cos(teta))/(lt+ld);

%atualizacao da rotacao do motor
rotrodafinRPM = rotrodafin*(60/(2*pi)); %rotacao da roda em RPM

if rotrodafinRPM>rotmotor/(zcvt(length(zcvt))*zfix) %limitação da
relação CVT máxima
    %rotação do motor
    rotmotor = rotrodafinRPM*(zcvt(length(zcvt))*zfix);

elseif rotrodafinRPM<rotmotor/(zcvt(1)*zfix) %limitação da
relação CVT
    rotmotor = rotrodafinRPM*(zcvt(1)*zfix);

else
    %rotação do motor
    rotmotor = interp1(rotrodaref,rotref,rotrodafinRPM,'nearest');

end

%armazenar dados para plot
vveiculoplot(t,:) = vveiculo;
sveiculoplot(t,:) = sveiculo;
aveiculoplot(t,:) = aveiculo;
rotmotorplot(t,:) = rotmotor;
slipplot(t,:) = slip;

end

%calculo do Tempo em 30 m e Velocidade em 100 m
tempo30mplot = max(tempo((sveiculoplot<=30)))
velocidade100m = 3.6*min(vveiculoplot(sveiculoplot>=100))

%plot dos gráficos
subplot(2,2,1);plot(tempo,3.6*vveiculoplot);title('Velocidade do
veículo');ylabel('Velocidade (km/h)');xlabel('Tempo (s)');
subplot(2,2,2);plot(tempo,sveiculoplot);title('Distância percorrida
pelo veículo');ylabel('Distância (m)');xlabel('Tempo (s)');
subplot(2,2,3);plot(tempo,slipplot);title('Deslizamento ao longo do
tempo');ylabel('Slip ratio');xlabel('Tempo (s)');ylim([0 1]);

```

```
subplot(2,2,4);plot(tempo,aveiculoplot);title('Aceleração do
veículo');ylabel('Aceleração (m/s²)');xlabel('Tempo (s)');
```

ANEXO 2 – Rotina de modelagem do pneu

```
PCX1 = 1.39708965;
PDX1 = 1.10206790;
PDX2 = -0.18524061;
PEX1 = -0.45925516;
PEX2 = -1.49950140;
PEX3 = -2.46964541;
PEX4 = -0.90674124;
PKX1 = 38.50310903;
PKX2 = 2.03196267;
PKX3 = -0.59108577;
PHX1 = -0.00227143;
PHX2 = 0.00193554;
PVX1 = 0.05759227;
PVX2 = -0.02874956;
s = 1;

%Dados asfalto seco
PLX1 = 0.640353
PLX2 = 0.261665
PLX3 = 0.080955

%Dados terra batida seca

% PLX1 = 0.590189
% PLX2 = -0.185632
% PLX3 = 0.192696

gamamix = PLX1 + PLX2*exp(-PLX3*20)

Fz = (9.81*200*0.6);
Fz0 = 4400;
dfz = (Fz-Fz0)/Fz0;

mix = (PDX1+PDX2*dfz)*gamamix;
D = mix*Fz;

C = PCX1;

B = (Fz*(PKX1 + PKX2*dfz)*exp(-PKX3*dfz))/(C*D);

shx = PHX1+PHX2*dfz;
svx = (PVX1+PVX2*dfz)*Fz;
E = (PEX1+PEX2*dfz+PEX3*dfz^2)*(1-PEX4*sign(s+shx));

slip = 0:0.01:10;
x = slip+shx;
yx = (D*sin(C*atan(B*x-E*(B*x-atan(B*x)))));

tracf = yx + svx;

mi = tracf/Fz;
```