

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
ENGENHARIA MECÂNICA

DIEGO HENRIQUE RODRIGUES PEREIRA

ANÁLISE DE DINÂMICA VEICULAR DO PROTÓTIPO BAJA SAE DA
EQUIPE LONDRIBAJA

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

LONDRINA

2021

DIEGO HENRIQUE RODRIGUES PEREIRA

**ANÁLISE DE DINÂMICA VEICULAR DO PROTÓTIPO BAJA SAE DA
EQUIPE LONDRIBAJA**

Trabalho de Conclusão de Curso como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, do Departamento Acadêmico de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof^a. Dr^a. Janaina Fracaro de Souza Gonçalves

LONDRINA

2021



Ministério da Educação
Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Campus Londrina
Diretoria de Graduação e Educação Profissional -
DIRGRAD
Coordenação de Engenharia Mecânica - COEME
Engenharia Mecânica



TERMO DE APROVAÇÃO

**ANÁLISE DE DINÂMICA VEICULAR DO PROTÓTIPO BAJA SAE DA
EQUIPE LONDRIBAJA**

por

DIEGO HENRIQUE RODRIGUES PEREIRA

Este(a) Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 23 de agosto de 2021 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Janaina Fracaro de Souza Gonçalves
Prof.(a) Orientador(a)

Genaro Marcial Mamani Gilapa
Membro titular

Ricardo de Vasconcelos Salvo
Membro titular

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus por me proporcionar esta oportunidade incrível de viver e poder desfrutar de tudo que a terra nos oferece.

Agradeço ao meu pai, que sempre esteve ao meu lado, me apoiando, me incentivando e me ajudando nos momentos fáceis e difíceis que enfrentei. Mesmo hoje não podendo estar presente nesse momento único da minha vida, sei que está muito feliz e contente pela minha conquista.

Agradeço a minha mãe e minha irmã por me dar todo o apoio necessário para seguir nessa árdua batalha que é estudar Engenharia Mecânica.

Agradeço a minha professora orientadora pelo conhecimento transmitido durante a trajetória.

Agradeço aos meus amigos e colegas que sempre estiveram presentes nas situações fáceis e difíceis encontradas e que serão encontradas nesta jornada. Também agradeço todos os professores e colaboradores da UTFPR que me ajudaram e me ensinaram, fazendo com que eu consiga me tornar um grande profissional obtendo muito sucesso em minha caminhada.

RESUMO

PEREIRA, Diego Henrique. **Análise de dinâmica veicular do protótipo Baja SAE da equipe Londribaja**. 2021. 45 páginas. Trabalho de Conclusão de Curso de Bacharelado em Engenharia Mecânica - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Londrina, 2021.

Durante as competições baja SAE, notou-se que o veículo/projeto Baja da equipe Londribaja tinha algumas deficiências em relação ao subsistema Suspensão, possibilitando também observar que os pontos fracos da suspensão eram as análises dinâmicas e os projetos cinemáticos, pois a equipe não desenvolveu nenhum estudo aplicado, a partir de softwares e também não efetuando a parte analítica com muita precisão nos cálculos. Sendo assim, o presente trabalho tem o objetivo de desenvolver e/ou melhorar o sistema de suspensão, realizando assim alterações nos pneus, amortecedores, molas, mangas de eixo, bandejas, geometrias de suspensão, centro de massa, eixo de rolagem, sistema de direção. Para poder realizar as melhorias necessárias é preciso utilizar cálculos dinâmicos e estáticos, analiticamente e por meio de softwares comparando com os protótipos anteriores.

Palavras-chave: Competições. Suspensão. Projetos cinemáticos. Softwares.

ABSTRACT

PEREIRA, Diego Henrique. **Vehicle dynamics analysis of the Londribaja team's Baja SAE prototype**. 2021. 45 pages. End of Course Work, Mechanical Engineering bachelor's degree - Federal University of Technology - Parana. Londrina, 2021.

During the BAJA Racing SAE competitions, it was noticed that the vehicle/project of the Londribaja BAJA BAJA Racing had some deficiencies related to the suspension subsystem, allowing also to observe that the weak points of the suspension were the dynamic analysis and the kinematic designs, because the team did not develop any applied study, using software and also not performing the analytical part with much precision in the calculations. Therefore, the present work has the objective of developing and/or improving the suspension system, making changes on tires, shock absorbers, springs, axle sleeves, trays, suspension geometry, center of mass, rolling axis, and steering system. To be able to perform the necessary improvements it is necessary to use dynamic and static calculations, analytically and through software comparing with previous prototypes.

Keywords: Competitions. Suspension. Kinematic designs. Softwares.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Inspeção do veículo	13
Figura 2 - Teste de frenagem	13
Figura 3 - Desenho ilustrativo dos eventos de Aceleração e Retomada	15
Figura 4 - Desenho ilustrativo do evento de tração	15
Figura 5 - Eixos do veículo.	16
Figura 6 - Sistema de coordenadas da roda.....	17
Figura 7 - Ângulo de deriva e força lateral.....	18
Figura 8 - Diferentes geometrias de direção.....	19
Figura 9 - Geometria de Ackerman Veículo da Equipe Londrbaja.....	20
Figura 10 - Geometria de Ackerman e os ângulos de esterçamento.....	21
Figura 11 - Verificação do raio de curvatura.....	22
Figura 12 - Ângulo de cambagem e força de camber.....	22
Figura 13 - Posicionamento do "roll center" em suspensão duplo-A.	23
Figura 14 - Suspensão do veículo.	24
Figura 15 - Sistema dinâmico	26
Figura 16 - Fluxograma da metodologia utilizada	27
Figura 17 - Arduíno UNO.....	29
Figura 18 - Decremento logarítmico	31
Figura 19 - Geometria de suspensão dianteira (A) e traseira (B).	33
Figura 20 - Bandejas e terminais rotulares.	34
Figura 21 - Aceleração por tempo - Drop test.....	36
Figura 22 - Sistema de suspensão inclinado.....	37
Figura 23 - Razão de amplitude por razão de frequências.	38
Figura 24 - Fator de amortecimento influenciando no movimento.....	39
Figura 25 - Aceleração após o aumento de pressão do amortecedor.	40

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	9
1.1 O SUBSISTEMA SUSPENSÃO E DIREÇÃO	9
1.2 OBJETIVO GERAL	10
1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	10
1.4 JUSTIFICATIVA	11
2 REFERENCIAL TEÓRICO	12
2.1 COMPETIÇÃO	12
2.2 SISTEMA DE COORDENADAS CONFORME O VEÍCULO ANALISADO	16
2.3 SUSPENSÃO	17
2.3.1 Dinâmica Lateral	18
2.3.1.1 Ângulo de deriva e força lateral	18
2.3.1.2 Geometrias de direção	19
2.3.1.3 Camber	22
2.3.1.4 Centro de rolagem	22
2.3.2 Dinâmica Vertical	23
2.3.2.1 Molas	24
2.3.2.2 Amortecedores	25
2.3.2.3 Pneu	25
2.3.2.4 Resposta dinâmica	26
3 METODOLOGIA	27
3.1 DINÂMICA LATERAL	27
3.2 DINÂMICA VERTICAL	28
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	32
4.1 DINÂMICA LATERAL	32
4.2 DINÂMICA VERTICAL	35
4.3 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	40
5 CONCLUSÃO	42
REFERÊNCIAS	43
ANEXO A - CÓDIGO DO SOFTWARE MATLAB UTILIZADO	44

1 INTRODUÇÃO

O projeto Baja SAE é um programa que envolve estudantes de diversos cursos, para que possam aplicar na prática seus conhecimentos obtidos dentro da sala de aula. O projeto tem o intuito de fazer com que os alunos projetem, desenvolvam e fabriquem um veículo *off road*. Este veículo terá que participar de competições regionais e nacionais, deste modo, realizando diversas provas, sendo elas estáticas e dinâmicas. Também é necessário a apresentação de projetos relacionados a cada setor, que estão divididos dentro das equipes, sendo eles chamados de subsistemas. As equipes vencedoras das competições nacionais são convidadas para participar da competição internacional, realizada nos Estados Unidos. (SAE BRASIL)

A Equipe LondriBaja, é a equipe baja SAE que representa a Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Campus Londrina. A equipe foi fundada em 2013 por alguns alunos do curso de Engenharia Mecânica e também com orientação da professora Janaína. No início a equipe não era dividida em subsistemas, com isso, cada integrante ajudava em tudo que precisasse, sem ter um setor específico. Com o tempo a equipe foi crescendo e assim obtendo mais integrantes, e conforme o avanço do projeto os integrantes foram se dividindo em pequenos grupos, formando assim os subsistemas. Cada subsistema fica responsável em cuidar de cada setor referente ao projeto, com isso os trabalhos a serem realizados podem ser melhor divididos e mais organizados.

1.1 O SUBSISTEMA SUSPENSÃO E DIREÇÃO

O subsistema suspensão e direção está encarregado em trabalhar na parte de dinâmica veicular, com isso várias disciplinas do curso de Engenharia Mecânica são essenciais para o bom desenvolvimento de projetos dentro do subsistema, dentre essas disciplinas tem-se: Dinâmica das Máquinas, Vibrações e Elementos de Máquinas.

O estudo desenvolvido no trabalho de conclusão de curso apresentado, será integralmente relacionado ao subsistema suspensão e direção.

Os projetos apresentados em competições pela equipe LondriBaja, não obtiveram bons resultados, isso também envolveu os resultados das provas dinâmicas, onde a equipe sempre teve um déficit.

Durante as competições baja SAE, notou-se que o veículo/projeto Baja da equipe Londribaja apresentava algumas deficiências em relação ao subsistema Suspensão, possibilitando também observar que a fragilidade da suspensão estava nas análises dinâmicas e nos projetos cinemáticos, pois a equipe não aplicou nenhum estudo aplicado a partir de *softwares* e também não efetuou um cálculo analítico. Sendo assim, o presente trabalho tem o objetivo de desenvolver/melhorar o sistema de suspensão, sugerindo assim alterações nos pneus, amortecedores, molas, mangas de eixo, bandejas, geometrias de suspensão, centro de massa, eixo de rolagem, sistema de direção. Para poder realizar as melhorias necessárias é preciso utilizar cálculos dinâmicos e estáticos, analiticamente e através de softwares comparando com os protótipos anteriores.

1.2 OBJETIVO GERAL

O objetivo geral deste trabalho é o desenvolvimento de um projeto dinâmico para o sistema de suspensão do veículo baja SAE Da equipe LondriBaja. Proporcionando melhorias no comportamento do veículo durante as suas competições de modo a obter resultados mais aceitáveis para as apresentações de projeto, adequando o sistema de suspensão aos orçamentos obtidos pela equipe.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Os objetivos específicos desse trabalho, são:

- Obter geometria de instalação que possa apresentar o melhor centro de rolagem para competições.
- Calcular e apresentar o melhor ângulo de cambagem.

- Calcular e apresentar quais as constantes de amortecimento dos amortecedores e rigidez das molas, fazendo com que o protótipo tenha melhores resultados durante as provas dinâmicas.

1.4 JUSTIFICATIVA

A geometria e componentes da suspensão do protótipo, estava sendo utilizada por motivos econômicos ou por falta de projetos. A partir desse déficit apresentado no projeto, é necessário uma análise dinâmica e um projeto cinemático, sendo assim, possível melhorar a performance nas competições e melhores resultados em relação às competições anteriores. É evidente que nas competições, as equipes que apresentam bons projetos, conseguem obter melhores resultados nas provas práticas. Desse modo viu-se a necessidade de aprimorar os projetos e com isso a equipe aumentará a sua performance.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 COMPETIÇÃO

As competições BAJA SAE são realizadas em nível regional e nacional. A equipe Londribaja por estar situada no estado do Paraná, participa da competição Regional Sul, que ocorre na região sul do país. Já as competições nacionais ocorrem no estado de São Paulo, pois é o local onde se concentra a maior quantidade de universidades e população do Brasil. As competições em períodos normais, ocorrem uma vez ao ano. Sendo que o veículo pode manter a sua estrutura ativa durante 2 anos consecutivos, depois disso é necessário realizar um novo projeto e construir um novo protótipo.

Por serem competições bem semelhantes, pode-se explicar um pouco sobre a competição nacional, assim abrangendo todas. Inicialmente o projeto passa por vários testes e inspeções de critérios eliminatórios, porém não contempladas na pontuação, assim também chamadas de inspeção de conformidade técnica e segurança, essa “prova” inicia-se com a inspeção do veículo. Nessa inspeção observa-se a conformidade com as regras e condições presentes no regulamento.

Como pode-se observar na Figura 1, a inspeção do veículo é bem criteriosa, conforme o regulamento, pois é nesse processo que os juízes definem se o veículo estava apto a participar da competição. Em caso de inconsistências, a equipe recebe punições que podem provocar a desclassificação. Nesta inspeção são testados: vedações, sistema elétrico e eletrônico, itens de segurança, ajustes técnicos, entre outros.

Figura 1 - Inspeção do veículo.



Fonte: [1] Claretiano.

Após o protótipo passar pela inspeção estática, o veículo estará apto a participar nas inspeções dinâmicas. Na parte dinâmica, os juízes dirigem o veículo em um pequeno trajeto, de maneira agressiva analisando e avaliando o veículo, assim buscando deficiências.

Nos testes dinâmicos também avalia se os freios estão travando as 4 rodas simultaneamente, para isso o juiz acelera o carro em uma velocidade alta e realiza a frenagem em um determinado espaço. Assim apresentado na Figura 2.

Figura 2 - Teste de frenagem.



Fonte: do próprio autor.

Após realizada e aprovada a inspeção de segurança estática e dinâmica, o veículo estará apto para realizar as provas dinâmicas e o enduro de resistência.

Como critérios de avaliação tem-se alguns setores a serem analisados, inicialmente é visto 3 grandes áreas para avaliação, sendo elas: Avaliação do Projeto, Eventos Dinâmicos e Enduro de Resistência. As pontuações de cada prova e/ou avaliações da competição estão apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1 - Resumo das pontuações.

Avaliação de Projeto - 320 pontos	
Relatório de Projeto	120
Avaliação de Projeto Dinâmico	20
Apresentação de Projeto e Finais de Apresentação de Projeto	180
Eventos dinâmicos - 280 pontos	
Aceleração	45
Retomada	45
Tração	45
Super Prime	30
Suspensão	70
Manobrabilidade	45
Enduro de Resistência - 400 pontos	
Pontuação total	1000

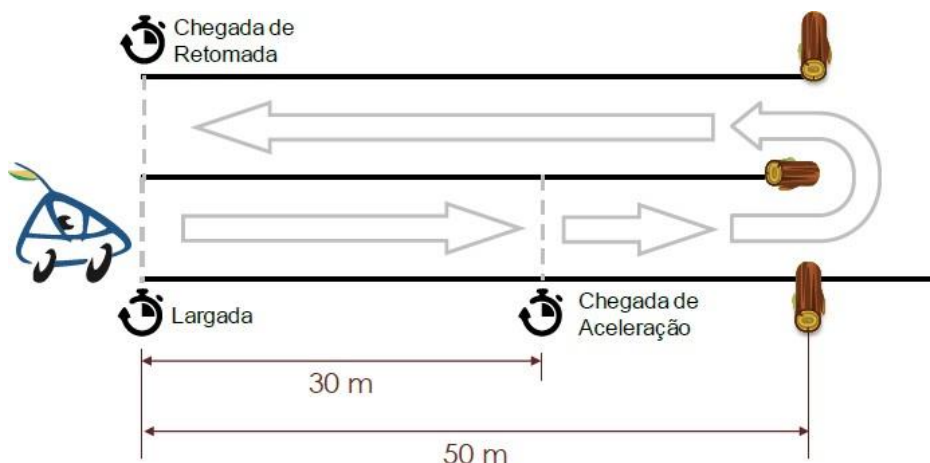
Fonte:[2] (Baja SAE Brasil, 2020)

A Avaliação de projeto conta-se com os seguintes subsistemas: Cálculo estrutural, Powertrain, Suspensão e direção, Freios, Design e Ergonomia, Elétrica, Gestão de equipe, Vendas e Marketing. Para cada subsistema é necessário realizar um relatório técnico que será avaliado pelos juízes. Também é realizado apresentações de projeto, cada subsistema leva um banner para ser apresentado para diversos juízes, assim os juízes conseguem avaliar se o projeto apresentou de melhorias e se estão em conformidade com o desejado. A Avaliação de projeto não tem caráter eliminatório, logo a equipe pode obter qualquer nota que mesmo assim continuará na competição.

Após todos as apresentações serem realizadas, inicia-se os eventos dinâmicos, sendo eles: Aceleração, Retomada, Tração, Super Prime, Manobrabilidade, Suspensão

Para a prova de aceleração e retomada, o veículo tem um trajeto de 100m para percorrer no menor tempo possível, a pontuação para aceleração é realizada nos primeiros 30m e a retomada é calculada conforme o trajeto completo. A Figura 3 apresentada a seguir representará a prova.

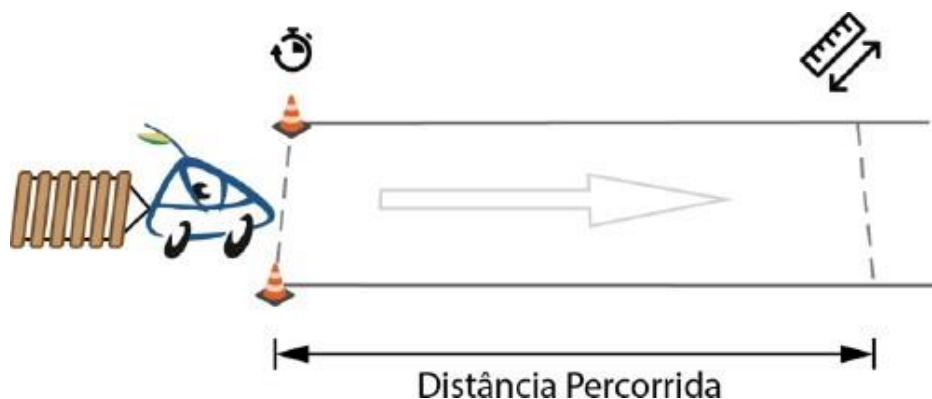
Figura 3 - Desenho ilustrativo dos eventos de Aceleração e Retomada.



Fonte:[2] (Baja SAE Brasil, 2020)

A prova de tração é realizada colocando-se um veículo pesado preso no engate do protótipo, e avaliará o quanto conseguirá puxar. Muitos veículos por serem bem leves, não conseguem realizar essa prova, porém isso não é um grande problema, pois veículos leves tem alto desempenho em outras provas. A Figura 4 apresenta uma representação da prova de tração.

Figura 4 - Desenho ilustrativo do evento de tração.



Fonte:[2] (Baja SAE Brasil, 2020)

O Super Prime é uma prova de corrida em um percurso delimitado, é realizada de 2 em 2 veículos, passando por todas as equipes, até que as duas melhores disputam uma final. O intuito do Super Prime é realizar o percurso no menor tempo possível sem sofrer penalidades.

A prova de manobrabilidade é a parte que apresenta as habilidades dos pilotos, pois nessa prova é necessário realizar movimentos rápidos e difíceis com o veículo

em um determinado tempo. Quanto mais treino e habilidade o piloto tem, a equipe consegue mais pontos.

A prova dinâmica de suspensão, como diz o nome, coloca a suspensão do veículo sob condições extremas, fazendo com que o veículo passe por obstáculos difíceis completando um percurso. Essa é a prova em que as equipes mais falham, pois o subsistema Suspensão é considerado o mais complexo, sendo assim, as provas ligadas a esses subsistemas serão mais difíceis.

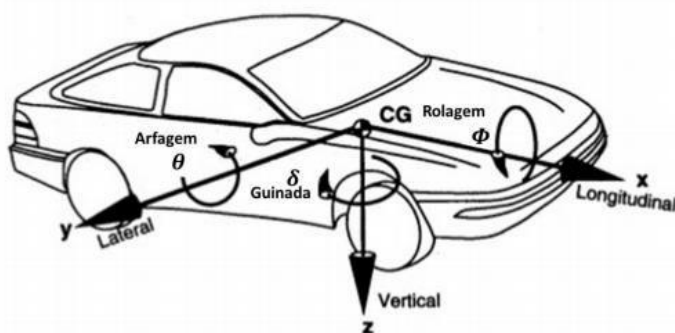
Após realizar todas as provas dinâmicas, o veículo é levado para o Enduro de Resistência, essa é a parte mais cansativa e desgastante, tanto para o veículo, quanto para o piloto. O protótipo tem que ficar percorrendo um percurso durante 4 horas seguidas, passando por diversos obstáculos. O veículo que completar a maior quantidade de voltas nesse tempo determinado consegue atingir o máximo da pontuação.

2.2 SISTEMA DE COORDENADAS CONFORME O VEÍCULO ANALISADO

O veículo baja, assim como todos os carros, terá todos os movimentos necessários para uma dinâmica completa. Como cada rotação dos seus eixos relacionados ao centro de gravidade vai ter uma devida importância, pode-se apresentar uma figura em que se visualiza todos os eixos e suas rotações em relação ao centro de gravidade.

Para cálculo e projeto, os componentes que envolvam a dinâmica lateral, vertical e longitudinal, deve-se usar como referência a Figura 5.

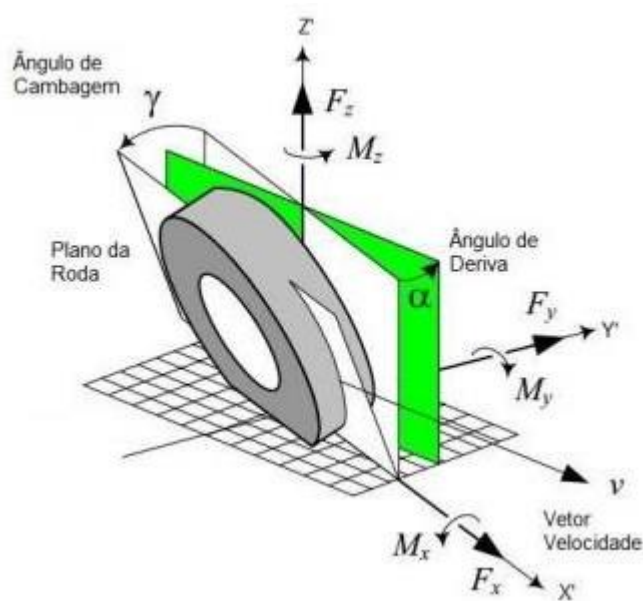
Figura 5 - Eixos do veículo.



Fonte: [3] (T. GILLESPIE, 1992)

O pneu é um elemento fundamental para a suspensão, pois ele recebe todas as forças exercidas pelo percurso de maneira direta. Deste modo, também pode-se considerar um sistema de coordenadas. A Figura 6 é uma representação da roda com seus eixos de coordenadas e o ângulo de cambagem.

Figura 6 - Sistema de coordenadas da roda.



Fonte: [4] (R. N. Jazar, 2008)

Como apresentado na Figura 6, pode-se visualizar alguns ângulos, dentre eles o ângulo de deriva " α " e o ângulo de cambagem " γ ", ângulos que serão utilizados e calculados para a dinâmica lateral.

2.3 SUSPENSÃO

A suspensão é o sistema em que faz a ligação entre as rodas e o chassi do veículo, assim tendo como função deixar o chassi longe das vibrações externas, durante todo o percurso em que o veículo irá percorrer.

A suspensão de um veículo Baja SAE é composta por diversos elementos, sendo eles: molas, amortecedores, bandejas, mangas, cubos de roda, rodas, pneus, entre outros elementos. Em relação aos elementos de uma suspensão tem-se a dinâmica lateral, vertical e longitudinal. Deste modo é possível aprimorar a razão de instalação do veículo, possibilitando um melhor desempenho nas competições.

2.3.1 Dinâmica Lateral

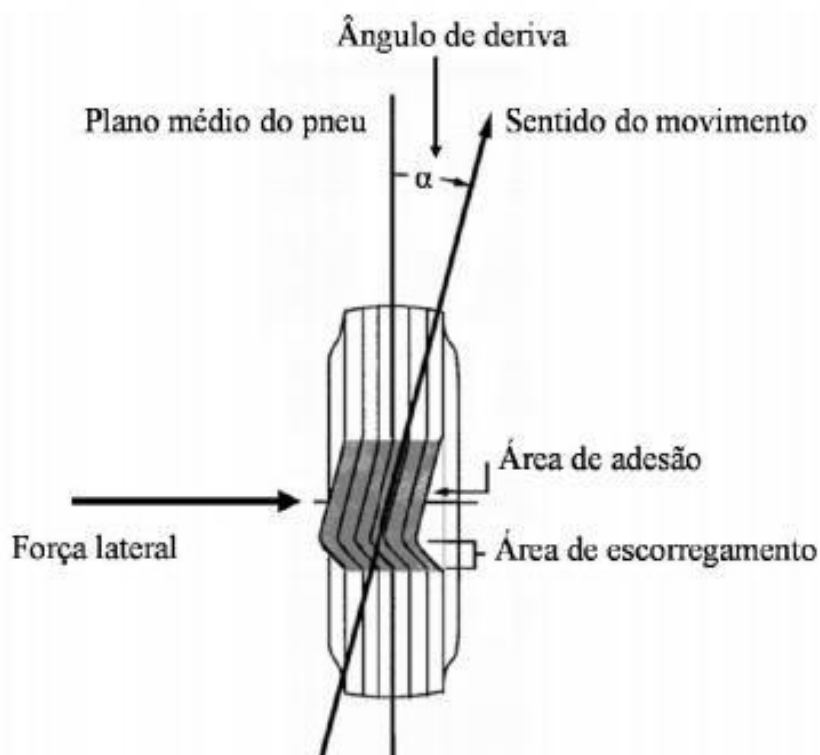
A dinâmica lateral é responsável por caracterizar a resposta do veículo às curvas em relação aos percursos da estrada. Um dos maiores fatores ligados à dinâmica lateral é a velocidade do veículo e o raio de curvatura.

2.3.1.1 Ângulo de deriva e força lateral

O ângulo de deriva de um pneu está diretamente ligado ao ângulo de esterçamento do veículo, pois o ângulo de deriva é o ângulo entre o movimento principal do pneu e o movimento que ele realiza para fazer uma curva ou um esterçamento.

Na Figura 7 é possível visualizar o ângulo de deriva, onde está relacionado à abertura entre o plano médio e o sentido de movimento, causado pela força lateral aplicada através de um eixo que está instalado na caixa de direção, fazendo com que o pneu mude sua direção conforme o sentido que o piloto aplica ao volante de direção.

Figura 7 - Ângulo de deriva e força lateral.

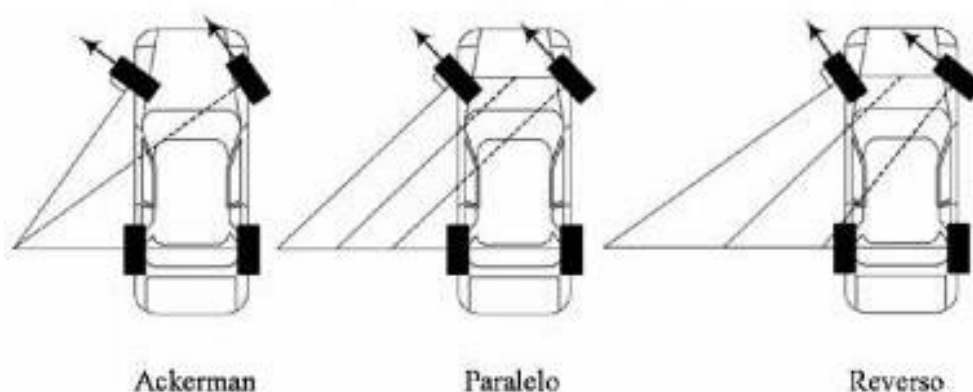


Fonte: [3] (T. GILLESPIE, 1992)

2.3.1.2 Geometrias de direção

Existem diferentes geometrias de direção serão dadas conforme os esterçamentos serão aplicados, conforme os dois pneus dianteiros. Um exemplo de como ficam as geometrias conforme a abertura dos pneus dianteiros estão apresentadas na Figura 8.

Figura 8 - Diferentes geometrias de direção.



Fonte: [3] (T. GILLESPIE, 1992)

Tem-se 3 geometrias de direção, que podem ser aplicadas ao veículo, dentre elas tem-se: a geometria Ackerman, onde se encontra apenas um centro de curvatura, a geometria Paralelo onde os dois pneus esterçam igualmente, e a geometria reverso ou também pode ser chamada de *anti-Ackerman* que são geometria utilizadas mais em carros de corridas. Para o veículo Baja Sae, utiliza-se a geometria de Ackerman, onde a roda interna gira mais que a externa, assim é possível obter apenas 1 centro de curva, deste modo a incidência de forças laterais nos pneus diminui. A geometria Ackerman garante um único centro de curvatura para pequenos ângulos de deriva. Para o veículo da Equipe Londribaja utiliza-se a geometria de Ackerman, conforme apresentado na Figura 9.

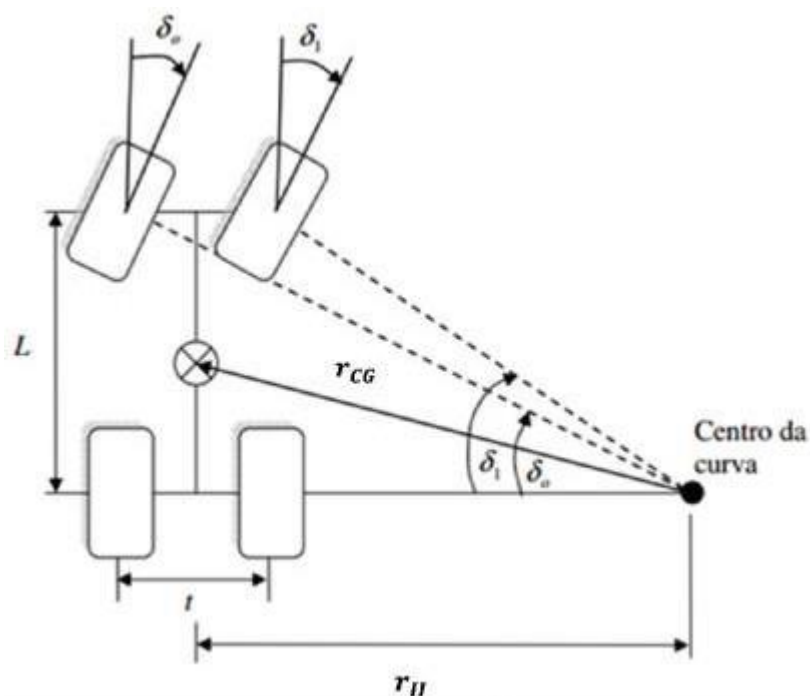
Figura 9 - Geometria de Ackerman Veículo da Equipe Londribaja.



Fonte: do próprio autor.

O raio de curvatura pode ser calculado através de um percurso que o carro percorre aplicando o esterçamento máximo, movimento popularmente chamado de “zerinho”. Na Figura 10, pode-se visualizar as geometrias de direção com o raio de curvatura.

Figura 10 - Geometria de Ackerman e os ângulos de esterçamento.



Fonte: [5] (Silva, 2007)

O desenvolvimento das equações que representam essa relação é apresentado em Jazar (2008) e Silva (2007), assim apresentado na Equação 1 a seguir:

$$\frac{1}{\tan \delta_o} - \frac{1}{\tan \delta_i} = \frac{t}{L} \quad (1)$$

Onde t é a distância entre os pneus traseiros, L é a distância entre os eixos dianteiro e traseiro, δ_o é o ângulo de esterçamento da roda externa e δ_i é o ângulo de esterçamento da roda interna.

Na Figura 11 é possível observar a inspeção do raio de curvatura medido através de uma curva em que o veículo foi submetido. Para as provas dinâmicas das competições Baja SAE, é preciso que os veículos consigam o menor raio de curvatura, para assim realizar curvas de maneira rápida e em um pequeno espaço.

Figura 11 - Verificação do raio de curvatura.

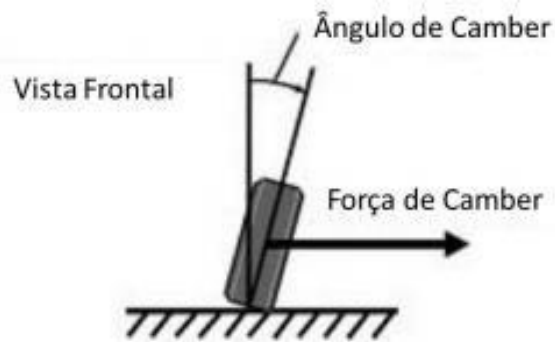


Fonte: do próprio autor.

2.3.1.3 Camber

O ângulo de cambagem é o ângulo " γ " apresentado na figura 6, com isso pode-se dizer que este ângulo está entre o eixo vertical e o eixo de inclinação da roda analisada. Pode-se visualizar melhor por meio da Figura 12.

Figura 12 - Ângulo de cambagem e força de camber.



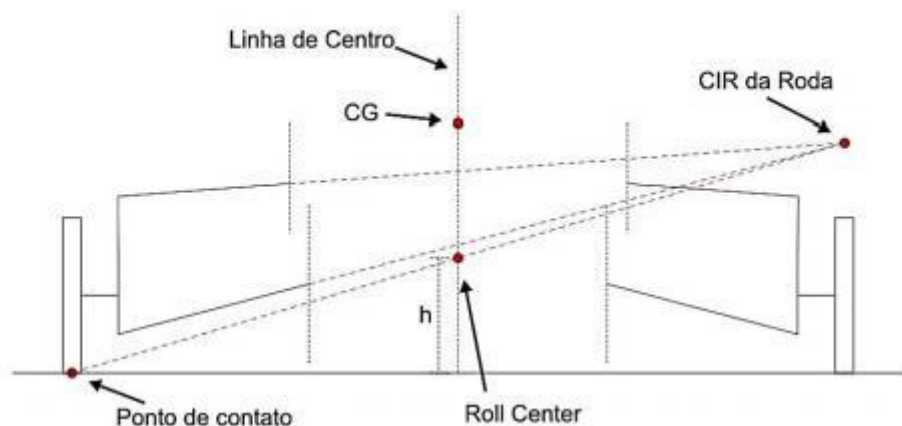
Fonte: [3] (GILLESPIE, 1992)

Conforme vista frontal apresentada na imagem, visualiza-se que a força de camber está para dentro, assim pode ser considerada uma cambagem negativa com ângulo negativo. A cambagem pode designar um melhor desempenho para o veículo em questões de estabilidade e dirigibilidade.

2.3.1.4 Centro de rolagem

O centro de rolagem, também conhecido por “roll center” é um ponto de intersecção visto pela vista frontal do veículo. Ele é dado pela intersecção da linha de centro com a linha que liga o ponto de contato do pneu/solo e o centro instantâneo de rotação da roda (CIR da roda), assim como a Figura 13.

Figura 13 - Posicionamento do "roll center" em suspensão duplo-A.



Fonte: [3](GILLESPIE, 1992)

O centro instantâneo de rotação da roda é o ponto de intersecção do posicionamento das duas bandejas. Assim o ponto de roll center é dado em uma altura h conforme mostrado na Figura 13. O centro de rolagem é um ponto muito importante e está integralmente ligado a dirigibilidade, conforto e segurança.

Em curva um Centro de Rolagem alto pode gerar um excessivo esfregamento da face lateral externa do pneu, já um baixo centro de rolagem pode gerar uma rolagem excessiva da massa suspensa, que causa muito desconforto aos passageiros. (DUARTE; BARRETO; AMARAL, 2016, p.32).

A altura do centro de rolagem também afeta diretamente a dinâmica do veículo, principalmente na transferência de carga em curvas, sendo assim, quanto maior a altura do centro de rolagem maior vai ser a transferência de carga.

2.3.2 Dinâmica Vertical

A dinâmica vertical está ligada à resposta do veículo conforme as inconformidades da pista, em casos de buracos, obstáculos, subidas, descidas, curvas, entre outros. Assim é possível dizer que a dinâmica lateral é composta pelo controle de vibrações, logo o melhor desempenho para o veículo e piloto é a redução de vibrações durante a pilotagem.

Segundo Gillespie (1992), a percepção de vibração é um dos principais critérios usados pelas pessoas para julgar a qualidade de construção e projeto de um veículo. Por ser um critério subjetivo existe uma grande dificuldade para ser analisado.

Conforme apresentado na figura 5, pode-se observar que em relação à dinâmica vertical tem-se o movimento chamado *bounce* e também é possível obter os movimentos de rotação *roll* e *pitch*, que ocorrem em torno dos eixos X e Y respectivamente, também chamados de rolagem e arfagem.

2.3.2.1 Molas

As molas juntamente com os amortecedores são responsáveis pelos movimentos verticais e de rotação do veículo, isso impactará diretamente com o conforto e desempenho do veículo em relação aos percursos de competições.

No veículo Baja da equipe Londribaja, usa-se as molas do tipo helicoidais, pois tem maior desempenho em relação a custos e aplicabilidade, também são utilizadas por se tratar de um veículo off road, e depender de sistemas de suspensão independente. As molas tem apresenta apenas a rigidez para o sistema, logo elas necessitam de um amortecedor para acompanha-las e realizarem um trabalho completo. O conjunto de mola e amortecedor está apresentado na Figura 14.

Figura 14 - Suspensão do veículo.



Fonte: do próprio autor.

As molas helicoidais são facilmente encontradas no mercado e os ensaios realizados sobre elas são de fácil acesso. Portanto para encontrar propriedades como rigidez, não é algo que gera perturbações no projeto.

A força da mola pode ser calculada através da constante de rigidez e do deslocamento axial que ela teve, assim representado na Equação 2:

$$F = k_s x \quad (2)$$

Onde “ k_s ” é a constante de rigidez elástica da mola e “ x ” é o deslocamento axial, conforme a força aplicada.

O veículo baja da Equipe LondriBaja é composto por 4 molas helicoidais com rigidez de 45 N/m das molas dianteiras e 73 N/m das molas traseiras.

2.3.2.2 Amortecedores

Os amortecedores trabalham juntos com a mola, porém ele tem a função de absorver o impacto e fazer com que a suspensão não fique realizando movimentos repetitivos que desgastariam com o veículo e causaria um desconforto e instabilidade para o piloto

Assim a força dada pelo amortecedor é dada pela Equação 3.

$$F = c \dot{x} \quad (3)$$

Onde “ c ” é a constante de amortecimento e “ \dot{x} ” é a velocidade axial em relação a força aplicada.

Os amortecedores normalmente são reguláveis, assim alterando a pressão dentro deles é possível obter constantes de amortecimentos conforme o que é preciso para o sistema.

2.3.2.3 Pneu

O pneu também influenciará no sistema da dinâmica vertical, por se tratar de um elemento que em sua composição ele terá uma constante de rigidez elástica, com isso é necessário saber qual a pressão dentro dos pneus para encontrar a rigidez elástica dele. Logo, por ter uma rigidez, a força exercida sobre ele também dependerá de uma constante de rigidez e um deslocamento.

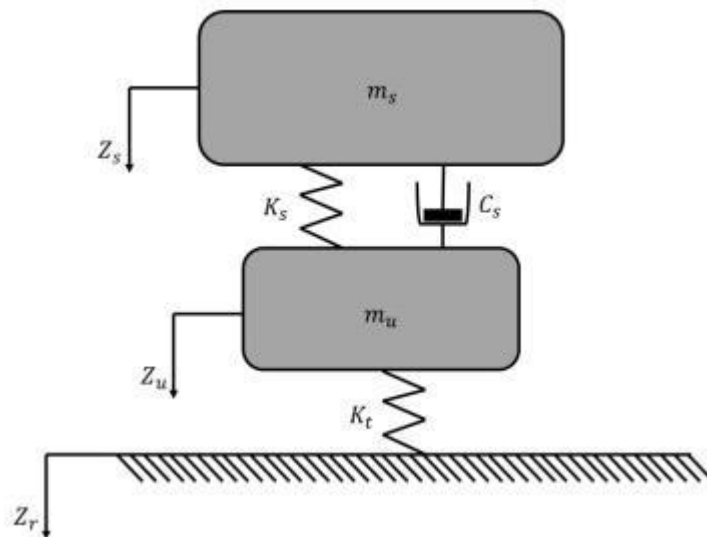
Assim é possível obter o cálculo de sua força igualmente com o cálculo da mola utilizando a Equação 2.

A rigidez do pneu pode variar conforme suas dimensões, materiais, formatos e pressão interna.

2.3.2.4 Resposta dinâmica

A resposta dinâmica do sistema é dada a partir dos elementos envolvidos, como: molas, amortecedores e pneus, e também o movimento da base, que seria as irregularidades da pista. Com isso é possível obter um sistema massa-mola a ser analisado e calculado, sistema esse apresentado na Figura 15.

Figura 15 - Sistema dinâmico



Fonte: [3] (GILLESPIE, 1992)

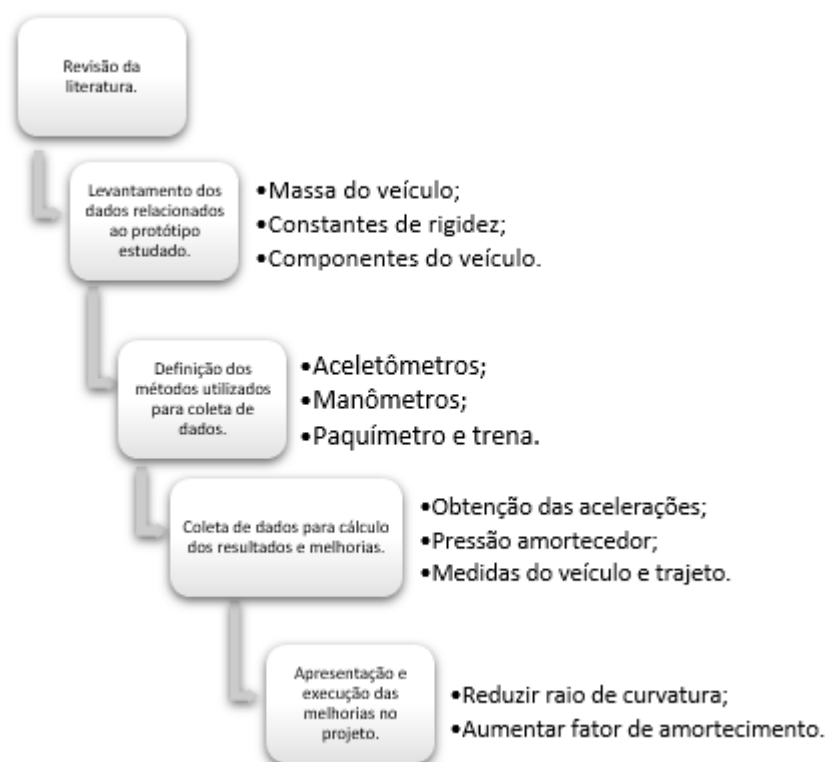
Onde m_s é a massa suspensa, m_u é a massa não suspensa, k_t é a rigidez do pneu, k_s é a rigidez da mola, c_s é o amortecimento do amortecedor, z_s é o deslocamento da massa não suspensa, z_u é o deslocamento da massa suspensa e z_r é o deslocamento de base (pista).

Por meio do sistema apresentado a cima é possível encontrar a frequência natural não amortecida e amortecida do sistema. Assim podendo realizar análises e propor melhorias em questão de desempenho para o sistema apresentado.

3 METODOLOGIA

Para que os objetivos propostos no trabalho sejam alcançados, o planejamento e desenvolvimento deste pode ser ilustrado no fluxograma da Figura 16.

Figura 16 - Fluxograma da metodologia utilizada.



Fonte: do próprio autor.

A partir do fluxograma apresentado na Figura 16, é possível identificar os processos que serão realizados no projeto, para a obtenção dos resultados e execução das melhorias desejadas, sendo elas: redução do raio de curvatura e aumento da constante de amortecimento.

3.1 DINÂMICA LATERAL

Para obter melhorias em relação à dinâmica lateral e vertical do veículo, é necessário realizar alguns cálculos e diversas simulações.

Em relação a dinâmica lateral, é necessário avaliar a geometria de instalação conforme os requisitos necessários. Critérios a serem levados em consideração, será as massas suspensas e não suspensas, centro de gravidade, distância entre o centro

de gravidade e os eixos, largura do chassi e veículo, alturas, entre outros parâmetros. A partir disso é necessário realizar um modelamento matemático aplicado nas equações que compõem os ângulos de Ackerman, a cambagem e o roll center.

A partir da melhoria em dinâmica lateral, o veículo terá evoluções nas competições, considerando as provas dinâmicas, que envolvem dirigibilidade, estabilidade e manobrabilidade. Pois uma dinâmica lateral bem desenvolvida, acarretará em bons resultados em questão de desempenho.

Para complementar e auxiliar os cálculos realizados, é necessário realizar simulações. Para isso, é necessário utilizar o software *Lotus*, onde é possível colocar as modelagens 3D e as geometrias, podendo obter assim as geometrias ideais conforme o desejado e utilizar como validação dos cálculos realizados.

3.2 DINÂMICA VERTICAL

É preciso realizar alterações na dinâmica vertical, para assim o veículo obter bons resultados nas provas dinâmicas e o piloto conseguir ficar mais confortável durante as provas e o percurso do enduro de resistência.

Para realizar as melhorias na dinâmica vertical é necessário ter conhecimento em vibrações e ter equipamento análise e validação dos dados. Para calcular é necessário ter algumas informações assim como: constantes de amortecimento, massas suspensas e não suspensas, constantes de rigidez e amortecimento, acelerações, entre outras informações.

Para uma análise completa, pode-se utilizar microcontroladores para a obtenção de dados do veículo durante o percurso, e realizar um modelamento matemático por meio do *software Matlab*, assim podendo obter as devidas informações em determinados movimentos ou percursos.

Para obtenção dos dados é necessário a utilização de equipamentos que capturem determinadas informações, como aceleração, velocidade, variação de espaço, força, deformação, entre outros. Utilizando um microcontrolador Arduino é possível programar e aplicar sensores para que estes dados sejam obtidos. O Arduino a ser utilizado é o Arduíno UNO que está representado na Figura 17.

Figura 17 - Arduino UNO.



Fonte: [8](Souza, 2013)

Portanto, apenas com o Arduino não é possível obter os dados, mas sim com o auxílio de alguns sensores, como: acelerômetro, extensômetro, sensor ultrassônico de distância, sensor de luminosidade LDR, entre outros sensores, que relacionam a calibração e aplicações, podem ser utilizados para capturar os dados necessários para simulações.

A partir do momento que são obtidos os dados de deslocamento, velocidade e aceleração da suspensão em um determinado trajeto ou movimento, é possível encontrar variáveis, como: força de entrada na roda, fator de amortecimento, frequência de ressonância, entre outros. Para a obtenção dessas variáveis, além da coleta de dados, é necessário que utilize as equações de movimento. Um exemplo de equação para obter a força de entrada na roda, pode ser representada e calculada a partir da Equação 4.

$$m\ddot{x} + cx + k\dot{x} = F \quad (4)$$

Outra maneira para realizar melhorias é utilizando softwares de simulação assim como: *AdamsCar* e *Carsim*. Deste modo é preciso implementar as geometrias em forma de modelagem 3D com as constantes e variáveis obtidas juntamente com testes e cálculos.

Para a utilização desses *softwares* de simulação dinâmica, pode-se encontrar uma dificuldade maior, pois por ter que implementar uma modelagem 3D, onde toda a modelagem é realizada para um comportamento estático, em um software de

simulação dinâmica, faz com a simulação encontre erros imprevistos. Portanto, há a utilização de equipamentos, como: sensores e microcontroladores, faz com que sua simulação tenha um meio de comprovação e você poderá conflitar os resultados de ambos, assim buscando um resultado bom e trazendo um projeto confiável para o veículo.

Com as massas em cada ponto do veículo, as constantes elásticas e o microcontrolador extraíndo os dados do veículo, é possível obter as constantes de amortecimento e desse modo modificar a configuração do veículo para que atenda as necessidades desejadas.

Inicialmente calcula-se a constante de amortecimento da mola utilizando as correlações e equações apresentadas no livro de Vibrações Mecânicas [6](RAO).

Alguns pontos são necessários ser calculados para que obtenha alguns resultados durante o processo de testes e simulações. É necessário então localizar o fator de amortecimento do veículo, que pode ser calculado por meio da Equação 5 [6](RAO).

$$\xi = \frac{C}{C_{cr}} \quad (5)$$

Onde:

$$C_{cr} = 2\sqrt{km} \quad (6)$$

Como, para calcular o fator de amortecimento é necessário ter o conhecimento do valor da constante de amortecimento "C", é necessário utilizar outras alternativas, para que seja possível encontrar e calcular o fator de amortecimento, assim como pode-se visualizar na Equação 7.

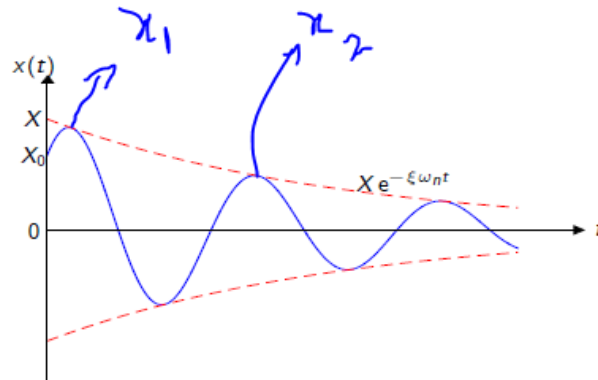
$$\xi = \frac{\delta}{\sqrt{(2\pi)^2 + \delta^2}} \quad (7)$$

Onde "δ" é o decremento logarítmico, que representa uma variação na queda logarítmica, que pode ser visualizada por meio de algum gráfico de movimento do veículo, quando submetido a algum amortecimento. Esse decremento logarítmico pode ser calculado utilizando os gráficos de aceleração e a Equação 8. Esse processo pode ser realizado apenas observando a queda de amplitudes em um mesmo intervalo de tempo.

$$\delta = \ln \frac{x_1}{x_2} \quad (8)$$

O decremento logarítmico, é extraído do gráfico de aceleração por tempo, assim apresentado na Figura 18, portanto, quando se trata de dados teóricos, pode-se considerar uma representação mais simples de interpretar, portanto na prática o gráfico será de mais difícil interpretação.

Figura 18 - Decremento logarítmico.



Fonte: [6](RAO)

De modo a obter os dados de aceleração do veículo em determinados pontos, realizou-se alguns testes, para que a obtenção desses dados fosse facilitada. Ao utilizar o microcontrolador Arduino, para obter os dados referentes às acelerações, foi necessário a utilização de um acelerômetro de 3 eixos, onde foi possível absorver as acelerações verticais, em diferentes pontos do veículo. O acelerômetro utilizado foi GdI MPU-6050, onde foi instalado no Arduino UNO R3, de modo que fosse possível armazenar os dados em um dispositivo de armazenamento SD.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 DINÂMICA LATERAL

Para os testes serem realizados, foi necessário realizar uma pesagem no carro para encontrar as massas referentes em cada uma das rodas, assim representado na Tabela 2.

Tabela 2 - Massas do Carro.

	Posição das Massas	(kg)
Sem piloto	Dianteira Esquerda	69,9
	Dianteira Direita	47,2
	Traseira Esquerda	62,7
	Traseira Direita	84,4
Com piloto	Dianteira Esquerda	91,5
	Dianteira Direita	76,7
	Traseira Esquerda	83,0
	Traseira Direita	100,7

Fonte: do próprio autor.

As massas foram obtidas por meio de uma pesagem realizada em campo, utilizando apenas 4 balanças comuns, e colocando-as embaixo de cada pneu do veículo, obtendo assim uma distribuição correta da massa do carro em relação ao solo. As massas foram obtidas considerando e desconsiderando o peso do piloto, pois alguns testes foram realizados com o veículo em movimento e também com ele estático. Piloto esse que tem massa de 87,7 kg, esse valor acaba sendo distribuído no peso de cada um dos 4 pontos do carro.

As constantes elásticas das molas que compõem a suspensão do veículo Baja, foram obtidas por meio de um ensaio de compressão realizado no Laboratório de Ensaio da UTFPR Londrina, assim podendo validar o resultado com os valores que o fabricante informava. Essas constantes obtidas estão na Tabela 3.

Tabela 2 - Constantes Elásticas do Carro.

Localização da mola	Rigidez (kN)
Dianteira Esquerda	45
Dianteira Direita	45
Traseira Esquerda	73
Traseira Direita	73

Fonte: do próprio autor.

Tabela 3 – Centro de rolagem dianteiro e traseiro.

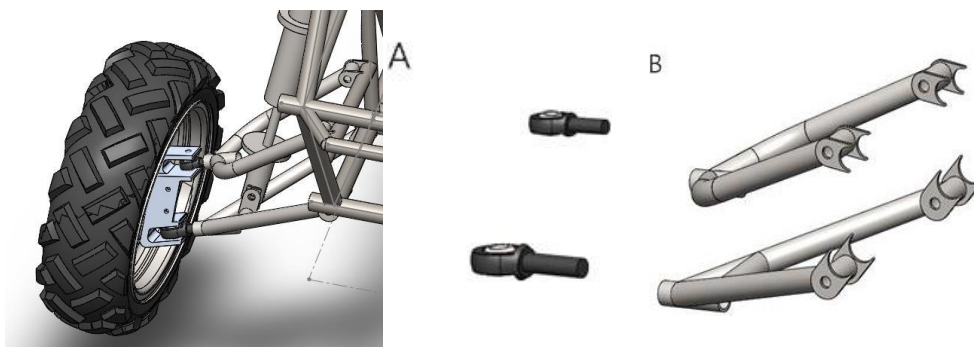
Posição	Roll Center (mm)
Dianteira	295,55
Traseira	400,31

Fonte: do próprio autor.

Ao se aplicar uma cambagem negativa, o pneu tende a aumentar sua área de contato com o solo, deste modo dificultando que haja deslizamentos dianteiros durante uma curva. Pode-se comparar isso com a força centrífuga, onde o objeto ao realizar um movimento circular em torno de algum eixo externo, ele tende a sair do raio de curvatura, fugindo da trajetória.

A partir do momento em que o ângulo de cambagem é negativo, possibilita que o pneu externo à curva possa atingir um ângulo 0° ao realizar o trajeto, fazendo com que aconteça o máximo contato da banda de rodagem do pneu com o solo.

Logo com o intuito de obter um ângulo de cambagem negativa, foi-se necessário a realização de alguns testes e algumas alterações na geometria do carro. Uma das possíveis modificações para obtenção de cambagem negativa é o aumento da bandeja inferior ou redução da bandeja superior do veículo, porém por ser necessário a fabricação de componentes soldados, viu-se como uma solução não muito viável para melhoria de projeto. Outra opção é apresentada, pelo fato do veículo utilizar sistema de bandejas duplo A e utilização de terminais rotulares, uma visualização melhor das bandejas pode-se apresentar na Figura 20.

Figura 20 – Bandejas (B) e terminais rotulares (A).

Fonte: do próprio autor.

Pelo fato do terminal rotular ser de alta mobilidade, viu-se a possibilidade de alterar a cambagem do veículo apertando e soltando o terminal rotular nas bandejas. Porém ao soltar o terminal rotular, pode-se perceber que ele acaba ficando um pouco mais frágil e suscetível à quebra, reduzindo a vida útil do mesmo.

Deste modo foi realizado testes práticos em que se alterava a cambagem do veículo e colocava o carro na pista para fazer o cálculo do raio de curvatura, a partir dos testes sem a necessidade de forçar muito os terminais rotulares, deixou-se a cambagem com um ângulo negativo de aproximadamente $-2,5^\circ$, fazendo obter resultados favoráveis para o projeto.

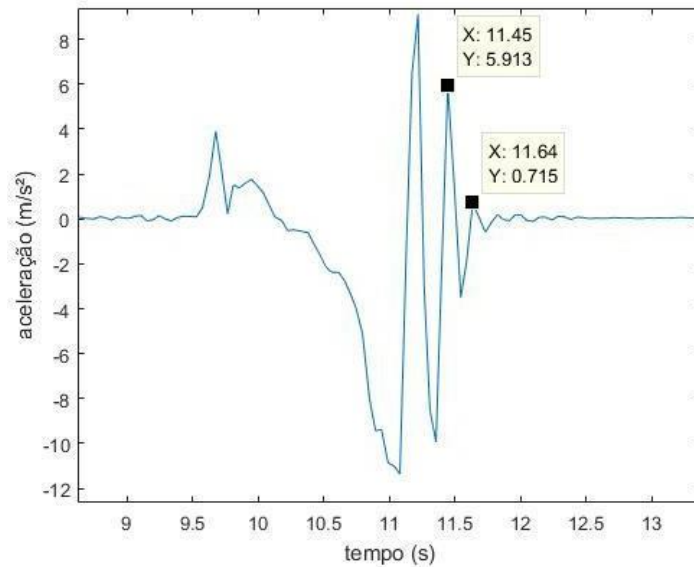
A partir das alterações realizadas na cambagem e os centros de rolagens calculados, sendo eles favoráveis para os resultados, fez-se o cálculo do raio de curvatura e encontrou um valor de 1870 mm, deste modo atingiu-se a meta e possibilitou o veículo apresentar melhores resultados em relação a manobrabilidade.

4.2 DINÂMICA VERTICAL

A dinâmica vertical do veículo foi definida e calculada a partir de testes realizados utilizando um acelerômetro para obter os dados referentes as acelerações e o *software Matlab*, código presente no Anexo A, para sintetizar os dados, realizar os cálculos e plotar os gráficos.

Para obter o gráfico de aceleração por tempo, foi-se necessário realizar um *drop test* na suspensão. Esse teste foi realizado posicionando um acelerômetro em uma suspensão dianteira do veículo, o carro foi levantado e solto de uma altura considerável de 70 cm e com o motor desligado, depois pegou-se esses dados referentes as acelerações, para assim obter o fator de amortecimento da suspensão. Para plotar o gráfico, foi necessário trata-los com o auxílio do *Software Matlab*, disponível gratuitamente na Universidade. O gráfico obtido pode ser visualizado na Figura 21, apresentada a seguir:

Figura 21 - Aceleração por tempo - Drop test.



Fonte: do próprio autor.

Após ser realizado os testes, foi utilizado o *Software Matlab* para a análise e sintetização dos dados e para possibilidade de melhorias no veículo a partir dos resultados obtidos. Na Figura 21 pode-se observar alguns picos de oscilação, a partir desses picos e a Equação 8 é possível obter o decremento logarítmico.

$$\delta = \ln \frac{x_1}{x_2} = h \frac{5,913}{0,715} = 2,1126$$

A partir do decremento logarítmico encontrado e a Equação 7, é possível calcular o fator de amortecimento.

$$\xi = \frac{\delta}{\sqrt{(2\pi)^2 + \delta^2}} = \frac{2,1126}{\sqrt{(2\pi)^2 + 2,1126^2}} = 0,3187$$

Com o fator de amortecimento sendo 0,3187, pode-se concluir que o sistema de suspensão será sub-amortecido, pois o valor se encontra entre 0 e 1.

A partir do fator de amortecimento calculado e as Equações 5 e 6, é possível calcular a constante de amortecimento “C” de um conjunto de suspensão.

$$C = \xi C_{cr} = 2\sqrt{km} \xi \quad (9)$$

Para realizar o *drop test*, onde o carro é levantado e solto para obter a vibração dianteira, o acelerômetro foi posicionado na parte dianteira do veículo, considerando assim então as massas dianteiras e as constantes de rigidez elástica em paralelo, logo:

$$\text{Massa dianteira} = \text{massa esquerda} + \text{massa direita} \quad (10)$$

$$\text{Massa dianteira} = 69,9 + 47,2 = 117,1 \text{ kg}$$

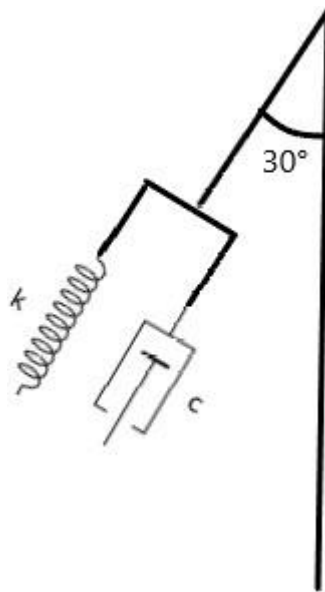
Já para as constantes elásticas, tem-se:

$$k_{total} = k_{direita} + k_{esquerda} \quad (11)$$

$$k_{total} = 45 \times 10^3 + 45 \times 10^3 = \frac{90 \times 10^3 \text{ N}}{\text{m}} = 90 \text{ kN/m}$$

Entretanto, o conjunto de suspensão massa mola amortecedor não se encontra na direção vertical como o peso da massa devido à ação da gravidade. Logo, é necessário a decomposição dos componentes em 30° , conforme apresentado na Figura 22.

Figura 22 - Sistema de suspensão inclinado.



Fonte: do próprio autor.

Utilizando a Equação 9 e algumas decomposições de vetores, tem-se que a constante de amortecimento dianteira será:

$$C = \frac{2\sqrt{117,1 * (\cos(30^\circ)) * 90 \times 10^3 * 0,3187}}{\cos(30^\circ)} = 2223,55 \frac{\text{Ns}}{\text{m}}$$

Portanto, como o conjunto dianteiro conta com 2 amortecedores, pode-se dizer que a constante de amortecimento de cada extremidade será a metade do valor encontrado acima.

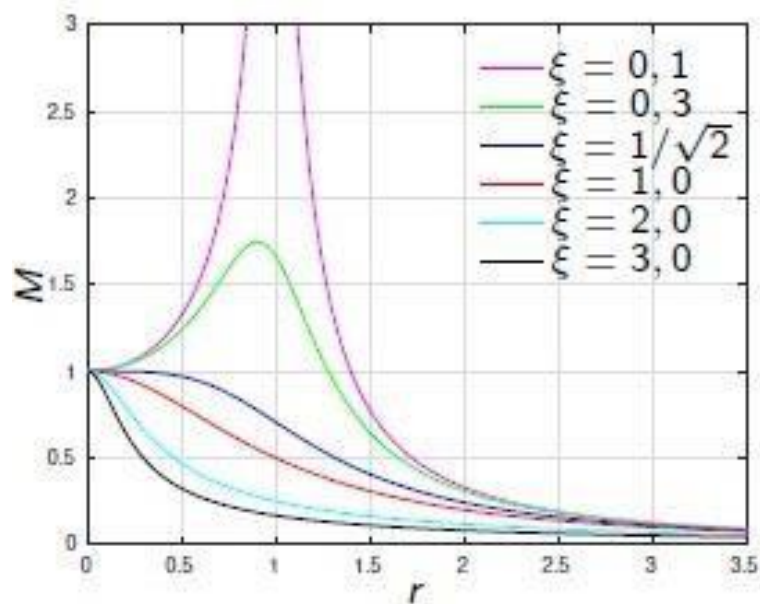
$$C_{individual} = \frac{C}{2} \quad (11)$$

$$C_{individual} = \frac{2223,55}{2} = 1111,77 \frac{Ns}{m}$$

Obtendo o valor da constante de amortecimento e o fator de amortecimento, mantendo as outros valores constantes, é possível alterar/modificar a geometria da suspensão do veículo para que favoreça o fator de amortecimento adequado para o melhor desempenho do veículo e conforto do piloto.

Como pode-se observar na Figura 23 apresentada a seguir, a razão de amplitude e a razão de frequências, têm valores cruzados e apresentados em forma de gráficos, para que assim possa ter um ponto de melhor trabalho da suspensão.

Figura 23 - Razão de amplitude por razão de frequências.

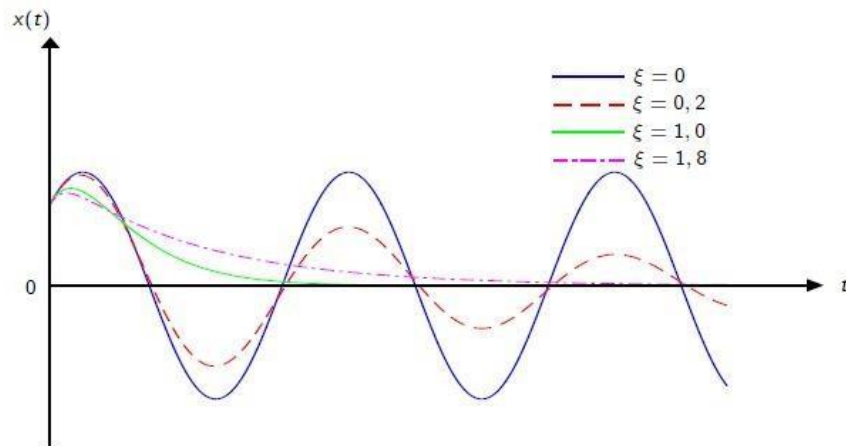


Fonte: [6](RAO)

Assim como apresenta a Figura 23, pode-se perceber que quanto menor o fator de amortecimento mais a razão de amplitude irá tender para o infinito, enquanto a frequência do sistema e a frequência natural forem próximas. Esse caso é extremamente perigoso para o veículo, pois o veículo pode não suportar com a grande variação de amplitudes que irá ocorrer.

Para entender melhor como é o funcionamento de um veículo com fator de amortecimento tendendo a zero, pode-se visualizar na Figura 24.

Figura 24 - Fator de amortecimento influenciando no movimento.



Fonte: [6](RAO)

Como é possível identificar na Figura 24, as curvas deixam de ser tão oscilatórias conforme o fator de amortecimento vai aumentando, isso se dá devido ao amortecedor instalado no veículo. O ideal é que haja o movimento oscilatório, porém com $x(t)$ tendendo a zero conforme o tempo vai aumentando. Porém, levando em consideração conforto e desempenho, o valor ideal para o fator de amortecimento seria de $1/\sqrt{2}$, desse modo visualizando os 2 gráficos anteriores pode-se perceber que com esse fator de amortecimento o veículo não sofrerá com os picos de ressonância quando ocorrer.

Com o fator de amortecimento sendo 0,3187, viu-se a necessidade de aumentar o fator de amortecimento, sem a necessidade de comprar outros equipamentos.

Como opção de melhoria de projeto foi feito o cálculo inverso do processo, utilizando a Equação 9, tem-se:

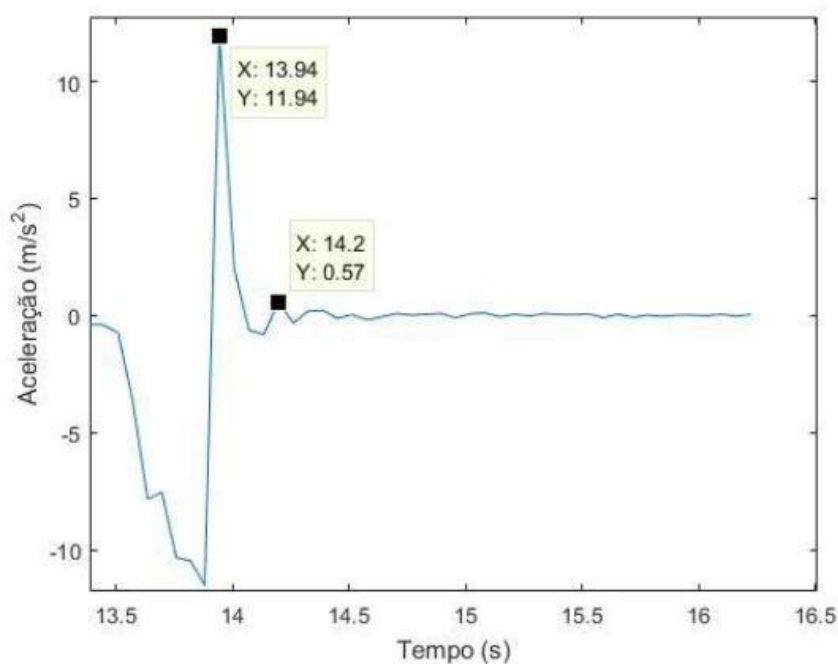
$$C = 2\sqrt{km} \xi$$

$$\rightarrow \xi = \frac{C}{2\sqrt{km}} \quad (12)$$

A partir da Equação 12, é possível visualizar que a constante de amortecimento “C” é diretamente proporcional ao fator de amortecimento, logo a sugestão para a melhoria foi-se de obter um maior amortecimento sem a troca do amortecedor. Como o amortecedor utilizado era do tipo pressurizado, viu-se a possibilidade de aumentar a pressão interna dentro do cilindro, para que conseqüentemente obtivesse um aumento do fator de amortecimento.

A pressão interna do amortecedor encontrava-se em aproximadamente 30 PSI, aumentou-se a pressão interna para 50 PSI, valor máximo suportado para o amortecedor. Após o aumento da pressão, o gráfico de aceleração apresentou as características apresentadas na Figura 25:

Figura 25 - Aceleração após o aumento de pressão do amortecedor.



Fonte: do próprio autor.

Para calcular o decremento logarítmico do resultado é preciso utilizar os cálculos da Equação 8.

$$\delta = \ln \frac{11,94}{0,57} = 3,042$$

Logo o fator de amortecimento pode ser calculado utilizando a Equação 7.

$$\xi = \frac{3,042}{\sqrt{(2\pi)^2 + 3,042^2}} = 0,4358$$

4.3 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para uma continuação dos resultados e simulação dos dados de dinâmica lateral e vertical, é necessário realizar a utilização de *softwares* que foram comentados no decorrer do trabalho, porém não foram explorados para a explicação e entendimento de determinados pontos de melhoria do projeto. Desses softwares, pode-se citar: *Adams Car*, *CarSim*, *Lotus*, *Matlab*, entre outros. Com a utilização desses softwares é possível realizar simulações, cálculos e obter alguns resultados,

antes de efetuar alterações na estrutura e componentes. Também é possível utilizar os softwares citados, com o intuito de validação dos dados calculados, desse modo aumentando a confiabilidade do projeto.

5 CONCLUSÃO

O ângulo de cambagem será negativo, sendo o valor dele de aproximadamente $-2,5^\circ$ e com o centro de rolagem traseiro era superior ao dianteiro foi possível a obtenção de um raio de curvatura de 1870 mm, valor menor que o planejado. Desse modo se tornou possível a melhoria em provas dinâmicas em competições, pois a manobrabilidade e dirigibilidade será aumentada consideravelmente.

Os métodos utilizados para melhoria do raio de curvatura, foram empíricas e de maneira repetitiva, propícia a erros, desse modo é visto a necessidade de realizar algumas simulações utilizando softwares adequados para dinâmica veicular, fazendo com que os resultados obtidos sejam encontrados com mais facilidade e sem riscos de prejudicar o protótipo através de testes práticos.

Para a dinâmica vertical, teve-se mais dados referentes às simulações e testes realizados no veículo, deste modo facilitou a realização de coleta e análise de dados. O fator de amortecimento obtido, ainda não está muito próximo do ideal para o projeto, porém obteve uma melhoria em relação ao amortecimento antigo. O novo fator de amortecimento desenvolvido e simulado terá um aumento de aproximadamente 36,7%. Como sugestão de melhoria para trabalhos futuros, é preciso a realização de algumas alterações envolvendo os componentes, como por exemplo: troca de amortecedores, molas, ou alterações no chassi para que possa ser aumentada ou diminuída a massa do veículo.

REFERÊNCIAS

- [1] **Equipe Clarengex.** Clarentino. Disponível em: <https://claretiano.edu.br/blog/baja/146240/equipe-clarengex-participa-da-25-competicao-baja-sae-brasil-petrobras>. Acesso em 01 mar 2021.
- [2] SAE BRASIL – **A casa do conhecimento da mobilidade brasileira.** Disponível em: <https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sul/>. Acesso em: 14 mar 2021.
- [3] T. GILLESPIE, "**Fundamentals of Vehicle Dynamics**", SAE International, 1992.
- [4] R. N. Jazar, **Vehicle Dynamics: Theory and Applications**, Riverdale, NY: Springer, 2008.
- [5] Silva, L. C. A. **Princípios Básicos de Um Laboratório Virtual para Veículos: Aplicação em Acessibilidade.** Dissertação de Mestrado. Faculdade de Engenharia Mecânica. Universidade Estadual de Campinas, 2007.
- [6] RAO, S. **Vibrações Mecânicas**, 4ª Edição. Pearson Education do Brasil Ltda.
- [7] DUARTE, B. T. BARRETO, J. R. AMARAL, P. T. **Análise de Dinâmica Veicular do Protótipo Baja SAE.** CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ. Rio de Janeiro. 2016.
- [8] SOUZA, F. **Introdução ao Arduino – Primeiros passos na plataforma.** Embarcados. Disponível em: <https://www.embarcados.com.br/arduino-primeiros-passos/>. Acesso em: 08 mai 2021.

ANEXO A - CÓDIGO DO SOFTWARE MATLAB UTILIZADO

```

clc
clear
%%massas do carro sem piloto em (kg)
mDe=69.91;%%massa dianteira esquerda
mDd=47.2;%%massa dianteira direita
mTe=62.65;%%massa traseira esquerda
mTd=84.44;%%massa traseira direita

%%massas do carro com piloto em (kg)
MDe=97.52;%%massa dianteira esquerda
MDd=76.66;%%massa dianteira direita
MTe=83;%%massa traseira esquerda
MTd=100.7;%%massa traseira direita

%%contante elástica das molas
kDe=45e3;%%rigidez dianteira esquerda
kDd=45e3;%%rigidez dianteira direita
kTe=73e3;%%rigidez traseira esquerda
kTd=73e3;%%rigidez traseira direita

%%inicialmente calculá-se a constante de amortecimento da mola
%%utilizando o Slide 7 das aulas de vibrações e os dados pegos a partir do
%%levantamento do carro

%%Teste ##1
dados=load('Teste1_amortecimento.txt');
ax=dados(:,2);
ay=dados(:,3);
az=dados(:,4);
t=dados(:,1);

figure,
subplot(3,1,1),plot(t*1e-3,ax);%%coloca 1e-3 no tempo pois o acelerometro dava a resposta em
milisegundos
legend('x')
subplot(3,1,2),plot(t*1e-3,ay);
legend('y')
subplot(3,1,3),plot(t*1e-3,az);
legend('z')
xlabel('Tempo (s)');
ylabel('Aceleração (m/s^2)');

figure,plot(t*1e-3,az)
xlabel('tempo (s)')
ylabel('aceleração (m/s^2)')
delta = log(9.066/3.048);
csi = delta/sqrt((2*pi)^2+delta^2);
k = kDe+kDd;
m = mDe+mDd;
theta=30*pi/180; %%angulo entre o amortecedor e a vertical (30°)
C1=csi*2*sqrt(k*cos(theta)*m)/cos(theta);
C1=C1/2;

%%Teste ##2
dados2=load('Teste3_amortecimento.txt');
ax=dados2(:,2);

```

```

ay=dados2(:,3);
az=dados2(:,4);
t=dados2(:,1);

figure,
subplot(3,1,1),plot(t*1e-3,ax);%%coloca 1e-3 no tempo pois o acelerometro dava a resposta em
milisegundos
legend('x')
subplot(3,1,2),plot(t*1e-3,ay);
legend('y')
subplot(3,1,3),plot(t*1e-3,az);
legend('z')
xlabel('Tempo (s)');
ylabel('Aceleração (m/s^2)');

figure,plot(t*1e-3,az)
xlabel('tempo (s)')
ylabel('aceleração (m/s^2)')
delta = log(5.913/0.715);
csi = delta/sqrt((2*pi)^2+delta^2);
k = kDe+kDd;
m = mDe+mDd;
theta=30*pi/180; %%angulo entre o amortecedor e a vertical (30°)
C2=csi*2*sqrt(k*cos(theta)*m)/cos(theta);
C2=C2/2;
vx=cumtrapz(t,ax);
vy=cumtrapz(t,ay);
vz=cumtrapz(t,az);

```