



**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Metodologia de desenvolvimento do sistema de
suspensão para um protótipo Baja SAE**

Lucas Moura Lisboa
Mauro Cesar Souza Werneck Rodrigues
Rafael de Melo Felipe

Orientador: Prof. Ricardo Alexandre de Amar Aguiar

Rio de Janeiro

Junho de 2018



**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

Metodologia de desenvolvimento do sistema de suspensão para um protótipo Baja SAE

Lucas Moura Lisboa
Mauro Cesar Souza Werneck Rodrigues
Rafael de Melo Felipe

Projeto final apresentado em cumprimento
às normas do Departamento de Educação Superior
do CEFET/RJ, como parte dos requisitos para obtenção
do título de Bacharel em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Ricardo Alexandre de Amar Aguiar

Rio de Janeiro

Junho de 2018

CEFET/RJ – Sistema de Bibliotecas / Biblioteca Central

- L769 Lisboa, Lucas Moura
Metodologia de desenvolvimento do sistema de suspensão para um protótipo Baja SAE / Lucas Moura Lisboa, Mauro Cesar Souza Werneck Rodrigues [e] Rafael de Melo Felipe.—2018.
92f. + anexos : il. (algumas color.) , grafs. , tabs. ; enc.
- Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca , 2018.
Bibliografia : f. 91-92
Orientador : Ricardo Alexandre de Amar Aguiar
1. Engenharia mecânica. 2. Veículos a motor - Molas e suspensão. 3. Veículos Mini-Baja. 4. Veículos a motor - Dinâmica. I. Rodrigues, Mauro Cesar Souza Werneck. II. Felipe, Rafael de Melo. III. Aguiar, Ricardo Alexandre de Amar (Orient.). IV. Título.
- CDD 621

Elaborada pela bibliotecária Mariana Oliveira CRB-7/5929

AGRADECIMENTO

Este presente trabalho dedicamos primeiramente aos nossos familiares, que nos apoiaram em todas as etapas da nossa formação acadêmica, bem como aos nossos amigos, companheiros de instituição ou não. Agradecemos também à equipe MudRunner de Baja SAE que nos forneceu os dados e ajuda necessários para redigir esse projeto final, além de muito ter contribuído para a evolução pessoal e profissional destes autores e ao professor orientador nos guiou neste trabalho e que nos acompanha desde o início de nossa graduação como orientador da equipe MudRunner, Ricardo Alexandre Amar de Aguiar.

Agradecemos à nossa instituição de ensino CEFET/RJ por nos apoiar fornecendo acesso ao laboratório de pesquisa para realização dos ensaios contidos neste projeto. Agradecemos também ao amigo e técnico de laboratório Brenno Tavares Duarte por todo apoio prestado.

Durante toda a graduação, os autores do presente trabalho fizeram parte da equipe a qual nos dedicamos e passamos anos de estudo, sendo assim, finalizamos agora essa etapa da vida, concluindo essa linha de pesquisa deixada como legado para a mesma.

RESUMO

Por conta do severo terreno off-Road ao qual o protótipo Baja SAE é submetido em competições, o sistema de suspensão tem grande impacto no desempenho do veículo. Partindo desse entendimento este trabalho tem por objetivo desenvolver um projeto de suspensão para o protótipo Baja SAE do CEFET/RJ, priorizado o desempenho e garantindo as condições normativas de conforto para o piloto. Este trabalho conta com uma revisão bibliográfica, de onde foram selecionadas as premissas adotadas no projeto, seguida pela elaboração e análise de modelos que descrevem o comportamento do protótipo nos campos da dinâmica lateral e vertical e foram utilizados os softwares como Lotus SuspensionAnalysis, MatLab e Solidworks na solução numérica dos modelos desenvolvidos. Em paralelo foram introduzidos conceitos aplicados de gestão de projetos, procurando destacar que suas boas práticas sempre devem ser aplicadas a qualquer projeto de engenharia.

Palavras-chaves: Baja SAE, suspensão, dinâmica veicular, gestão de projetos.

ABSTRACT

Due to the severe off-road terrain which the Baja SAE prototype is submitted during competitions, the suspension system has a great impact on its performance. Therefore, this graduation final project aims to develop a suspension project for the Baja SAE prototype of CEFET / RJ, prioritizing the performance and ensuring the comfort normative conditions. This assignment has a bibliographic review, which the premises adopted in the project were selected, followed by the elaboration and analysis of models that described the behaviour of the prototype in the fields of lateral and vertical dynamics. It was used for, softwares such as Lotus Suspension Analysis, MatLab and Solidworks. In parallel, applied concepts of project management were introduced, a discipline that should have its good practices always applied to any engineering project.

Key-words: Baja SAE, suspension, vehicle dynamics, analysis, project management.

Sumário

| | |
|---|----|
| LISTA DE TABELAS..... | 11 |
| Capítulo 1 | 12 |
| 1. Introdução..... | 12 |
| 1.1. O projeto Baja SAE..... | 12 |
| 1.2. Competições Baja SAE | 12 |
| 1.3. Equipe MudRunner | 12 |
| 1.4. Motivação..... | 13 |
| 1.5. Justificativa..... | 13 |
| 1.6. Objetivos | 13 |
| 1.7. Organização do trabalho..... | 14 |
| Capítulo 2 | 15 |
| 2. Revisão Bibliográfica..... | 15 |
| 2.1. Tipo de Suspensões | 15 |
| 2.1.1. Sistemas de suspensões dependentes | 15 |
| 2.1.2. Sistemas de suspensões independentes | 17 |
| 2.2. Componentes do sistema de suspensão | 21 |
| 2.2.1. Pneu | 21 |
| 2.2.2. Conjunto Mola-amortecedor | 22 |
| 2.3. Gestão de Projetos | 24 |
| 2.3.1. Definição de Projeto | 25 |
| 2.3.2. Gestão de Projetos | 25 |
| Capítulo 3 | 28 |
| 3. Dinâmica Veicular..... | 28 |
| 3.1. Dinâmica vertical (<i>Ride</i>) | 28 |
| 3.1.1. Grandezas de interesse | 29 |

| | | |
|------------|---|----|
| 3.1.2. | Fontes de Excitação | 30 |
| 3.1.3. | Resposta Dinâmica | 32 |
| 3.1.4. | Resposta do corpo a vibrações..... | 33 |
| 3.2. | Dinâmica Lateral | 36 |
| 3.2.1. | Tipos de comportamento do veículo | 37 |
| 3.2.2. | Geometria de Ackerman..... | 37 |
| 3.2.3. | Gradiente de esterçamento | 39 |
| 3.2.4. | Centro de rolagem e transferência de carga | 39 |
| 3.2.5. | <i>Caster</i> | 40 |
| 3.2.6. | Ângulo de camber | 41 |
| 3.2.7. | Força Lateral..... | 42 |
| Capítulo 4 | | 44 |
| 4. | Metodologia e modelagem | 44 |
| 4.1. | Gerenciamento de projetos..... | 44 |
| 4.1.1. | Ciclos de vida de um projeto Baja SAE | 44 |
| 4.1.2. | Iniciação e planejamento | 45 |
| 4.1.3. | Execução e monitoramento | 49 |
| 4.1.4. | Encerramento..... | 52 |
| 4.2. | Dinâmica Vertical | 53 |
| 4.2.1. | Dimensionamento do conjunto mola-amortecedor | 53 |
| 4.2.2. | Posicionamento do conjunto mola-amortecedor | 55 |
| 4.3. | Dinâmica Lateral | 56 |
| 4.3.1. | Definição de geometria | 56 |
| 4.3.2. | Transferência de carga..... | 57 |
| 4.3.3. | Gradiente de esterçamento | 58 |
| 4.3.4. | Velocidade característica e velocidade crítica..... | 60 |

| | | |
|------------------------------|---|----|
| 4.4. | Avaliações e aquisição de dados | 60 |
| 4.4.1. | Simulações realizadas..... | 61 |
| 4.4.2. | Teste do ângulo de deriva..... | 63 |
| Capítulo 5 | | 68 |
| 5. | Resultados | 68 |
| 5.1. | Resultados dos testes com o protótipo | 68 |
| 5.2. | Dinâmica vertical | 69 |
| 5.2.1. | Definição dos parâmetros de rigidez e amortecimento | 70 |
| 5.2.2. | Análise de ½ do veículo | 75 |
| 5.3. | Dinâmica lateral | 77 |
| 5.3.1- | Análise em baixa velocidade | 77 |
| 5.3.2- | Análise em alta velocidade | 79 |
| 6. | Conclusão..... | 89 |
| 7. | Trabalhos Futuros..... | 91 |
| 8. | Bibliografia..... | 92 |
| Anexo 1 – Rotina Matlab..... | | 94 |

Lista de Figuras

| | |
|---|----|
| Figura 2-1 -Suspensão do tipo eixo rígido. | 16 |
| Figura 2-2 - Suspensão de Dion. | 16 |
| Figura 2-3 - Suspensão Duplo A..... | 17 |
| Figura 2-4 - Suspensão <i>Mcpherson</i> | 18 |
| Figura 2-5 - Suspensão do tipo <i>Trailingarm</i> (Braço arrastado). | 19 |
| Figura 2-6 - Ângulo da suspensão <i>Semi-trailing arm</i> | 20 |
| Figura 2-7 - Suspensão <i>Semi-trailing arm</i> | 20 |
| Figura 2-8 -Modelos de pneus..... | 21 |
| Figura 2-9 - Aderência dos tipos de pneus. | 22 |
| Figura 2-10 -Partes de um amortecedor. | 23 |
| Figura3-1 - Sistema de coordenadas SAE..... | 30 |
| Figura3-2 - Motor a combustão - Sistema pistão virabrequim..... | 31 |
| Figura3-3 - Modelo de ¼ de veículo | 33 |
| Figura 3-4 - Geometria de Ackerman | 38 |
| Figura3-5 - Construção geométrica: centro instantâneo e de rolagem..... | 40 |
| Figura3-6 - <i>Mechanicaltrail</i> | 41 |
| Figura3-7 -Ângulo de camber. | 42 |
| Figura3-8 - Interação entre força lateral e ângulo de deriva | 43 |
| Figura4-1 - Orientação do amortecedor traseiro em relação a vertical | 56 |
| Figura 4-2 -Geometria no <i>Software Lotususpensionanalysis</i> | 57 |
| Figura 4-3 – Representação de Quebra-mola. | 61 |
| Figura 4-4 - Modelo de 1/2 veículo e 5 GDL..... | 62 |
| Figura 5-5-1 - DCL do experimento..... | 68 |
| Figura 5-5-2 - Frequências naturais x rigidez | 71 |
| Figura 5-5-3- Faixa de trabalho para seleção do amortecimento traseiro | 72 |
| Figura 5-5-4 - Faixa de trabalho para seleção do amortecimento dianteiro | 73 |
| Figura 5-5-5- Deslocamentovertical do CG | 76 |
| Figura 5-5-6 - Variação angular de <i>Pitch</i> | 76 |

| | |
|---|----|
| Figura 5-5-7 - Cambagem x Esterçamento | 78 |
| Figura 5-5-8— Esterçamento x Bumb | 79 |
| Figura 5-5-9 - Aceleração Lateral x Rolagem | 80 |
| Figura 5-5-10- Altura do centro de rolagem x ângulo rolagem | 81 |
| Figura 5-5-11 - Cambagem em relação a rolagem | 82 |
| Figura 5-5-12- Esterçamento em relação a rolagem | 82 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|----|
| Tabela 2-1 - Áreas de conhecimento segundo o guia de gerenciamento de projeto PMBOK. | 27 |
| Tabela 4-1 - Premissas para o bom desempenho do protótipo | 48 |
| Tabela 4-2 -Parâmetros de massa adotados | 54 |
| Tabela 4-3 - Valores adotados parar testes | 67 |
| Tabela 5-1 - Resultados do teste | 69 |
| Tabela 5-2 - Valores pré-fixados | 70 |
| Tabela 5-3 - Frequências naturais e fator de amortecimento..... | 70 |
| Tabela 5-4 - Limites de Rigidez da suspensão | 71 |
| Tabela 5-5 - Dados de entrada | 73 |
| Tabela 5-6 - Valores pré-fixados | 75 |
| Tabela 5-7 - Propriedades do protótipo | 76 |
| Tabela 5-8 - Temos os parâmetros da suspensão | 77 |
| Tabela 5-9 - Dados de entrada | 84 |
| Tabela 5-10 - Dados referentes à aceleração lateral de 1g | 85 |
| Tabela 5-11 - Valores do coeficiente de esterçamento..... | 87 |
| Tabela 5-12 – Velocidade critica..... | 87 |

Capítulo 1

1. Introdução

1.1. O projeto Baja SAE

O programa Baja SAE é um desafio lançado aos estudantes de engenharia que oferece a chance de aplicar na prática os conhecimentos adquiridos em sala de aula, visando assim incrementar sua preparação para o mercado de trabalho. Nesse desafio, os estudantes desenvolvem, dentro de um projeto de extensão na sua instituição de ensino superior, um projeto de um veículo off-road, desde sua concepção, projeto detalhado, construção e testes.

1.2. Competições Baja SAE

Os alunos que participam do Baja SAE BRASIL devem formar equipes que representarão a Instituição de Ensino Superior à qual estão ligados. Estas equipes são desafiadas anualmente a participar da competição, que reúne os estudantes e promove a avaliação comparativa dos projetos. No Brasil a competição nacional recebe o nome de Competição Baja SAE BRASIL e as competições regionais são nomeadas como Etapa Sul, Sudeste e Nordeste.

As etapas da competição não são complementares e a equipe vencedora do Baja nacional ganha o direito de competir da etapa internacional da prova nos Estados Unidos (SAE BRASIL 2017).

1.3. Equipe MudRunner

O projeto Baja SAE do CEFET/RJ começou no ano de 1997, sendo uma das instituições com mais participações na competição Nacional do programa.

A Equipe MudRunner representa o CEFET/RJ nas competições Baja SAE desde o ano de 2007, seu melhor resultado, em âmbito nacional, ocorreu no ano de 2016, quando alcançou a 22ª colocação sendo a equipe com melhor resultado do Estado do Rio de Janeiro.

Hoje a Equipe é composta por mais de 40 membros dos cursos de Engenharia Mecânica, Elétrica, Eletrônica, Automação e Produção.

1.4. Motivação

O conjunto de suspensão e direção é um dos fatores que mais afetam o desempenho de um veículo. O protótipo Baja SAE, por sua vez, tem estes sistemas ainda mais exigidos ao ter, no seu percurso comum, terreno bastante acidentado e curvas de alto grau de dificuldade.

A partir desta observação, os autores desse projeto constataram que o desenvolvimento de um projeto de suspensão e direção seria de grande valor para a equipe MudRunner Baja SAE do CEFET/RJ, podendo ser utilizado em futuros protótipos ou como base para evolução dessa área de conhecimento na equipe

1.5. Justificativa

Levando em conta as necessidades de um protótipo Baja SAE, o projeto do sistema de suspensão tem por objetivo proporcionar ao carro a possibilidade de vencer os obstáculos encontrados através do dimensionamento adequado dos componentes da suspensão visto que estes são solicitados durante todo o tempo da competição. Em frente à esta situação, o projeto da suspensão do veículo deve preocupar-se com o desempenho dinâmico, conforto do piloto, além do coeficiente de segurança dos componentes.

Tendo em vista tal situação, foi desenvolvido este trabalho com o objetivo de elaborar um projeto de suspensão para a equipe de Baja Sae do CEFET/RJ.

1.6. Objetivos

O objetivo geral deste trabalho é desenvolver o projeto de um sistema de suspensão de um veículo BAJA SAE. Tal projeto visa proporcionar o conhecimento do comportamento do sistema de suspensão quando solicitado a uma determinada situação em uma pista de competição. Assim permitindo ao projetista desenvolver um sistema de suspensão adequado às necessidades solicitadas. Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Analisar os principais fatores que influenciam o comportamento do protótipo;
- Efetuar um modelamento matemático para determinação de parâmetros de desempenho do veículo;

- Utilização do software Lotus SuspensionAnalysys para a determinação da geometria da suspensão, disposição dos componentes e desempenho dinâmico desejado;
- Analisar os resultados encontrados da proposta desenvolvida.

1.7. Organização do trabalho

O presente trabalho é dividido em 6 capítulos, que estão distribuídos da seguinte forma:

O Capítulo 1 apresenta a motivação do trabalho, ilustra o cenário do projeto Baja SAE e da equipe do CEFET/RJ. Nesse capítulo os objetivos do presente trabalho são citados.

O Capítulo 2, por sua vez, apresenta a revisão bibliográfica do tema discutido pelo trabalho. Neste capítulo, são ilustradas as diferentes geometrias de suspensão,

O Capítulo 3 traz uma abordagem, também teórica, sobre dinâmica veicular. Esta disciplina foi dividida entre as duas áreas de interesse do projeto, dinâmica vertical e dinâmica lateral.

O Capítulo 4 tem como objetivo apresentar as metodologias utilizadas para o desenvolvimento do experimento prático, bem como os métodos utilizados para o desenvolvimento do projeto.

No Capítulo 5 são apresentados e analisados os resultados obtidos, nos testes, análises e simulações. Gerando como resultado os parâmetros para fabricação do sistema.

Ao fim, o Capítulo 6 conclui o projeto.

Capítulo 2

2. Revisão Bibliográfica

2.1. Tipo de Suspensões

Responsável pelo amortecimento e controle do equilíbrio do automóvel, o sistema de suspensão tem um papel determinante no comportamento dinâmico e conforto do carro. Existem diversos tipos e configurações para esse sistema, uns mais elaborados que outros, tendo alguns o foco mais direcionado ao conforto e outros ao desempenho.

Para melhor entendimento, as principais literaturas dividem os modelos em duas categorias: sistemas dependentes e sistemas independentes. Essas categorias se dão pela relação de dependência no trabalho entre as rodas de um mesmo eixo. As seções a seguir farão uma breve introdução às principais geometrias utilizadas.

2.1.1. Sistemas de suspensões dependentes

Nos sistemas dependentes, a roda esquerda está ligada à roda direita por um único eixo. Portanto, o movimento de um lado da suspensão afeta o outro. Tal relação de interdependência reduz a capacidade do sistema de isolar o passageiro das vibrações, além de tornar mais fácil a perda de contato entre os pneus e a pista.

2.1.1.1. Eixo rígido

Este tipo de configuração é mais utilizado para eixo traseiros e, devido a ser um eixo único, resulta num elevado valor de massa não suspensa. Contudo, é uma opção de baixo custo e de resistência considerável. A Figura 2-1 ilustra um exemplo de suspensão de eixo rígido:



Figura 2-1-Suspensão do tipo eixo rígido.
Fonte:<<http://falando-sobre-carros.blogspot.com.br>>

2.1.1.2. Suspensão de Dion

Este tipo de sistema é caracterizado por combinar um eixo motriz rígido com um diferencial fixado ao chassi, o que acarreta uma diminuição da massa não suspensa. A Figura2-2ilustra esse tipo de suspensão.

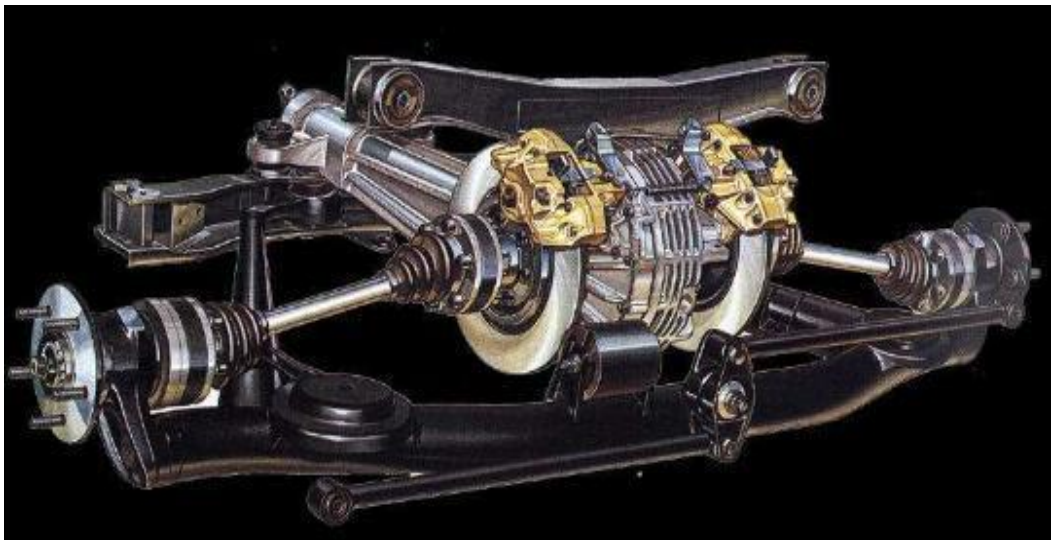


Figura 2-2 - Suspensão de Dion.
Fonte: <<http://falando-sobre-carros.blogspot.com.br>>

2.1.2. Sistemas de suspensões independentes

Os sistemas independentes, são aqueles os quais o trabalho da suspensão de um dos lados não interfere diretamente no outro. Esse grupo de sistemas, cada qual com suas características, possui uma maior capacidade de isolamento vibracional e possibilita ao projetista uma larga possibilidade de configuração dos principais parâmetros de interesse para o mecanismo.

2.1.2.1. Duplo A

As suspensões do tipo duplo A tem como principal característica a presença de dois braços (também chamados de bandejas), um superior e um inferior que comumente apresenta formato triangular.

Sua utilização, que durante certo período foi amplamente comercial, atualmente é mais direcionada para veículos de alta performance por possibilitar um ajuste refinado de parâmetros importantes relacionados com a cinemática de trabalho de suspensão, como por exemplo os ângulos de *camber* e *caster*, além de realizar um bom isolamento vibracional do veículo, proporcionando um melhor conforto ao usuário.

Por outro lado, como desvantagem, requer um dimensionamento muito criterioso e por vezes complexo para obtenção do desempenho esperado, além de um custo elevado, comparado a outros sistemas. Na Figura 2-3 vemos um exemplo de suspensão do tipo Duplo A.



Figura 2-3 - Suspensão Duplo A

Fonte: <<http://falando-sobre-carros.blogspot.com.br>>

2.1.2.2. *McPherson*

Segundo Rimpell(2001), suspensões do tipo *McPherson* são aquelas onde a fixação superior pode ser considerada um único ponto pivô, no qual o amortecedor é fixado diretamente na carroceria.

Com configuração similar ao sistema duplo A, este tipo de suspensão dispensa a balança superior, que é substituída por uma ancoragem do amortecedor diretamente na manga e no chassi. Por conta desta característica, todos os esforços sofridos no deslocamento do veículo, independentemente da direção em que ocorrem, concentram-se em um único ponto superior de articulação.

Uma das principais vantagens desta configuração, segundo Gillespie(1992), é o reduzido espaço ocupado no veículo, sendo um facilitador para a disposição de outros componentes do veículo, como a transmissão e a direção. A Figura 2-4 ilustra a suspensão do tipo *McPherson*.

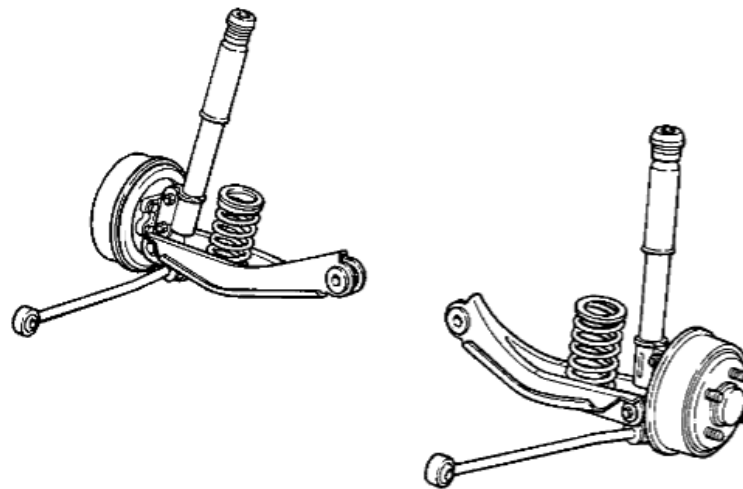


Figura 2-4 - Suspensão *McPherson*.
Fonte: <<https://www.carrodegareagem.com>>

2.1.2.3. *Trailingarm*(Braço arrastado)

Este tipo de suspensão, utilizada majoritariamente em suspensões traseiras, consiste basicamente de braços longitudinais montados de forma a girarem em torno de um eixo transversal à carroceria ou berço de montagem. (REIMPELL, 2001).

Este modelo apresenta como vantagens uma simples manufatura e montagem, redução da massa não suspensa, além de uma configuração que ocupa pouco espaço permitindo o melhor posicionamento dos demais sistemas do veículo. Segundo Gillespie(1992) este é um dos modelos mais simples e baratos de suspensão independente.

Outras características relevantes a esse sistema é a ausência de variação na cambagem e tendência ao comportamento sobreesterçante. A Figura2-5 ilustra a suspensão *trailing arm*.



Figura 2-5 - Suspensão do tipo *Trailingarm*(Braço arrastado).

Fonte: <<http://www.fourwheeler.com>>.

2.1.2.4. *Semi-trailingarm* (Semi-Arrastado)

Como no sistema *Trailingarm* este tipo de suspensão consiste em um braço rígido articulado sob um eixo fixo. Elas se diferenciam pela posição do eixo de ancoragem, que no sistema *Semi-trailingarm* se encontra na diagonal em relação ao chassi, como mostra Figura2-6:

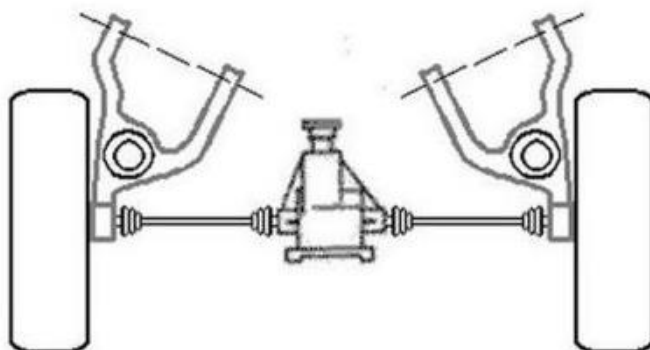


Figura 2-6 - Ângulo da suspensão *Semi-trailing arm*.
Fonte: <<https://www.quora.com>>

Sua principal desvantagem é construtiva, visto que a geometria não apresenta fácil fabricação. Devido à movimentação das rodas, os eixos de tração necessitam duas juntas com variação angular e com variação de comprimento por roda. Entretanto este tipo de suspensão permite um ótimo trabalho de posicionamento dos pontos geométricos essenciais e sua dinâmica tende a levar à subesterçamento. A Figura 2-7 mostra uma suspensão do tipo *semi-trailing arm*.



Figura 2-7 - Suspensão *Semi-trailing arm*.
Fonte: <<http://forums.bajasae.net>>

2.2. Componentes do sistema de suspensão

Além da geometria e disposição das balanças, o sistema de suspensão é formado ainda por outros componentes. Alguns destes são indispensáveis, como pneus e sistema mola-amortecedor. Tais elementos serão discutidos a seguir:

2.2.1. Pneu

O nível de performance de um veículo é profundamente ligado ao desempenho dos pneus, visto que o ponto de contato entre o carro e o solo se localiza nesse componente. Portanto, variadas considerações são realizadas sobre as propriedades de cada tipo de pneu, tais como a dureza, o padrão e a profundidade dos sulcos e o grau de desempenho em pista seca ou molhada. A Figura 2-8 apresenta dois modelos de pneu sendo o pneu à esquerda, utilizado em carros do tipo fórmula, um pneu de alta performance utilizado em pistas de asfalto, em geral com acabamento superficial, possui perfil de banda de rolagem praticamente lisa e dureza de média a macia. Por outro lado, o pneu à direita, é indicado para uso em terrenos off-road, onde a maior solicitação é a de manter a aderência com esse tipo de terreno, possui sulcos profundos e borracha mais dura.



Figura 2-8 -Modelos de pneus.
Fonte: <<http://www.pirelli.com.br>>

De maneira geral, o pneu exerce 3 funções, desenvolver forças longitudinais durante acelerações ou desacelerações, desenvolver forças laterais durante curvas e suportar o peso do protótipo. Quanto a suas propriedades construtivas os pneus podem ser classificados como: pneus com carcaça radial (formado por lonas em paralelo) ou pneus com carcaça diagonal (formado por lonas cruzadas). Os pneus radiais vêm substituindo os pneus diagonais desde 1960, uma vez que apresentam melhor aderência ao solo, o que proporciona maior duração, economia de combustível e melhor desempenho (eficiência em acelerações e desacelerações). A Figura 2-9 mostra a aderência dos dois tipos de carcaças de pneu.

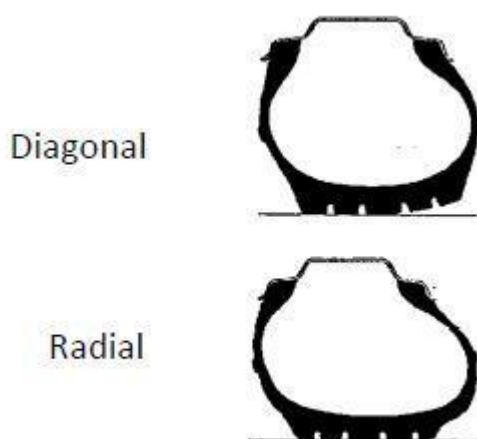


Figura 2-9 - Aderência dos tipos de pneus.
Fonte: GILLESPIE(1992)

Normalmente, um pneu que apresenta maior conforto também apresenta um perfil alto, o que proporciona ao veículo maior estabilidade em curvas. Por sua vez, pneus utilizados em carros esportivos, apresentam um perfil mais baixo provocando maior instabilidade em curvas, o que resulta num menor conforto para o usuário. Quanto a dureza da borracha, pneus com borracha mais macia possuem maior tração, porém maior desgaste.

2.2.2. Conjunto Mola-amortecedor

Conforme já destacado anteriormente, dois dos principais objetivos do sistema de suspensão são absorver as irregularidades do terreno e manter o contato pneu-solo acarretando maior conforto ao usuário e melhor performance do veículo. O conjunto mola-amortecedor é essencial para que esses objetivos sejam atingidos.

O uso de molas tem o objetivo de absorver os impactos e vibrações oriundas da pista pela qual o veículo se movimenta. Quando a roda passa por um obstáculo, a vibração

proveniente por esta perturbação se propaga pelos componentes da suspensão até chegar à mola, que começa a oscilar. O desafio encontrado nessa situação é conter a oscilação da mola, visto que os impactos e vibrações são convertidos em movimento de compressão e distensão da mola, e caso não houvesse um meio de reter o desenvolvimento desses movimentos, o chassi continuaria a oscilar mesmo cessada a fonte de vibração. Nessa conjuntura, surge o amortecedor.

O amortecedor é um componente instalado entre a roda e o chassi. Conforme a mola começa a oscilar, o amortecedor exerce uma força contrária à mola, realizando a supressão da oscilação, evitando assim o movimento descontrolado da roda, o que facilmente a faria perder contato com o solo.

O amortecedor consiste, basicamente, em um pistão preso ao fim da haste preenchido com um fluido que, conforme a suspensão trabalhe, é movimentado no tubo de pressão. Durante os movimentos do sistema, o fluido é forçado através de orifícios presentes no pistão. Para orifícios menores, a carga do amortecedor será maior, ocasionando um maior controle do trabalho da suspensão. Por outro lado, orifícios maiores geram uma carga menor no amortecedor, o que resulta em um controle mais suave da suspensão. A Figura 2-10 ilustra as partes de um amortecedor.

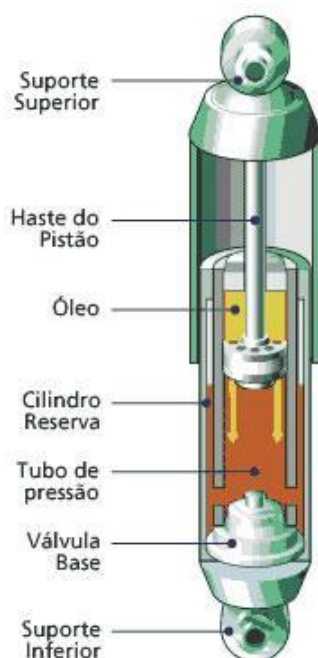


Figura 2-10-Partes de um amortecedor.
Fonte: <<http://www.nissanclub.net.br>>

Quando o amortecedor está no movimento de abertura (extensão), a haste do pistão desliza pelo tubo de pressão deslocando-se para cima. Uma parcela do óleo que se encontrava acima do pistão é movida do tubo reservatório, passando pela válvula de base para o tubo de pressão, a parcela remanescente é deslocada para a parte inferior do tubo de pressão. Durante o processo de fechamento (compressão) do amortecedor, a haste do pistão é deslocada para baixo, ocorre o oposto do processo de abertura (extensão), parte do fluido é deslocada para a parte superior do tubo de pressão (passando pela válvula do pistão) e a parte restante é movida para o tubo reservatório (passando pela válvula de base).(BUARQUE ,2004)

A velocidade em que tais processos ocorrem, determina a força de resistência (carga) gerada pelo amortecedor durante o trabalho do sistema de suspensão. O número e tamanho de orifícios, a espessura e a quantidade dos discos de válvula são os parâmetros de projeto de um amortecedor para controlar a carga gerada de acordo com a velocidade de trabalho da suspensão. Quanto maior essa velocidade, maior será a carga resultante.

Os amortecedores podem ser divididos em dois tipos: com óleo e com gás comprimido. Amortecedores a óleo são os mais comuns em carros de passeio, neles a regulagem da resistência do amortecedor é feita somente pelo controle das válvulas internas. Por outro lado, os amortecedores a gás comprimido oferecem uma regulagem mais fina, visto que nesse tipo de amortecedor um gás é injetado sob certa pressão, o que permite um ajuste fino pelo controle da pressão desse gás que trabalha juntamente com o óleo. Durante os processos de extensão e compressão, o gás comprimido pressionará constantemente o óleo, preenchendo os espaços livres decorrentes do movimento do pistão. A implementação do gás comprimido ainda previne a formação de bolhas de ar no óleo (cavitação), a pressão permanente do gás comprimido impede que tal fenômeno ocorra.(BUARQUE, 2004)

2.3.Gestão de Projetos

Gestão de projetos é uma área de conhecimento que aplica técnicas e procedimentos para elaboração das atividades necessárias ao cumprimento dos requisitos do projeto e, ao mesmo tempo satisfazendo as definições de prazo, custo e qualidade, através da mobilização de recursos técnicos e humanos.

2.3.1. Definição de Projeto

O guia PMBOK (2017) define projeto como um esforço temporário empreendido para criar um produto, serviço ou resultado exclusivo. O termo temporário afirma que o projeto deve ter data para seu início e término, que se dá com o alcance dos objetivos propostos ou com a verificação da inviabilidade de se obter os mesmos. Além disto, a sua conclusão pode ser dada uma vez que a sua necessidade deixar de existir ou que o seu cliente ou patrocinador desistam da sua realização.

O termo temporário por várias vezes pode ser interpretado como de curta duração. Entretanto projetos, como por exemplo, construções de edifícios, podem durar anos. O importante neste conceito é ter a distinção entre projeto e processos dentro de uma organização. Onde os processos são todo o trabalho de rotina que objetiva o funcionamento da empresa em si e não a um resultado específico e mensurável.

Por sua vez, os resultados do projeto podem ter seus efeitos continuados por muito além da sua conclusão, como no exemplo da construção civil.

Neste trabalho o termo projeto foi utilizado para se referir ao “projeto do sistema de suspensão”. Entretanto, para essa disciplina o termo poderá ser interpretado por todas as disciplinas do protótipo BAJA SAE.

2.3.2. Gestão de Projetos

Segundo o guia PMBOK (2017) “Gerenciamento de projetos é a aplicação do conhecimento, habilidades, ferramentas e técnicas às atividades do projeto para atender aos seus requisitos.”

O conceito de gerenciamento de projetos não é algo de surgimento recente. Grandes construções da antiguidade como as pirâmides do Egito, aquedutos e monumentos religiosos certamente necessitam de habilidades hoje atribuídas à um gerente de projetos. Estas aptidões foram necessárias para que o escopo projeto fosse realizado, controlando os materiais, mão de obra e capital destes empreendimentos.

O conceito moderno de gerenciamento de projeto que conhecemos teve seu início durante a Guerra Fria, onde empreendimentos militares gigantescos foram realizados. Utilizando-se de enorme aporte financeiro e com um elevado grau de cobrança quanto a obtenção de resultados eficazes, estas iniciativas foram de grande importância para o desenvolvimento desta disciplina.

Em paralelo a guerra, grandes empreendimentos, sobretudo do campo da construção civil foram responsáveis pela difusão destes conceitos pelo mundo. Nas últimas décadas as boas práticas de gestão de projetos deixaram de ser exclusividade das grandes obras civis e se espalharam pelos mais amplos negócios. Desde projetos mecânicos, ao desenvolvimento de softwares, do planejamento urbano ao plano de escoamento da produção rural, todos possuem a sua gestão baseada nos mesmos princípios.

No ano de 1969, foi criado o PMI – *Project Management Institute*, uma entidade sem fins lucrativos que congrega gerentes de projeto em várias partes do mundo. Esta é internacionalmente conhecida pela sua ação de apoio e fundamentação da área de controle e organização de empreendimentos classificados com projetos. Esta organizou e editou um manual chamado de “Guia de conhecimentos do gerenciamento e projetos - PMBOK” atualmente na sua 6ª edição, que visa nivelar e disseminar as melhores práticas registradas aos profissionais.

Este documento tem como propósito:

- Identificar e descrever conhecimentos e práticas que são aplicáveis à maioria dos projetos;
- Fornecer uma terminologia comum sobre Gerenciamento de Projetos para a linguagem oral e escrita;
- Prover uma referência básica para qualquer profissional interessado em Gerenciamento de Projetos;
- Ser utilizado como base de estudo para a certificação feita para *Project Management Professional* (PMP).

A Tabela 2-1 apresenta as 10 áreas de conhecimento em gerenciamento de projetos definidas pelo guia PMBOK (2017). Todas as áreas apresentadas a seguir, em conjunto, compõem as ferramentas necessárias para a obtenção dos resultados esperados do projeto. Entretanto, o grau dos recursos aplicados vai depender do porte do projeto e da maturidade da equipe, principalmente do gerente de projetos, nestes quesitos.

Tabela 2-1 - Áreas de conhecimento segundo o guia de gerenciamento de projeto PMBOK.

(Fonte: própria)

| Áreas de conhecimento segundo o guia PMBOK | Principais funções e características |
|---|---|
| Gerenciamento da integração | <p>Descrição dos processos que integram uma boa gestão de projetos;</p> <p>Desenvolvimento do plano de gerenciamento de projetos;</p> <p>Orientar, gerenciar, monitorar e controlar a execução do projeto;</p> <p>Encerrar as fases ou o projeto em si.</p> |
| Gerenciamento do Escopo | <p>Definir quais atividades são necessárias para a obtenção do resultado;</p> <p>Restringir o trabalho ao que é realmente necessário;</p> <p>Desenvolver plano de gerenciamento, escopo e a estrutura analítica do projeto;</p> <p>Controlar o Escopo.</p> |
| Gerenciamento do Tempo | <p>Estimar duração do projeto;</p> <p>Estimar recursos, duração e seqüência das atividades do projeto;</p> <p>Desenvolver o cronograma do projeto;</p> <p>Garantir que as atividades estão de acordo com o cronograma.</p> |
| Gerenciamento de custos | <p>Fornecer uma estimativa dos custos antes da iniciação do projeto;</p> <p>Planejar a forma que os recursos financeiros serão utilizados durante o projeto;</p> <p>Controlar os custos.</p> |
| Gerenciamento da qualidade | <p>Garantir que o projeto satisfaça os objetivos e funções para qual ele foi realizado;</p> <p>Seleção e aplicação de normas técnicas;</p> <p>Medir, avaliar e controlar as variáveis do projeto;</p> <p>Trabalhar para melhoria contínua.</p> |
| Gerenciamento de recursos humanos | <p>Selecionar, organizar e gerenciar a equipe do projeto;</p> <p>Treinamento e capacitação da equipe;</p> <p>Resolução de conflitos de interesse.</p> |
| Gerenciamento das comunicações | <p>Responsável pelo desenvolvimento, recolhimentos, armazenamento e distribuição final das informações sobre projeto;</p> <p>Define como ocorrerá todo o processo de comunicação durante a execução do projeto;</p> <p>Resolução de gargalos na passagem de informações.</p> |
| Gerenciamento dos riscos | <p>Avaliação das incertezas que, se ocorrerem, surtirão efeitos negativos ou positivos sobre os objetivos do projeto;</p> <p>Eventuais ocorrências que podem influenciar escopo, custos, tempo, qualidade, etc;</p> <p>Objetiva aumentar a probabilidade e impacto dos eventos positivos e redução dos negativos.</p> |
| Gerenciamento de aquisições | <p>Processo de aquisição de bens e serviços externos a organização executora;</p> <p>Definição do que, quanto, como e por quanto os recursos devem ser adquirido;</p> <p>Controlar aquisições e custos.</p> |
| Gerenciamento de Stakeholders | <p>Identificação dos grupos, pessoas ou organizações que poderão ser impactadas, positiva ou negativamente pelas atividades ou resultados do projeto;</p> <p>Medir a satisfação dos Stakeholders.</p> |

Capítulo 3

3. Dinâmica Veicular

O estudo da dinâmica veicular, segundo Gillespie(1992), é o ramo que analisa as interações entre o veículo, o condutor e o ambiente, bem como as reações às cargas envolvidas no processo.

Os principais autores do tema propõem a divisão da dinâmica veicular em três grandes áreas: longitudinal, vertical e lateral. Em resumo, estas três áreas objetivam-se em descrever todo os movimentos, absolutos ou relativos do veículo. Estes englobam, translação (posição, velocidade e aceleração nas direções longitudinal, lateral e vertical), rotação (orientação, velocidade angular e aceleração angular de rolagem, arfagem e guinada), além dos movimentos relativos entre as partes do veículo.

A movimentação do veículo se dá a partir da interação do motorista com os mecanismos de trem de força, direção e freio, e das reações do veículo ao solo aplicados principalmente nos mecanismos de suspensão e no chassi. As seções seguintes se aprofundaram nas áreas de dinâmica vertical e lateral. A dinâmica longitudinal não será abordada neste trabalho.

3.1. Dinâmica vertical (*Ride*)

A dinâmica vertical estuda o comportamento do veículo e de seus ocupantes quando submetidos a excitações verticais. Estas, que são geradas da interação do mesmo com o pavimento pelo qual trafega, em somatório a fontes embarcadas de vibrações.

Segundo Gillespie(1992), a vibração, apesar de sua natureza subjetiva, é um dos principais critérios pelo os quais os consumidores julgam a qualidade de construção e de projeto de um veículo. Cabe ao sistema de suspensão a função de filtrar as oscilações geradas de forma a chegar aos passageiros uma faixa de frequência confortável. Estas relações entre as

entradas (excitações) e saídas (vibrações percebidas), são denominadas como a resposta dinâmica do veículo.

Conforme Costa (2007), as vibrações, quanto às frequências, podem ser divididas em 3 faixas: até 25Hz, as vibrações são percebidas pelos passageiros somente por via tátil, em função do ouvido humano geralmente ter capacidade de ouvir somente frequências acima de 25Hz. Na faixa de 25Hz até 20.000Hz, a sensação dos ocupantes é de ruído (audível), e, entre 25 e 100Hz, a sensação é de aspereza (tátil). Neste trabalho será estudado somente as vibrações percebidas por via tátil.

3.1.1. Grandezas de interesse

A Dinâmica vertical acompanha o desenvolvimento das seguintes grandezas:

- Deslocamento do centro de gravidade na direção vertical (z);
- A rotação em torno do eixo transversal (y), arfagem;
- A rotação em torno do eixo longitudinal (x), rolagem (*roll*);
- O deslocamento do centro da roda;
- E deslocamento e velocidade da suspensão.

Nas análises desenvolvidas neste campo é comum a representação das massas do veículo concentradas em apenas um ponto, o centro de massas. Para referenciar todas as grandezas anteriormente descritas a este ponto, atribui-se um sistema fixo de coordenadas ortogonais seguindo o sistema de coordenadas SAE que pode ser visto na Figura3-1:

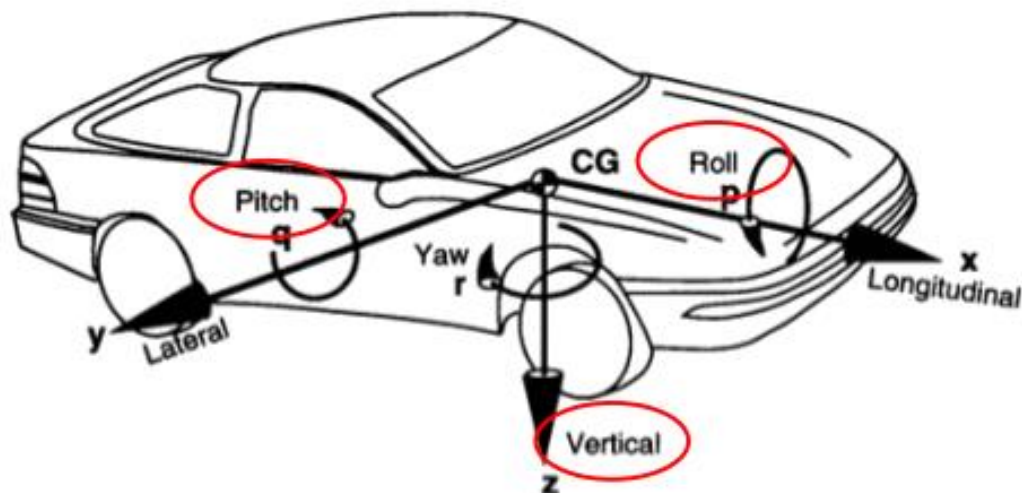


Figura3-1 - Sistema de coordenadas SAE.

Fonte: GILLESPIE(1992).

Os estudos de dinâmica vertical, segundo Freitas (2006), podem ser divididos em três linhas de desenvolvimento:

- Descrição e modelagem das fontes de excitação;
- Resposta dinâmica do veículo;
- Tolerância e percepção dos passageiros para com a vibração.

Este trabalho terá, neste campo, sua atenção voltada principalmente a resposta dinâmica do veículo. Para tal, se faz necessária a seleção de um modelo que descreva as fontes de excitação não embarcadas, ocasionadas pelas variações do pavimento. Quanto a tolerância a percepção de vibrações, serão utilizados dados retirados da literatura. As seguintes seções descreverão estes três temas.

3.1.2. Fontes de Excitação

Como citado anteriormente, existem múltiplas fontes de excitação pelas quais o veículo pode ser estimulado em resposta a vibrações de ride. Estas podem ter origem em elementos embarcados no veículo ou em irregularidades do terreno. Nas seções seguintes apresentaremos os dois tipos de fonte, sendo que nos modelos que serão desenvolvidos neste trabalho serão consideradas apenas as fontes desenvolvidas pela interação veículo pista.

3.1.2.1. Fontes Embarcadas

Segundo Gillespie(1992), na grande maioria dos casos, as fontes de excitação embarcada se dão pelo movimento de elementos girantes do veículo, provenientes do motor, das rodas e do sistema de transmissão.

As fontes geradas pelo motor, se dão em virtude de sua forma e componentes construtivos. Sendo dotado de elementos rodantes, este elemento é facilmente associado a uma fonte de excitação de *ride*. A Figura3-2 mostra um corte de um motor a combustão interna, com o sistema pistão, virabrequim, elementos girantes geradores de oscilações. Em contrapartida, em razão de sua massa, este é também um absorvedor natural de vibrações.



Figura3-2 - Motor a combustão - Sistema pistão virabrequim.

Fonte:< <http://brasile scola.uol.com.br>>

No que diz respeito as rodas, a excitação se dá por não uniformidades do sistema, como desbalanceamento de massa, variação dimensional e variação das propriedades do pneu. Tais imperfeições originam carregamentos de forças e momentos nas direções vertical (radial), longitudinal (trativa) e/ou lateral e são transmitidas para os eixos do veículo.

3.1.2.2. Perfil da pista

Segundo Branco (2014), define-se como perfil ou rugosidade da pista a configuração geométrica no traçado vertical em relação ao eixo longitudinal do pavimento ao qual o veículo trafega, como exemplo, falhas localizadas, lombadas, emendas de pista existentes em pontes e viadutos, assim como as variações aleatórias na superfície da pista, que refletem as

limitações práticas com as quais as pistas podem ser construídas e mantidas ao longo do tempo.

Estas constituem as principais fontes de excitação vibracional de *ride*. Em uma análise do comportamento dinâmico, essa fonte é caracterizada pelo perfil de elevação ao longo do pavimento de rolagem e trilha do pneu no trânsito do veículo.

A composição deste perfil se dá de uma maneira complexa pois dele pode surgir um amplo espectro de frequências. Utiliza-se então princípios estatísticos como a função *Power Spectral Density* (PSD), uma das mais representativas para a aplicação deste conceito, para auxiliar a construção dos modelos.

3.1.3. Resposta Dinâmica

É tido como resposta dinâmica a relação entre os esforços gerados pelas excitações e os valores vibracionais medidos, geralmente na carroceria do veículo.

A avaliação desta propriedade é um dos principais objetos de estudo da dinâmica veicular, podendo ser avaliada a partir de diversas metodologias. A mais conhecida delas é o modelo simplificado de $\frac{1}{4}$ de veículo, que é utilizado quase como unanimidade em análises preliminares de sistemas de suspensão.

Outros modelos são desenvolvidos a fim de obter resultados mais criteriosos e descritivos do sistema, como o modelo de $\frac{1}{2}$ do veículo e o de veículo inteiro, e softwares de análises multicorpos, elevando a precisão e por consequência a demanda de recursos.

O modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo, apesar de simples é de grande importância para a obtenção de parâmetros iniciais do projeto como os coeficientes de amortecimento, as frequências de ressonância da massa suspensa e da massa não suspensa e a transmissibilidade.

O modelo, que pode ser visto em interação com um perfil de pistas na Figura 3-3 consiste de uma massa suspensa “M”, que corresponde a massa completa da carroceria e de seus ocupantes, suportada por uma suspensão primária. Esta, por sua vez é conectada com uma massa “m” não-suspensa, que corresponde a soma das massas do eixo e massa da roda. Esta suspensão primária possui rigidez (K_s) e amortecimento (C_s) como propriedades básicas. Por fim, tem-se o pneu representado na maior parte das vezes por uma mola simples (K_t), a qual em alguns estudos é incluído um amortecedor para representar o pequeno amortecimento gerado pela natureza visco-elástica dos pneus.

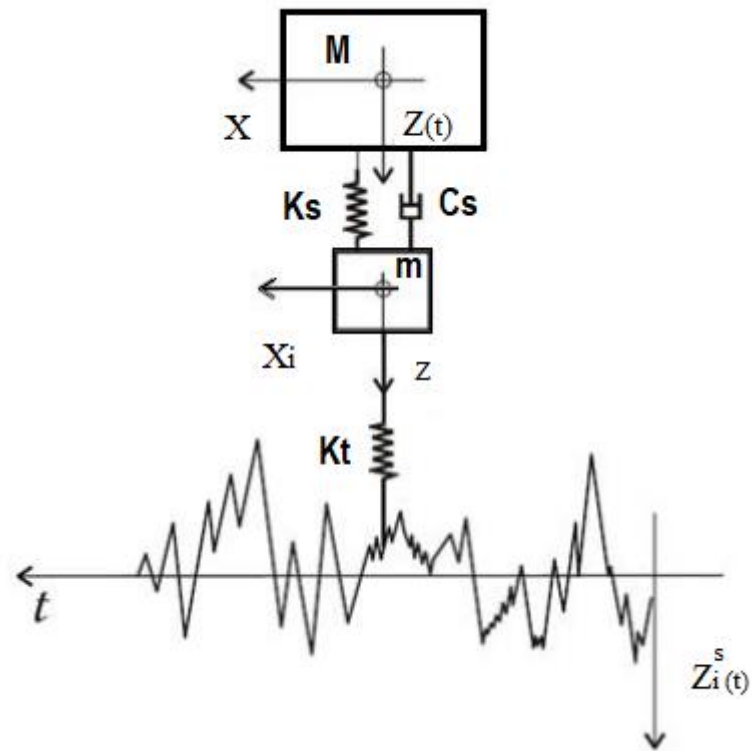


Figura3-3- Modelo de ¼ de veículo
Fonte: FREITAS(2006)

Onde:

M = Massa Suspensa

m = Massa não suspensa

K_s = Rigidez da mola da suspensão

C_s = Amortecimento do amortecedor da suspensão

K_t = Rigidez do pneu

Z = Deslocamento da massa suspensa

z = Deslocamento da massa não suspensa

Z_i = Deslocamento da pista (entrada)

3.1.4. Resposta do corpo humano a vibrações

Segundo Anflor(2001) os efeitos causados pela vibração no corpo humano dependem da frequência de excitação, da aceleração, dos deslocamentos e da velocidade.

Dentre os objetos de análise do ride a resposta do corpo humano é um dos pontos mais complexos, uma vez que a percepção deste conceito varia de usuário para usuário. Muitos trabalhos que vêm sendo desenvolvidos academicamente e pela indústria com o objetivo de discretizar esta relação.

Na falta de uma metodologia amplamente aceita pelo meio, utiliza-se de critérios da norma ISO 2631 - Guia para avaliação da exposição humana às vibrações de corpo inteiro, para nortear a avaliação da vibração em veículos.

A norma define com metodologia de avaliação básica, na forma de uma aceleração ponderada (translação ou rotação) em função do tempo. Este método é representado pela Equação 3-1:

$$a_w = \left[\frac{1}{t} \int_0^T [a_w(t)]^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{Eq.3-1})$$

Onde:

a_w – aceleração ponderada

t – tempo de análise (duração da medição)

As magnitudes das vibrações transmitidas pelos veículos, função do tipo de pista e da velocidade, variam normalmente entre $0,2\text{m/s}^2$ e 2m/s^2 , podendo apresentar valores maiores em casos específicos. Em contrapartida vibrações estudadas em um corpo humano possuem uma variação de a_w de 0,1 a 10m/s^2 , sendo considerado arriscadas a exposição de indivíduos a magnitudes em torno do valor máximo.

Em seu trabalho Anflor(2001) explica que as vibrações medidas na carroceria do chassi que são transmitidas aos passageiros ocorrem em uma faixa de até 100Hz, entretanto a estrutura de amortecimento desempenhada pelo banco acolchoado garante que essa faixa seja inferior a 20Hz.

A vibração medida no protótipo apresenta elevados valores de pico, pontos fora do padrão de resposta do sistema. Esta configuração possui significativarelevância no resultado apresentado. Para avaliação dessa influência na resposta do sistema usa-se o Fator de pico. Este é uma relação entre o maior valor de aceleração apresentado medido no tempo de análise e o valor de a_w . Esta relação é apresentada pela equação 3-2.

$$Fator\ de\ Pico = \frac{(a_w(t))_{max}}{a_w} \quad (Eq.3-2)$$

Segundo Buarque, o fator de pico não é utilizado como indicativo da severidade da vibração. Este é considerado apenas como um indicativo de valores extremos na resposta do sistema, uma vez que esta relação não representa quantitativamente a intensidade destes picos em relação à resistência do corpo humano à vibração.

A equação 3-2 é utilizada para avaliar se o método básico aplicado a equação 3-1 é suficiente para descrever a intensidade das vibrações nos seres humanos. Este método é considerado suficiente para situações onde o fator de pico menor ou igual a 9. Para sistemas que não se enquadram nessa categoria existem duas alternativas de análise: o “Running R.M.S method” e o “Fourth power vibration dose method (VDV)”.

O primeiro método considera choques ocasionais e os transientes de vibração através da média dos valores das acelerações ponderadas a_w em curtos espaços de tempo, representado pela equação (3-3).

$$a_w(t_0) = \left[\frac{1}{\tau} \int_{t_0-\tau}^{t_0} [a_w(t)]^2 dt \right]^{1/2} \quad (Eq.3-3)$$

Onde,

$a_w(t_0)$ - aceleração ponderada em frequência instantânea;

τ - tempo de integração para a execução de cálculo da média,

t - tempo (variável de integração)

(t_0) - período de observação (instantâneo).

A magnitude da vibração é definida como o valor de vibração máxima transiente (MTVV), representado pela fórmula 3-4.

$$MTVV = \max[a_w(t_0)] \quad (Eq.3-4)$$

O segundo método, Fourth Power Vibration Dose Method, também denominado como Vibration Dose Value (VDV) é mais sensível aos picos do que o método de avaliação básica. Segundo Branco, isso se dá devido a utilização da quarta potência na aceleração ponderada instantânea na integração, como pode ser visto na equação 3-5.

$$VDV = [\int_0^T [a_w(t)]^4 dt]^{1/4} \quad (\text{Eq.3-5})$$

Onde:

$a_w(t)$ - aceleração ponderada em frequência instantânea;

t - tempo de medição

Para avaliação de vibrações que em que dois ou mais períodos apresentam diferentes magnitudes, o valor VDV de exposição total dever ser calculado a partir raiz quarta da soma dos valores individuais. Relação expressa matematicamente pela equação 3-6

$$VDV_{total} = (\sum_i VDV_i^4)^{1/4}. \quad (\text{Eq.3-6})$$

Segundo a ISSO 2631-1/97, o valor experimental médio para o limiar de percepção de vibração é de $a_w=0,015\text{m/s}^2$. Visto que, para o segmento automotivo, os valores adotados para a avaliação do nível de conforto sejam maiores do que o valor do limiar de percepção, esta medida passar a ter pouca utilidade.

Um vez que a definição de valores aceitáveis para a magnitude das acelerações para classificação de um nível de conforto dependerá de diversos fatores que variarão de acordo com a aplicação estudada

3.2.Dinâmica Lateral

A dinâmica lateral estuda o comportamento do veículo em condições de esterçamento analisando os aspectos de dirigibilidade, controle e estabilidade lateral. É importante destacar a diferença entre dirigibilidade e estabilidade. Dirigibilidade é a capacidade e habilidade do veículo/condutor em sair de uma condição de movimento a outra desejada.

O conceito de estabilidade pode ser definido como a tendência decrescente de um determinado movimento do veículo, ao longo de um tempo, após o término da perturbação.

3.2.1. Tipos de comportamento do veículo

Em uma situação de curva, o veículo pode apresentar comportamento subesterçante, sobreesterçante ou neutro. Esses termos determinam como o condutor deve agir para manter constante o raio de curvatura do veículo.

Em uma situação em que o condutor deva aumentar o ângulo esterçamento do veículo durante a curva para manter seu raio de curvatura constante à medida em que a velocidade aumenta, esse veículo é considerado subesterçante ou popularmente falando, o veículo possui a característica de “sair de dianteira”, por possuir uma aderência, dos pneus dianteiros ao solo, menor do que os pneus traseiros.

De outra forma, quando o condutor necessita diminuir o ângulo de esterçamento do veículo para manter constante seu raio de curvatura à medida em que a velocidade aumenta, esse veículo é considerado sobreesterçante ou popularmente falando, o veículo possui característica de “sair de traseira”, por possuir uma aderência, dos pneus traseiros ao solo, menor do que em relação aos pneus dianteiros.

Se tratando do comportamento neutro, o condutor não necessita alterar o ângulo de esterçamento das rodas do veículo para mantê-lo com um raio de curvatura constante à medida em que a velocidade aumenta.

Os tópicos a seguir descrevem alguns dos parâmetros que mais influenciam no comportamento do veículo em curva.

3.2.2. Geometria de Ackerman

Segundo Gillespie (1992) o primeiro passo para entender a dinâmica lateral de um veículo é analisando o esterçamento em baixa velocidade. A Geometria de Ackerman é considerada ideal para estas condições, pois os pneus não precisam desenvolver forças laterais para que o veículo efetue a trajetória em curva.

Como o próprio nome sugere, trata-se de uma análise geométrica de um modelo básico de esterçamento das rodas dianteiras para um veículo equipado com dois eixos. Este modelo sugere que a roda interna deve realizar um esterçamento maior do que a roda externa. Para se ter uma geometria com 100% de Ackerman (considerado o ideal), é necessário que as rodas girem sem deslizar de forma que o centro de curvatura mantenha-se na projeção do eixo traseiro, conforme ilustrado na Figura 3-4.

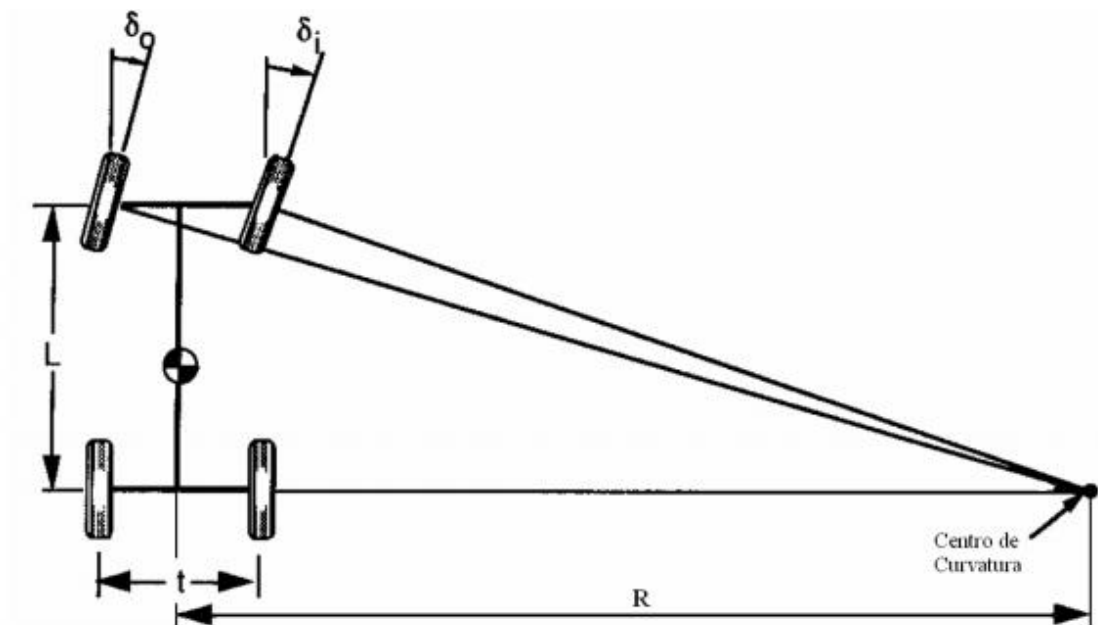


Figura 3-4 - Geometria de Ackerman

Fonte: GILLESPIE(1992)

Segundo Gillespie (1992), os ângulos de esterçamento são dados pelas equações 3-7 e 3-8:

$$\delta_o \cong \frac{L}{R + \frac{t}{2}} \quad (\text{Eq. 3-7})$$

$$\delta_i \cong \frac{L}{R - \frac{t}{2}} \quad (\text{Eq. 3-8})$$

O valor médio desses ângulos é chamado de Ângulo de Ackerman (δ) e pode ser expresso pela Equação 3-9 em radianos ou pela Equação 3-10 em graus.

$$\delta = \frac{L}{R} \quad (\text{Eq. 3-9})$$

$$\delta = 57,3 \frac{L}{R} \quad (\text{Eq. 3-10})$$

3.2.3. Gradiente de esterçamento

Para calcular o raio de curvatura dinâmico do veículo (alta velocidades), é necessário adicionar à fórmula da geometria de Ackerman, o coeficiente “ K ” e assim levar em consideração os efeitos dinâmicos do veículo.

O gradiente de esterçamento (K) é o somatório de 7 parcelas sendo elas: K_{tire} , K_{camber} , $K_{rollsteer}$, $K_{lateral\ force\ compliance\ steer}$, $K_{aligning\ torque}$ e $K_{lateral\ load\ transfer}$ e cada um deles levam em consideração parâmetros dinâmicos em sua fórmula. (GILLESPIE, 1992)

Quando temos o gradiente de esterçamento $K=0$, o veículo é considerado neutro, quando $K>0$, o veículo é considerado subesterçante, e se $K<0$, o veículo é considerado sobreesterçante.

3.2.4. Centro de rolagem e transferência de carga

Segundo Milliken(1995) o centro de rolagem é o ponto que corresponde ao centro de rotação do chassi em relação ao solo. A localização do centro de rolagem é governada pelo centro instantâneo de rotação da roda que, por sua vez, é definido geometricamente a partir da convergência dos braços de suspensão, no caso de suspensões do tipo duplo-A.

De acordo com Gerrard(1999), deve-se seguir o procedimento ilustrado na Figura3-5, onde é exemplificada a construção geométrica utilizada para se definir o centro de rolagem e o centro instantâneo.

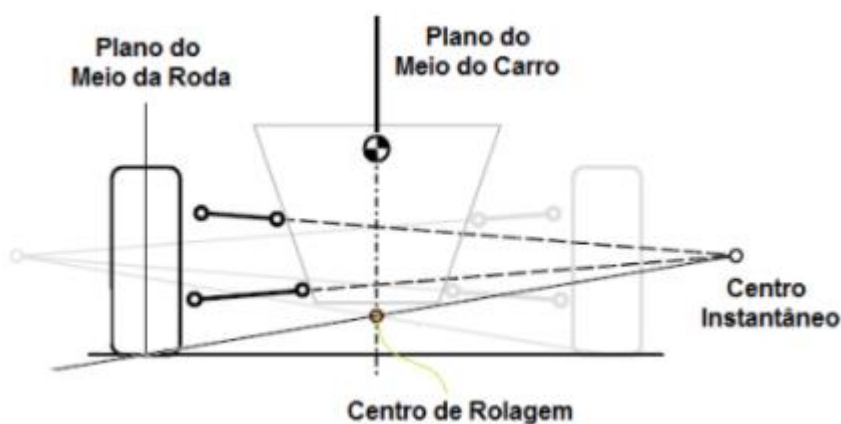


Figura3-5 - Construção geométrica: centro instantâneo e de rolagem
 Fonte: GERRARD(1999)

O eixo que liga o centro de rolagem dianteiro e traseiro é chamado de eixo de rolagem. A altura do centro de rolagem em relação ao chão e a distância do CG ao eixo de rolagem do veículo também influenciam fortemente na transferência de carga e, conseqüentemente, no comportamento dinâmico deste.

Segundo Duarte *et al.* (2016), o centro de rolagem é fundamental no estudo de dinâmica veicular tanto para conforto quanto para segurança. Em curva, quanto maior o centro de rolagem, maior a transferência de carga, além de poder gerar um excessivo esfregamento da face lateral externa do pneu. Por outro lado, um baixo centro de rolagem pode gerar uma rolagem excessiva da massa suspensa, que causa muito desconforto aos passageiros.

Quando em curva, a convergência dos braços de suspensão se altera e conseqüentemente há variação da altura de centro de rolagem. O projetista deve certificar-se que durante o trabalho da suspensão, a posição do centro de rolagem não sofrerá mudanças bruscas e que a variação da dianteira e traseira não sejam muito diferentes, uma vez que isso causaria um comportamento imprevisível do carro.

3.2.5. *Caster*

Na vista lateral do veículo, o ângulo de *caster* é o ângulo formado pelo eixo de esterçamento e o eixo vertical. Com o prolongamento do eixo de esterçamento, o mesmo intercepta o plano do solo, haverá uma distância entre este ponto de intersecção do eixo com o chão e a linha de centro da roda. A essa distância se dá o nome de *mechanical trail* ou *caster trail*, como pode ser observado na Figura3-6.

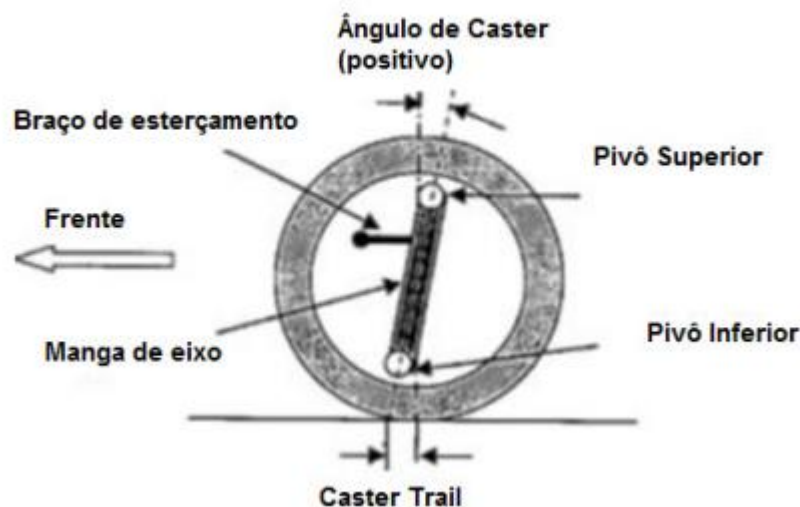


Figura3-6 - Mechanicaltrail

Fonte: BRAVO(2013)

O *caster* é considerado positivo se o eixo de esterçamento intercepta o plano do solo à frente do centro da roda, um ângulo positivo fará com que a roda externa à curva assuma cambagens negativas quando esterçadas.

De acordo com Staniforth(2001), quanto maior o ângulo de cáster, maior será o torque necessário para girar o volante do veículo, por outro lado, combinados com o movimento para a frente do veículo o sistema causa um momento de auto-alinhamento no sistema de direção. Portanto, deve haver um compromisso entre o torque e o feedback do piloto. O *caster* pode ser ajustado com valores entre 0,5 e 9 graus.

Segundo Gillespie(1992), o ângulo de *caster* normalmente encontra-se no intervalo entre 0 à 5 graus, sendo que este valor varia com a deflexão da suspensão.

3.2.6. Ângulo de camber

O ângulo de camber é a inclinação da roda em relação ao chassi do veículo como mostra a Figura3-7. Por convenção, o ângulo de camber é considerado negativo quando a roda está inclinada com a parte superior apontando para o centro no carro.

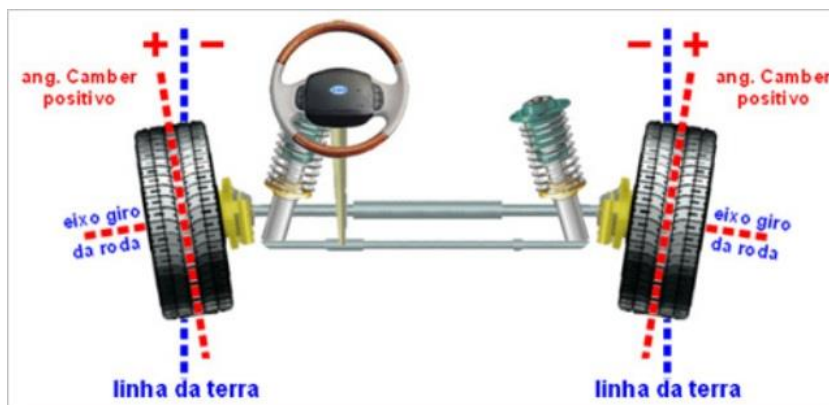


Figura3-7-Ângulo de camber.
 Fonte:<<http://blog.tribunadonorte.com.br>>

A cambagem adiciona força lateral, podendo influenciar no comportamento do veículo, principalmente nas suspensões independentes. O ângulo de camber varia tanto com o rolamento do veículo quanto com o trabalho da suspensão.

O camber da roda externa à curva não pode se tornar positivo, pois pode vir a causar em grande perda de capacidade de tração do pneu. Isto se deve à deformação da área de contato do pneu quando submetido a forças laterais. O ângulo de camber negativo induz certa força lateral que aumenta a capacidade de contornar curvas do veículo (MILLIKEN,1995).

3.2.7. Força Lateral

Quando estudamos o comportamento de um veículo em curva, o conceito de força lateral (F_y) é fundamental para a compreensão do perfil do mesmo. A força lateral é responsável por gerar o equilíbrio dinâmico durante a curva. Tal força, também cria o ângulo de deriva (α) através de distorções geradas no pneu. A interação entre força lateral e ângulo de deriva podem ser vistas na Figura3-8.

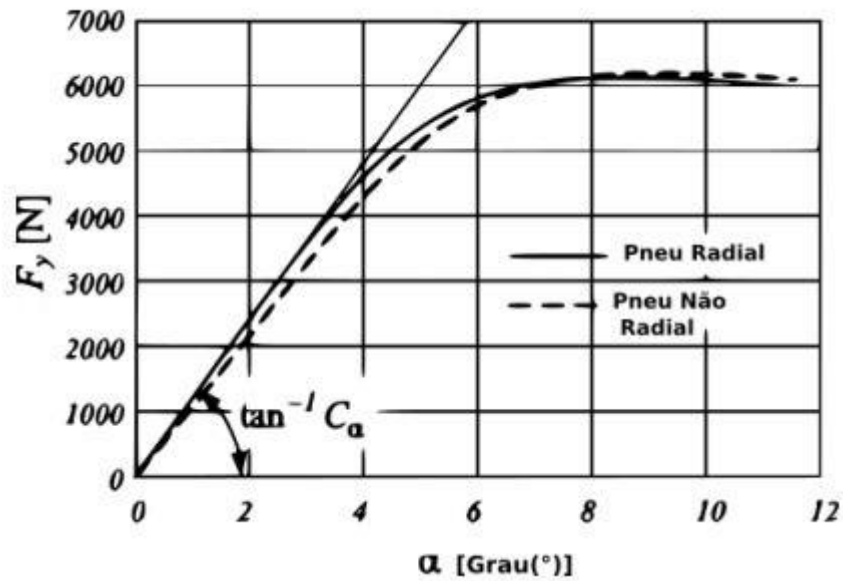


Figura3-8 - Interação entre força lateral e ângulo de deriva
 Fonte: (GILLESPIE, 1992)

Conforme observado por Macedo(2016), o gráfico apresentado na Figura 3-8 possibilita observar a existência de um perfil linear para baixos ângulos de deriva (até aproximadamente 5 graus), que é descrito pela Equação 3-11.

$$F_y = C_\alpha \alpha \quad (\text{Eq. 3-11})$$

A constante de proporcionalidade (C_α) é conhecida como coeficiente de rigidez ao esterçamento, e diferentes fatores influenciam o seu valor, como a largura do pneu, tipo de construção do pneu (radial ou longitudinal), quantidade de fibras e o quanto o pneu está em contato com o solo. Por tanto, conclui-se que a carga vertical nos pneus (F_z) bem como a pressão do pneu são de muita relevância, visto que influenciam em quanto o pneu está em contato com o solo.

Capítulo 4

4. Metodologia e modelagem

4.1. Gerenciamento de projetos

Este trabalho, além do propósito fundamental de projetar uma suspensão de um protótipo baja SAE, objetiva auxiliar os projetistas da equipe a alcançarem por meio deste, seus próprios resultados.

Por essa premissa, a partir das boas práticas de gerenciamento de projeto em conjunto com as experiências de campo dos autores, foi proposto um plano estratégico para o gerenciamento de projetos aplicáveis a todas as áreas da equipe.

4.1.1. Ciclos de vida de um projeto Baja SAE

Os projetos de uma maneira geral, com exceção daqueles de porte muito pequenos são naturalmente divididos em três etapas, Iniciação, Execução e Finalização, descritas nas seções a seguir.

Vale reafirmar que o ciclo de vida de um projeto não necessariamente tem a mesma duração que o ciclo de vida do produto. No caso do projeto BAJA SAE, temos a duração do projeto um pouco maior que a do produto.

Pelas definições estratégicas da equipe, cada protótipo deve participar de três competições. Sendo a primeira no primeiro trimestre do ano de fabricação, a segunda no terceiro trimestre e a última novamente no primeiro trimestre do ano seguinte. Completando um ano e meio de utilização. Por sua vez o projeto inicia-se bem antes da primeira competição e é encerrado logo após a última.

Para o desenvolvimento deste trabalho consideramos que para o projeto o período de um ano se inicia em abril e finaliza-se em março. O projeto é iniciado em abril do primeiro ano. No decorrer deste ano ocorre todo o treinamento da equipe, desenvolvimento dos

dimensionamentos, desenhos e metodologias de fabricação, iniciando nos últimos meses deste o processo de fabricação.

A fabricação com duração aproximada de dois meses deve se estender até aproximadamente um mês antes da competição (meados de janeiro). Esse mês sobressalente é dedicado aos testes, ajustes e acabamentos do protótipo. Chegando então ao momento da competição.

Para alguns a descrição acima resumiria todas as etapas do ciclo deste projeto. Entretanto para o caso do BAJA onde o desenvolvimento do protótipo e, sobretudo, dos membros da equipe é constante, uma atenção muito grande deve ser dada ao projeto após a primeira competição, pois é nesta que será avaliado o cumprimento das metas e objetivos estipulados. Dar continuidade formal ao projeto pós competição é a oportunidade para alcançar as metas fracassadas e de desenvolver ainda mais o protótipo e o conhecimento da equipe de projetos.

4.1.2. Iniciação e planejamento

Nesta etapa ocorre a identificação do objetivo geral a ser cumprido. Este pode ser o desenvolvimento de um produto (como o caso em questão), a resolução de um problema processual de uma empresa ou o desenvolvimento de um plano de marketing. Independente do ramo de atuação, nessa etapa são identificadas as partes interessadas do projeto, os objetivos e os recursos que serão investidos. Esta fase é por muitos considerada a parte mais importante para obtenção dos resultados do projeto.

As atividades executadas nesta etapa englobam, mas não se limitam a:

- Identificação da necessidade do cliente;
- Identificação do (a) produto/solução desejada;
- Definição dos requisitos básicos do projeto;
- Seleção da equipe de projeto;
- Detalhamento das metas e objetivos a serem alcançados;
- Elaboração da estrutura analítica do projeto;
- Programação das atividades no tempo disponível;
- Elaboração do plano de gerenciamento de projetos;
- Determinação de resultados tangíveis.
- Iniciação e planejamento do projeto

Projeto, como anteriormente definido, é um esforço coletivo e temporário para a obtenção de um resultado, produto ou serviço específico. Sendo assim, antes de se dar o projeto como iniciado deve se definir a equipe que o desenvolverá, o seu escopo, metas e objetivos, bem como as métricas que serão utilizadas para avaliar o resultado gerado pelo projeto.

Segundo o guia PMBOK (2017) a gerência do escopo do projeto inclui os processos requeridos para assegurar que o projeto inclua todo e tão somente o trabalho necessário, para complementar de forma bem-sucedida o projeto.

No entendimento deste trabalho, o primeiro passo para a abertura de um projeto dentro de uma equipe BAJA SAE é a definição da equipe que irá executar esse projeto. Esta decisão deve ser tomada em conjunto com as demais áreas da equipe, com o objeto de distribuir as capacidades técnicas de maneira equilibrada entre os subsistemas.

4.1.2.1. Definição da equipe de projeto

Tomando base no cenário atual da equipe, que possui atualmente 45 pessoas, tendo o sistema de suspensão e direção 7 membros, que devem ser divididos entre os dois projetos da equipe e as atividades administrativas do sistema.

Entendemos então que a equipe de projeto em questão será ser composta por 3 a 4 pessoas além do gerente de projetos. O gerente de projetos coordena os projetos dos vários sistemas que o compõem. Este terá como responsabilidade de elaborar todo o plano de gestão do projeto, influir sobre as questões de conflito de interesses entre os sistemas e junto ao líder de projeto coordenar a evolução técnica do projeto.

O líder de projeto, por sua vez, é o membro mais experiente e de maior recurso técnico do subsistema. Ele será o responsável por alcançar os objetivos e metas definidas pelo gerente de projeto. Tanto como executor como coordenador técnico e tático da equipe. Este deve também, junto ao gerente de projetos selecionar os demais membros da equipe e sobretudo desenvolver um plano de treinamento para que os membros selecionados possam apresentar, no decorrer do projeto, o resultado deles esperado. Aos demais membros da equipe cabe a responsabilidade de cumprir o plano tático elaborado. Cumprir com os prazos e acordos firmados

4.1.2.2. Definição do escopo

O escopo do projeto define o trajeto para alcançar os objetivos. Deve ter seu entendimento em separado do, não menos importante, escopo do produto que é a própria definição dos requisitos e objetivos da solução. A definição de um produto tem partida na análise dos requisitos que serão solicitados ao mesmo.

A engenharia de requisitos, de acordo com Sommerville (2007), tem como objetivo definir as funcionalidades do produto, quais as necessidades reais do cliente e identificar quais restrições existem para que o produto seja desenvolvido

O primeiro passo nessa direção se dá pela identificação do cliente do projeto, que são as pessoas ou entidades que devem ter suas necessidades e desejos atendidos pelo projeto. Tratando-se de um projeto BAJA SAE, podemos incluir entre as partes interessadas os membros integrantes, o comitê SAE Brasil, os professores e alunos da instituição que a equipe representa, dentre outros.

O principal cliente, o qual as necessidades não podem ser negligenciadas é a própria SAE Brasil. Sendo assim, o regulamento Baja SAE é a fonte dos requisitos incontestáveis do projeto.

Apesar de algumas das imposições parecerem do senso comum ou de simples domínio para projetistas experientes, elas sempre devem estar frescas na mente dos mesmos, livrando assim o risco do desenvolvimento de um projeto que não venha a atender os requisitos mínimos impostos pelo órgão regulamentador. Para os novos projetistas a leitura completa do regulamento é indispensável, não só para entender os requisitos do sistema a ser projetado, mas também para entender os requisitos e características do protótipo como um todo.

Os requisitos apresentados para o sistema de suspensão incluem, mas não se limitam à:

- O veículo deve possuir 4 ou mais rodas;
- O veículo deve ser capaz de transportar pessoas com até 1,90m de altura pesando até 113,4 kg;
- Deve ser fabricado com ferramental padrão, requerendo pouca ou nenhuma mão de obra especializada;

- Operação segura deve ser uma consideração essencial na definição do projeto;
- Bitola máxima de 1,62m;
- Não a restrições quanto ao comprimento, mas se orienta que esta esteja em torno de 2,75m, para um melhor desempenho;
- O veículo deve ser capaz de operar seguramente sobre terrenos acidentados, incluindo pedras, areia, troncos de árvore, lama, grandes inclinações e lâminas de água em qualquer ou todas as combinações e em qualquer condição climática.

Os demais requisitos listados na Tabela 4-1, premissas para o bom desempenho do veículo em competições. Estes atendem aos interesses da grande maioria dos clientes. Sua definição e principalmente seu atingimento é o que de fato desencadeará o bom desempenho do protótipo na competição.

Tabela 4-1 - Premissas para o bom desempenho do protótipo

| Parâmetro | Valor Máximo | Valor Mínimo |
|---|---------------------|----------------------|
| Aceleração Ponderada | - | 3,0 m/s ² |
| Frequência Natural Dianteira | - | 2,7 Hz |
| Frequência Natural Traseira | - | 3,0 Hz |
| Diferença entre Frequências | 10% | 20% |
| Amortecimento ξ - Dianteira | 0,4 | 0,5 |
| Amortecimento ξ - Traseira | 0,4 | 0,5 |

Não devemos também negligenciar os requisitos para o cumprimento dos objetivos estratégicos da equipe. Estas definições podem ser provenientes do plano de financiamento do projeto, do cronograma ou dos objetivos de outros sistemas relacionados. Neste trabalho abordamos o projeto de suspensão, logo o gerenciamento deste projeto. Entretanto nas vias tradicionais, o gerenciamento de projetos deve integrar a atender aos interesses de todas as áreas, se não de uma maneira igualitária seguindo um critério discernir as prioridades.

4.1.3. Execução e monitoramento

Orientar e gerenciar a execução do projeto é o processo de realização do trabalho definido no plano de gerenciamento do projeto para atingir os objetivos. Essas atividades incluem, mas não estão limitadas a:

- Executar as atividades para realizar os objetivos do projeto;
- Formar, treinar e gerenciar os membros da equipe designados para o projeto;
- Obter, gerenciar e usar recursos, inclusive materiais, ferramentas, equipamentos e instalações;
- Implementar os procedimentos e os métodos planejados;
- Estabelecer e gerenciar os canais de comunicação do projeto, tanto externos como internos à equipe do projeto;
- Gerar dados do projeto, tais como custo, cronograma, progresso técnico e da qualidade e informações sobre o andamento do projeto para facilitar previsões;
- Emitir solicitações de mudanças e adaptar mudanças aprovadas no escopo do projeto;
- Gerenciar riscos e implementar atividades de resposta a riscos;
- Gerenciar fornecedores;
- Coletar e documentar lições aprendidas e executar atividades de melhorias nos processos aprovados;

Está é a etapa aonde o projeto propriamente dito será desenvolvido. Transmitindo para a realidade o conhecimento adquirido. Esta etapa estender de junho do primeiro ano é março do segundo ano.

Por se tratar de uma etapa de duração tão extensa sua análise foi dividida em 5 sub-etapas, para melhor entendimento de suas necessidades e características específica. A seguir uma proposta de divisão de etapas do projeto.

1º Fase (Junho à Agosto - 1º Ano)

Esta primeira etapa tem como objetivo principal o desenvolvimento da equipe de projeto. É importante um plano de treinamento da equipe de projetos garantindo o

nivelamento do conhecimento básico do sistema e direcionando o conhecimento que cada membro da equipe necessitará para desempenhar suas atribuições específicas. No modelo atual de desenvolvimento de projetos da equipe a responsabilidade técnica do projeto fica concentrada sobre um ou mais membros que possuem mais experiência na área - líder do projeto.

Esta dependência acarreta em uma série de problemas ao desenvolvimento do projeto, dentre eles, o sobre carregamento desse líder que não consegue desenvolver ao máximo o seu potencial, a estagnação dos demais membros, que sem uma atribuição de responsabilidade acabam por se apoiar no seu líder e um elevado risco aos resultados do projeto em função de um eventual abandono do projeto por parte do líder.

2º Fase (Agosto à Novembro - 1º Ano)

Esta é a etapa de juntar todo o conhecimento técnico adquirido na etapa anterior para enfim realizar o desenvolvimento do protótipo. Aqui é onde ocorre toda a modelagem matemática do projeto, bem como os desenhos em CAD.

Para essa fase deve-se se manter muito atento ao cumprimento do escopo do projeto, evitando tanto ignorar etapas quanto adicionar novas tarefas não planejadas. Seguir a risca o planejado é o melhor método de obtenção de resultado.

Outro ponto que justifica a ressalva anterior diz respeito ao cronograma. No histórico da equipe observou-se repetidas vezes o prolongamento dessa etapa, estendendo até dezembro e por vezes se misturando a fase de fabricação. Este é um erro capital ao projeto, uma vez que eleva consideravelmente os riscos da etapa de fabricação em diversos aspectos.

Os componentes a serem fabricados por terceiro possuem prazos de entrega que nem sempre podem ser reduzidos para se adaptarem as mudanças de cronograma da equipe. Isto pode gerar atraso nas entregas, que por sua vez acarretam em problemas nas execuções de testes e, em casos extremos, os componentes podem não ser entregues a tempo da competição.

Já para os componentes fabricados na oficina, apesar possuírem prazos de execução mais maleáveis, por meio da realização de mutirões de trabalho, podem ter os seus critérios de qualidade negligenciados por conta da falta de tempo. Este fato evidentemente irá comprometer o desempenho final do protótipo.

Nesta etapa deve ser realizada também a compra dos materiais que serão utilizados na fabricação. Quanto mais completa for essa compra, menos a equipe se deparará com gargalos na fabricação e mais baixo será o custo do projeto.

3ª Fase (Dezembro à Março - 1º Ano)

Em posse dos desenhos e insumos necessários, se dá início a etapa de fabricação. Dentre as disciplinas do gerenciamento de projeto o gerenciamento da qualidade é o que desempenha a maior importância. No seu histórico a equipe convive com repetidas não conformidades entre o projetado e o fabricado. Tratando de uma fabricação manual é de uma complexidade muito elevada a execução de um protótipo totalmente fiel ao projeto. O objetivo da qualidade deve se definir e garantir padrões de distorções máximos que não comprometam o desempenho do protótipo.

O tempo de fabricação médio de um protótipo é por volta de 2 meses. Dessa forma ao final de janeiro este deve estar pronto. O comprimento desta data é outro ponto chave para desempenho do veículo. Dessa maneira a equipe terá todo o mês de fevereiro para realização de teste, avaliações e modificações.

Reservamos o mês de março para a montagem do carro, uma vez que a competição pode ocorrer em qualquer data deste mês. Na primeira competição do veículo normalmente se espera que o mesmo apresente o seu melhor resultado. Não entrando no mérito do comportamento da equipe perante a competição, nem do resultado propriamente dito, esse evento deve ser considerado como uma avaliação de projeto. Nela o protótipo será testado em todos os seus requisitos de desempenho. Deve se desenvolver métricas de avaliação de desempenho do sistema. Estas darão as diretrizes para as demais fases do projeto.

4ª Fase (Abril à Agosto - 2º Ano)

Logo após o retorno da competição nacional, a equipe retorna com a mente cheia de boas ideias e movida por uma grande vontade de alcançar melhores resultados. O primeiro passo para a obtenção destes é avaliar o desempenho do protótipo na competição anterior. Aqui uma máxima da qualidade, medir e avaliar torna-se fundamental. A partir dessa definição a equipe deve planejar e canalizar as atividades para os defeitos-chaves do projeto.

Esta avaliação deve ser realizada de maneira clara e rápida. A agilidade nessa etapa é fundamental por dois motivos. Após a competição nacional a equipe costuma passar por renovação de pessoal. Membros mais antigos possivelmente finalizaram sua participação na

equipe e serão “substituídos” por calouros. É fundamental a extração máxima de conhecimento desses membros mais experientes. Além disso, dá-se início a fase de planejamento de um novo projeto a ser fabricado para competição do ano seguinte. Esta também pode demandar de mão de obra de algum membro da equipe.

Com essa compreensão no decorrer dessa etapa serão projetadas e executadas as modificações do projeto para a competição regional (que normalmente ocorre em agosto). Esta competição tem grande potencial de destaque para o protótipo. Em primeiro lugar, por se tratar de uma competição menor, naturalmente as chances de se obter uma boa colocação se eleva. Entretanto, mais importante que isso, nessa competição o carro já é conhecido pela equipe e, por restrição de vagas, ele se torna o único carro da equipe na competição e recebe foco de todos os membros.

Durante a competição regional deve-se tomar a mesma atitude sugerida para a competição nacional no que desrespeita a aquisição de dados.

Fase 5 - (Setembro a Março - 2º Ano)

Essa etapa é muito similar a etapa anterior. E os mesmos passos devem ser tomados para um refino ainda maior do projeto. Ao final desta etapa o protótipo realiza a sua competição de despedida.

4.1.4. Encerramento

A fase de encerramento do projeto se dá quando todos os resultados esperados foram atingidos, ou ocorre algum evento que leve ao encerramento do projeto. No caso estudado o fim do projeto se dá pelo prazo de vencimento do chassi do protótipo - que é de dois anos.

Dessa fase o principal a se realizar são análise de desempenho projeto em variados quesitos. No que diz respeito ao protótipo deve se analisar se os objetivos estipulados no projeto foram atendidos. É também uma oportunidade importante para avaliar o desempenho da equipe e a própria metodologia de gerenciamento de projetos utilizada.

Outro ponto importante desta etapa é a documentação de todo conhecimento formal e informal adquirido pela equipe durante o projeto. A documentação é a maneira mais eficiente de passagem de conhecimento em uma organização com nível de rotatividade elevado como o das equipes de Baja SAE. Esta etapa é de fundamental importância estratégica para a equipe no âmbito da melhoria contínua.

4.2. Dinâmica Vertical

4.2.1. Dimensionamento do conjunto mola-amortecedor

Tomou-se neste trabalho a liberdade de propor a fabricação de um amortecedor que se adeque as necessidades do projeto. O amortecedor é o componente mais caro do sistema de suspensão. Por essa razão, os projetos desenvolvidos pela equipe nos últimos anos circundam os modelos disponíveis atualmente. Entretanto medidas que viabilizam a obtenção desse componente já estão sendo desenvolvidas pela equipe e resultarão em ganho significativo no desempenho do protótipo.

4.2.1.1. Dimensionamento da mola

O dimensionamento da constante elástica da mola influi diretamente sobre resposta dinâmica do veículo e define características como as frequências naturais. Esse parâmetro tem como objetivo o cumprimento da faixa oscilatória desejada. A Equação 4-1 relaciona estas duas variáveis do projeto.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{Eq.(4-1)}$$

Para uma análise correta da frequência natural deve-se avaliar esse parâmetro separadamente para a suspensão traseira e dianteira. Para tanto, consideramos a distribuição de massa suspensa suportada por cada conjunto mola-amortecedor da suspensão em relação à posição do CG. A distribuição de cargas para esse protótipo determina que 60% da massa suspensa do veículo é sustentada pela suspensão traseira sobrando 40% para a dianteira, com seus valores apresentado na Tabela 4-2.

Tabela 4-2-Parâmetros de massa adotados

| Parâmetro | Veículo Inteiro | ½ do Veículo |
|--------------------------|-----------------|--------------|
| Massa Suspensa | 243 (kg) | 121,5 (kg) |
| Massa suspensa traseira | 145,8 (kg) | 72,9 (kg) |
| Massa suspensa dianteira | 97,2 (kg) | 48,6 (kg) |

4.2.1.2. Seleção do amortecedor

A seleção de um amortecedor para um protótipo se dá através da análise de seu desempenho levando em consideração características geométricas do veículo em discussão.

De acordo com Mola (1969), a Equação 4-2 pode ser usada para avaliarmos a constante elástica resultante da suspensão (conhecida também como *Ride Rate (RR)*), considerando desprezível o coeficiente de amortecimento do pneu, uma vez que o valor deste é significativamente inferior ao coeficiente de amortecimento do amortecedor. Portanto, temos:

$$RR = \frac{K_s K_t}{K_s + K_t} \quad (\text{Eq. 4-2})$$

Onde K_s é a constante elástica da mola da suspensão e K_t a constante elástica do pneu. O próximo passo passa a ser analisar a frequência natural vertical aproximada (ω_n) de cada quarto do veículo, levando em consideração a massa suspensa (M_s). A Equação 4-3 define ω_n :

$$\omega_n = \sqrt{\frac{RR}{M_s}} \quad (\text{Eq. 4-3})$$

Entretanto, o veículo vibra pela frequência natural amortecida (ω_d), descrita pela Equação 4-4.

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta_s^2} \quad (\text{Eq. 4-4})$$

Por sua vez, o fato de amortecimento (ζ_s) é dado pela Equação 4-5, onde C_s é o amortecimento do amortecedor adotado.

$$\zeta_s = \frac{C_s}{2\sqrt{K_s M_s}} \quad (\text{Eq. 4-5})$$

Seguindo orientações e feedbacks obtidos em competições BAJA SAE, as faixas de valores recomendadas com o objetivo de melhorar o desempenho e conforto do protótipo, são:

- Frequência natural traseira de 10 a 20% maior que a dianteira, com o intuito de diminuir o *Pitch* ;
- Para carros de performance, a frequência natural deve estar entre 2 e 2,5 Hz e fator de amortecimento em torno de 0,45 para melhor contato de pneu solo e menores esforços.

4.2.2. Posicionamento do conjunto mola-amortecedor

Após a seleção do amortecedor ideal, foi feita a escolha do tipo de suspensão. Depois de tal escolha, foi necessário definir o posicionamento do amortecedor em relação ao eixo vertical.

Por se tratar de um protótipo Off-road, concebido para ser capaz de transpor obstáculos e terrenos acidentados, tomou-se como premissa a escolha de uma geometria de suspensão que seja do tipo independente, uma vez que esse sistema é o principal responsável por permitir que o veículo tenha sucesso neste quesito.

Optou-se então pela utilização de suspensão do tipo “Duplo A” tanto na dianteira quanto na traseira, pois na categoria de suspensões independentes, este modelo é considerado simples, de fácil fabricação, além de possuir uma grande possibilidade de variabilidade de geometria, permitindo assim uma maior possibilidade de êxito na busca por atender as premissas de projeto.

O fato mais relevante a ser abordado é que o amortecedor não é orientado por completo no eixo vertical, como pode ser visto na Figura 4-1. Em contrapartida, o modelo matemático apresentado na seção anterior o considera atuando nessa posição.

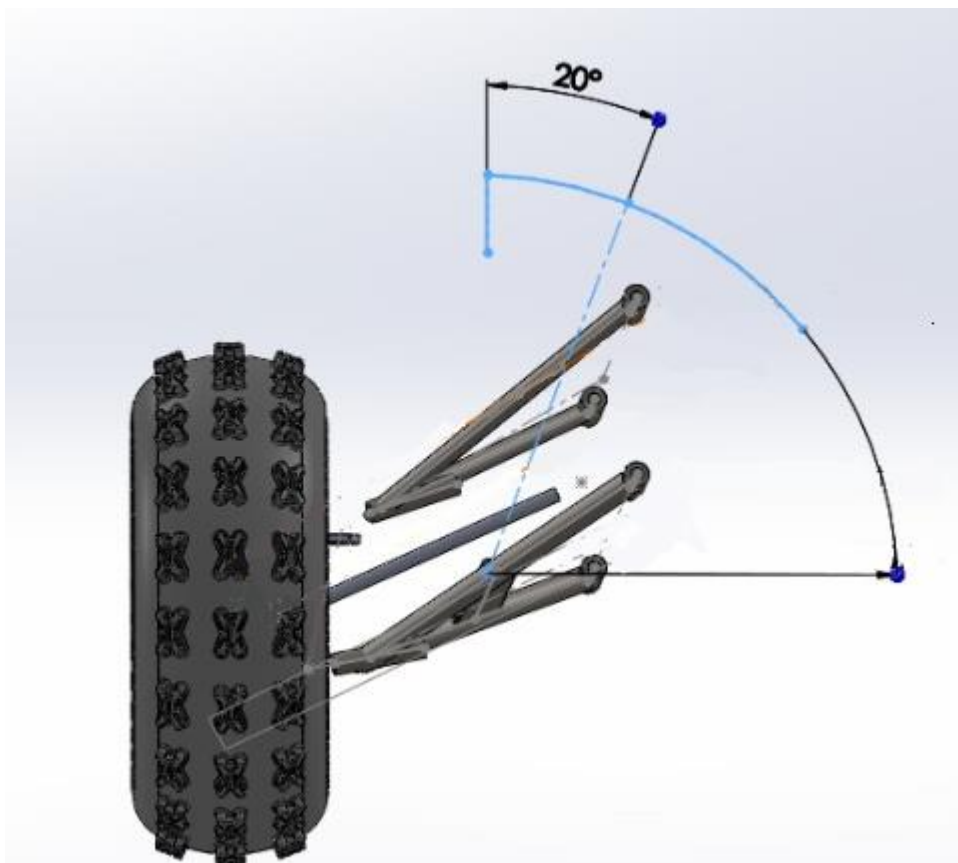


Figura4-1- Orientação do amortecedor traseiro em relação a vertical

Para reverter tais distorções, os valores de rigidez e amortecimento da suspensão utilizados como entrada para a simulação foram multiplicados pelo cosseno do ângulo formado entre o amortecedor e a vertical. Estes ângulos são 30° para o amortecedor dianteiro e 20° para o traseiro.

4.3. Dinâmica Lateral

4.3.1. Definição de geometria

Para definir a geometria da suspensão, é necessário analisar diversos parâmetros que interferem no comportamento dinâmico do veículo. Para isso foi utilizado o *software Lotus suspensionanalysis*, este software permite selecionar o tipo de suspensão desejado, além de variar a geometria da suspensão, afim de analisar diversos parâmetros e curvas de comportamento. A Figura 4-2 ilustra o *software*.

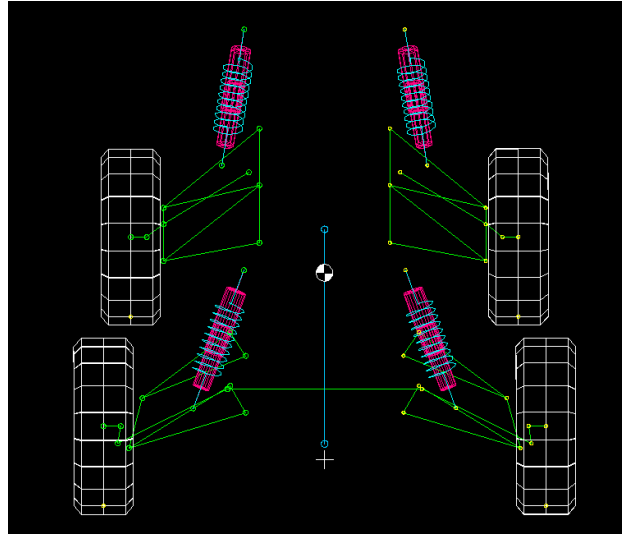


Figura 4-2 -Geometria no *Software Lotussuspensionanalysis*

4.3.2. Transferência de carga

Como mencionado anteriormente, a transferência de carga está diretamente relacionada com a variação da altura do centro de rolagem. Por tanto, a análise da variação do centro de rolagem se faz necessária para estudo da transferência de carga. Gillespie(1992) define a Equação 4-6 para determinação do ângulo de rolagem (ϕ):

$$\phi = \frac{Wh_1 a_y}{K_{\phi_f} + K_{\phi_r} - Wh_1} \quad (\text{Eq. 4-6})$$

Onde W é a massa suspensa total do veículo, h_1 é a distância entre o eixo de rolagem e o centro de gravidade do veículo, K_{ϕ} é a rigidez ao rolamento da suspensão (as indicações “f” e “r” existem para diferenciar o eixo frontal do traseiro).

A distância entre o eixo de rolagem e o centro de gravidade do veículo (h_1) é descrito pela Equação 4-7.

$$h_1 = h_{CG} - \left(h_f + \left| h_f - h_r \right| \left(\frac{W_r}{W} \right) \right) \quad (\text{Eq.4-7})$$

h_{CG} é a altura do centro de gravidade, h_e e h_r as alturas do eixos frontal e traseiro e W_r o peso da massa suspensa traseira. Por sua vez, K_ϕ é definido pela Equação 4-8.

$$K_\phi = 0,5K_s \frac{\Delta l_{mola}}{\Delta z_{tyre}} t^2 \quad (\text{Eq. 4-8})$$

Onde $\frac{\Delta l_{mola}}{\Delta z_{tyre}}$ é a relação entre a compressão da mola e deslocamento do pneu e t é a bitola do veículo. Uma vez que ϕ está calculado, é possível calcular o valor da transferência de carga para o eixo dianteiro e de forma análoga para o eixo traseiro, pela Equação 4-9

$$\Delta F_{zf} = \frac{K_\phi \phi + W_f h_f a_y}{t_f} \quad (\text{Eq. 4-9})$$

Como observado por Duarte *et al.* (2016) o valor da aceleração lateral (a_y) influencia no valor encontrado para o ângulo de rolagem que por sua vez afeta a transferência de carga. O emprego de um software de simulação numérica é uma ferramenta útil para traçar o perfil deste comportamento, para avaliar como um fator influencia no outro. Perante tal situação, um programa foi desenvolvido com o objetivo de traçar tal comportamento.

4.3.3. Gradiente de esterçamento

O gradiente de esterçamento é de alta relevância para a compreensão do comportamento do protótipo, levando em consideração a aceleração lateral atuante, quando este realiza uma curva, conforme é discutido no capítulo 3. A explicação de cada componente desde coeficiente será dada a seguir:

K_{tire}

Tal componente tem sua origem na força lateral gerada pelo ângulo de deriva do pneu. É descrita como a diferença entre as razões do peso sobre as rodas pelos coeficientes de rigidez ao esterçamento (ressalta-se que cada pneu tem sua rigidez ao esterçamento), conforme mostra a Equação 4-10.

$$K_{tire} = \frac{W_f}{c_{\alpha_f}} - \frac{W_r}{c_{\alpha_r}} \quad (\text{Eq. 4-10})$$

K_{camber}

Este componente é originado pela força lateral gerada pela cambagem. Essa variável é descrita pela Equação 4-11:

$$K_{camber} = \left(\frac{c_{\gamma_f} \frac{\partial \gamma_f}{\partial \phi} - c_{\gamma_r} \frac{\partial \gamma_r}{\partial \phi} \right) \frac{\partial \phi}{a_y} \quad (\text{Eq. 4-11})$$

Podemos observar a contribuição do coeficiente de rigidez à cambagem ($C\gamma$), de duas variações diferentes: a da cambagem gerada pela rolagem (ϕ) e a de rolagem em função da aceleração lateral (a_y).

K_{rollsteer}

Componente caracterizado por ser o esterçamento das rodas devido a rolagem (ϵ), é o produto da diferença entre as rolagens dos eixos com a razão da variação da rolagem pela variação da aceleração lateral, conforme ilustrado na Equação 4-12:

$$K_{rollsteer} = (\epsilon_f - \epsilon_r) \frac{\partial \phi}{a_y} \quad (\text{Eq. 4-12})$$

K_{allinig torque}

Este componente é originado devido ao rastro mecânico (p), que representa a distância entre a prolongação do eixo da mangae o ponto central de contato entre o pneu e o solo. Essa distância é causada pelo ângulo de caster. No capítulo 3 foi discutido que o caster tende a criar um torque de auto alinhamento, que é o responsável pela tendência de alinhamento das rodas uma vez que o volante seja solto. A Equação 4-13 ilustra tal componente:

$$K_{at} = W \frac{p}{L} \frac{c_{\alpha_f} + c_{\alpha_r}}{c_{\alpha_f} c_{\alpha_r}} \quad (\text{Eq. 4-13})$$

K_{lateral loadtransfer}

Componente gerado pela transferência de carga que ocorrem no protótipo durante uma curva. A Equação 4-14 ilustra:

$$K_{lt} = \frac{W_f 2b \Delta F_{z_f}^2}{c_{\alpha_f}} - \frac{W_r 2b \Delta F_{z_r}^2}{c_{\alpha_r}} \quad (\text{Eq. 4-14})$$

Observa-se a presença do termo quadrático da curva de força lateral em função do ângulo de deriva. Este componente é o que tem maior influência no gradiente de esterçamento.

A somatória destes coeficientes resulta no gradiente de esterçamento do veículo (K_{us}), o qual pretende-se encontrar um valor negativo para que o protótipo apresente um comportamento sobre-esterçante.

4.3.4. Velocidade característica e velocidade crítica

Uma maneira de se quantificar se um veículo tem uma característica subesterçante ou sobreesterçante, mais acentuada ou não, é calculando a sua velocidade característica no caso do $K > 0$, ou seja, subesterçante ou a Velocidade Crítica quando o $K < 0$, ou seja, sobreesterçante.

A Velocidade Característica é a velocidade no qual o veículo necessitará do dobro do esterçamento para realizar uma curva de mesmo raio que foi realizada em baixa velocidade. A Equação 4-15 ilustra:

$$V_{char} = \sqrt{57.3 L g/k} \quad (\text{Eq.4-15})$$

A Velocidade Crítica é a velocidade que o veículo se torna instável, onde o ângulo de esterçamento necessário para realizar a curva é igual a zero. A Equação 4-16 ilustra:

$$V_{crit} = \sqrt{-57.3 L g/k} \quad (\text{Eq.4-16})$$

4.4. Avaliações e aquisição de dados

A análise da dinâmica vertical desenvolvida deste trabalho tem como intuito avaliar os parâmetros ótimos de desempenhos obtidos da análise de dinâmica lateral, validando estes

nos critérios referentes à resposta dinâmica e aos padrões de conforto adotados. Em paralelo, objetiva também a capacidade de adaptação do projeto pós fabricação.

Para tal foi desenvolvido um modelo no software *Matlab*, que simula o comportamento do veículo em pista. Além de comparar as respostas dinâmicas (no domínio do tempo), serão analisados fatores como as frequências naturais das massas suspensas dianteira e traseira, a relação entre ambas e a aceleração ponderada percebida pelo piloto.

4.4.1. Simulações realizadas

Com o objetivo de validar a seleção e posicionamento do amortecedor, algumas simulações foram realizadas, e com os resultados foi possível caracterizar o comportamento dinâmico do protótipo, bem como verificar a influência dos parâmetros de rigidez e amortecimento do sistema de suspensão nos resultados encontrados.

O perfil da pista adotado simula a passagem do veículo por um quebra-molas. Seguindo a resolução N°39/1998 do CONTRAN as dimensões padrões de um quebra-molas são 1,5 metros de comprimento e 0,08 metros de altura, como pode ser visto na figura. Adotou-se a velocidade de 10m/s como padrão para os testes.

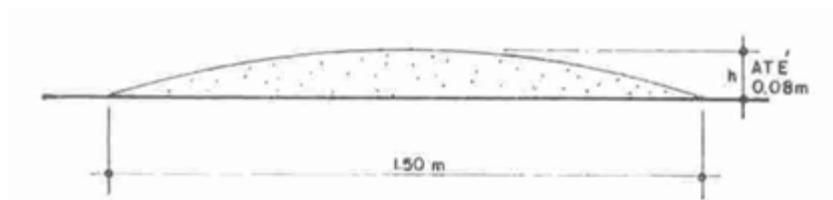


Figura 4-3 – Representação de Quebra-mola.

Fonte: Resolução 39/98 – art, 94 – Código de transito brasileiro

Pelo fato do protótipo possuir uma boa simetria em relação ao eixo longitudinal considerou-se desnecessário, para o nível de detalhamento adotado, a utilização de um modelo de carro completo. Por outro lado, no eixo transversal essa simetria não se aplica, por fatores como a distribuição de carga. Por essas razões optou-se pelo desenvolvimento de um modelo de $\frac{1}{2}$ veículo.

Para uma avaliação de conforto que melhor descreva a percepção do piloto a resposta dinâmica do veículo, foi considerada a influência do banco na filtragem dos esforços sentidos

pelo condutor. Foi considerado assim o deslocamento do piloto em relação ao protótipo configurando assim um modelo de 5 GDL, apresentado na Figura 4-4. O modelo é apresentado na forma matricial pela Equação 4-17 e as Equações 4-18, 4-19, 4-20, 4-21 são as matrizes que definem o modelo.

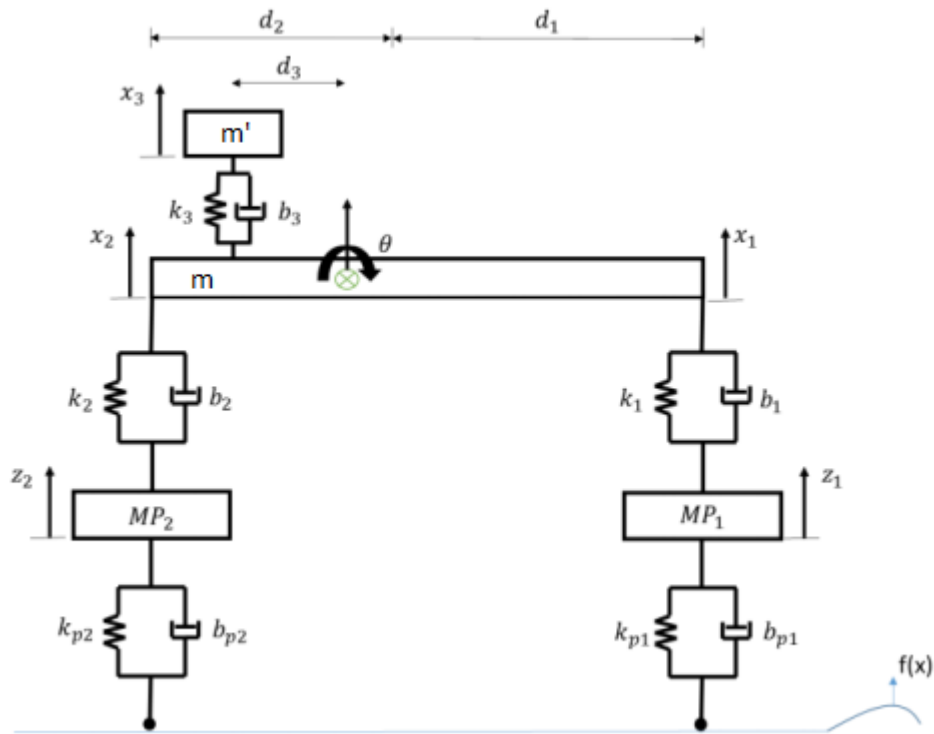


Figura 4-4 - Modelo de 1/2 veículo e 5 GDL

$$[M]\ddot{\vec{x}}(t) + [B]\dot{\vec{x}}(t) + [K]\vec{x}(t) = \vec{F}(t) \quad (\text{Eq. 4-17})$$

Onde:

$$[M] = \begin{pmatrix} m_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & j & 0 & 0 \\ 0 & 0 & MP_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & MP_2 \end{pmatrix} \quad (\text{Eq. 4-18})$$

Onde: $m_s = m + m'$

$$[B] = \begin{pmatrix} b_1 + b_2 & b_1 d_1 - b_2 d_2 & -b_1 & -b_2 \\ b_1 d_1 - b_2 d_2 & b_1 b_1^2 + b_1 d_2^2 & -b_1 d_1 & b_1 d_2 \\ -b_1 & -b_1 d_1 & b_1 & 0 \\ -b_2 & -b_2 d_2 & 0 & b_2 \end{pmatrix} \quad (\text{Eq. 4-19})$$

$$[K] = \begin{pmatrix} k_1 + k_2 & k_1 d_1 - k_2 d_2 & -k_1 & -k_2 \\ k_1 d_1 - k_2 d_2 & k_1 b_1^2 + k_1 d_2^2 & -k_1 d_1 & k_1 d_2 \\ -k_1 & -k_1 d_1 & k_1 + k_{p1} & 0 \\ -k_2 & -k_2 d_2 & 0 & k_2 + k_{p2} \end{pmatrix} \quad (\text{Eq. 4-20})$$

$$\vec{F} = \begin{pmatrix} -m_s g \\ 0 \\ -m_{p1} g + f_1 k_{p1} \\ -m_{p2} g + f_2 k_{p2} \end{pmatrix} \quad (\text{Eq. 4-21})$$

Os termos f_1 e f_2 são as equações referidas às irregularidades das rodas.

4.4.2. Teste do ângulo de deriva

A fim de se analisar e obter uma maior compreensão da relação entre força lateral, que é gerada pelo pneu, e ângulo de deriva, um experimento foi realizado para a obtenção deste comportamento e identificar o coeficiente de rigidez ao esterçamento do pneu

Para realização deste teste, foi idealizado um modelo inspirado na dianteira de um protótipo baja/SAE. Tal modelo apresenta um par de rodas capaz de simular os ângulos de esterçamento realizados pelo protótipo quando em prova e é capaz de suportar diferentes pesos simulando a carga vertical realizada pelo peso do protótipo. O modelo desenvolvido foi modelado no Solidworks, ilustrado pela Figura 4-5.

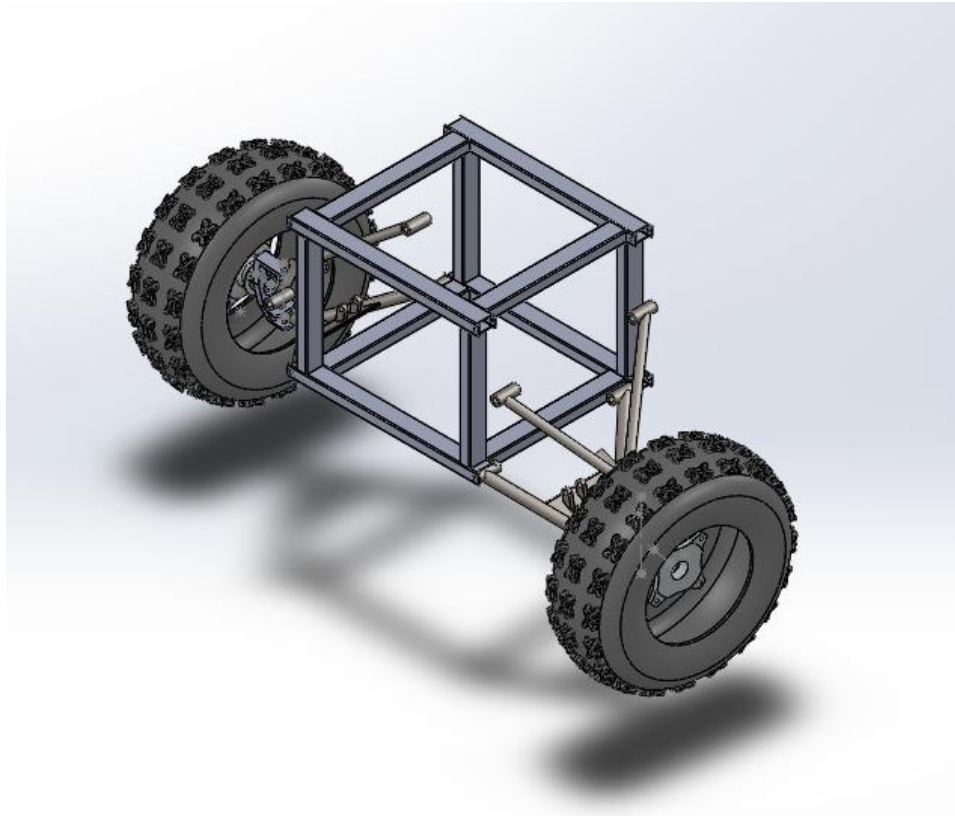


Figura 4-5: Modelagem do protótipo em *Solidworks*

Algumas decisões foram tomadas para garantir que o protótipo atendesse seu objetivo e também facilitar a fabricação do mesmo, foram elas:

- A movimentação das rodas (ângulos de deriva) seria feita por uma barra rosqueada ligada ao braço de direção e fixa no perfil do protótipo de teste, a movimentação da mesma se daria por uma porca soldada neste perfil;
- Balanças, cubos de roda, braços de direção e mangas de eixos de protótipos antigos seriam aproveitadas;
- Os amortecedores foram substituídos por braços rígidos, feitos com perfil quadrado, uma vez que este componente não realizaria trabalho durante o experimento;
- O protótipo seria dotado de um ponto de fixação para a célula de carga;
- Os diferentes pesos seriam reproduzidos por placas de aço e seriam depositadas no interior do protótipo.

Uma vez que tais medidas foram adotadas, a fabricação do protótipo foi realizada, a Figura 4-6 ilustra o mesmo finalizado.



Figura 4-6: Protótipo de teste fabricado

O protótipo de teste foi fabricado com tubos de aço SAE 1020 (mesmo material do chassi do protótipo Baja/SAE), utilizamos de balanças, braços de direção, manguas de eixo e pneus de protótipos antigos. Suas dimensões foram inspiradas no tamanho da dianteira de um protótipo Baja/SAE: 1500 mm de bitola (de pneu a pneu), 600 mm de comprimento e 700 mm de altura.

4.4.2.1. Metodologia de teste

Em sua premissa, para obtenção dos valores desejados de força lateral equivalente ao ângulo de deriva, o protótipo de teste deveria ser alimentado por um peso conhecido, com um ângulo de esterçamento conhecido, numa velocidade constante, e a força desenvolvida pelas rodas deveria ser medida.

Foi acoplada uma célula de carga do tipo SV de 1 tonelada no protótipo e sua outra extremidade foi ligada à um suporte conectado à um carro de passeio. Durante o teste, o carro de passeio se movimenta com uma velocidade constante e traciona o protótipo de teste, que apresenta peso e ângulo de esterçamento conhecidos (como citado anteriormente), a leitura da célula de carga seria uma força dada pela diferença entre a força criada pelo carro de passeio no protótipo de teste e uma força de resistência criada pelo ângulo de esterçamento em estudo, a leitura feita seria a da força lateral equivalente ao ângulo. As Figuras 4-7 e 4-8 ilustram tal processo.



Figura 4-7 -Fixação da célula de carga



Figura 4-8 -Protótipo de teste montado

Uma vez de posse de todos os materiais necessários, um roteiro de diferentes pesos e ângulos de esterçamentos foi criado para a obtenção dos dados desejados, a Tabela 4-3 ilustra os valores que foram adotados:

Tabela 4-3 - Valores adotados para testes

| | |
|----------------------------------|---------------------------------|
| Ângulos de deriva utilizados (°) | 0 / 14 |
| Pesos utilizados (kg) | 45 / 64 / 127 / 177 / 202 / 227 |

O peso mínimo trata-se do peso da estrutura por si só (sem acréscimo de placas de aço), enquanto o peso máximo foi o calculado como o peso alcançado pela transferência de carga do veículo em curva. De forma análoga, o menor ângulo de esterçamento equivale ao carro numa situação de movimento em linha reta enquanto a o maior ângulo é equivalente a uma situação de esterçamento. No total, 12 diferentes configurações foram testadas.

Destaque-se ainda que o teste foi realizado em asfalto uma vez que, por ter o coeficiente de atrito maior, este tipo de terreno realiza esforços maiores, submetendo o protótipo de teste à uma situação mais crítica do que a encontrada durante as competições.

A aquisição de dados foi feita com o auxílio do software CATMAN da empresa HBM.

Capítulo 5

5. Resultados

5.1. Resultados dos testes com o protótipo

Uma vez colhidos todos os dados de cada configuração testada, os resultados foram avaliados. Como observado por Yagatama(2016), a Figura 5-1 mostra o DCL do protótipo de teste. Da análise de tal imagem, é possível escrever a Equação 5-1 utilizada para a obtenção força lateral:

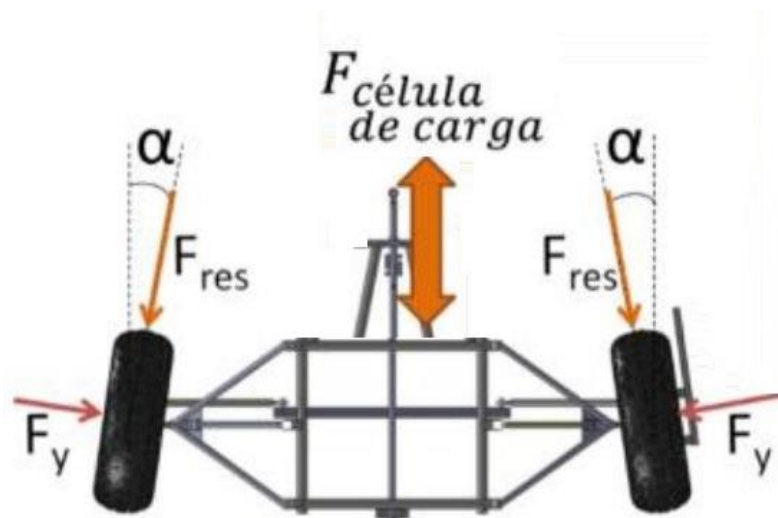


Figura 5-1 - DCL do experimento
Fonte: YAGATAMA(2016)

$$F_{cg} = F_y \sin \alpha + F_{res} \cos \alpha \quad (\text{Eq. 5-1})$$

Onde F_{cg} é a força lida na célula de carga, e F_{res} é a força lateral equivalente ao ângulo de 0 graus. Conforme mencionado anteriormente, é conhecido que a curva da força lateral pelo ângulo de deriva apresenta um crescimento linear até 5 graus antes de tornar-se constante, sendo assim, foi levada em consideração que a força lateral apresentada no teste com 14 graus é a mesma força lateral realizada pelo pneu com ângulo de deriva de 5 graus,

portanto o coeficiente de rigidez de esterçamento é dado pela razão entre a força lateral e o ângulo de deriva (5 graus), a Tabela 5-1 ilustra os resultados encontrados.

Tabela 5-1- Resultados do teste

| Massa (m) | Força lateral (F_y) | Coeficiente de rigidez de esterçamento (C_α) |
|------------------|----------------------------|--|
| 45,8 kg | 122,37 N | 24,47 N/ ° |
| 64 kg | 339,93 N | 67,99 N/ ° |
| 127 kg | 582,80 N | 116,56 N/ ° |
| 177 kg | 855,44 N | 171,09 N/ ° |
| 202 kg | 851,49 N | 170,30 N/ ° |
| 227 kg | 853,87 N | 170,77 N/ ° |

Conforme esperado, foi evidenciado um crescimento do coeficiente de rigidez de esterçamento conforme o aumento da força lateral, que por sua vez, é gerada devido ao aumento da massa. Destaca-se que conforme mencionado anteriormente, alguns fatores que influenciam este comportamento não foram avaliados durante o teste, como por exemplo a variação da pressão dos pneus. O Anexo 2 exemplifica um dos gráficos gerados para cada massa testada e a faixa de valores utilizados para obtenção dos valores da Tabela 5-1.

5.2. Dinâmica vertical

Como dito anteriormente, os objetivos do protótipo priorizam o desempenho em relação ao conforto. Partindo dessa afirmação, as análises de dinâmica vertical visam atender aos padrões mínimos de conforto e proporcionar ao protótipo o melhor desempenho em pista.

Os parâmetros apresentados na Tabela 5-2, são propriedades pré-fixadas do protótipo. Sendo assim serão tratadas como constantes na análise.

Tabela 5-2- Valores pré-fixados

| Parâmetro adotados para ½ veículo | Valor |
|--|----------------------------|
| Massa suspensa | 121,5 (kg) |
| Massa não suspensa dianteira | 5.4 (kg) |
| Massa não suspensa traseira | 8.1 (kg) |
| Momento de Inércia | 48,62 (kg.m ²) |
| Distância da roda dianteira ao CG | 0,72 (m) |
| Distância da roda traseira ao CG | 0,48 (m) |

5.2.1. Definição dos parâmetros de rigidez e amortecimento

Como ponto de partida para o projeto, definiu-se uma faixa para os parâmetros de rigidez e amortecimento da suspensão que possibilitem ao carro desenvolver um comportamento adequado em relação às frequências naturais e ao coeficiente de amortecimento. A tabela 5-3 apresenta os valores desejados para estes parâmetros.

Tabela 5-3 - Frequências naturais e fator de amortecimento

| Parâmetro | Mínimo | Máximo |
|------------------------------|--------|----------|
| Frequência natural traseira | 2 (Hz) | 3 (Hz) |
| Frequência natural dianteira | 2 (Hz) | 2,7 (Hz) |
| Fator de amortecimento | 40% | 50% |

5.2.1.1. Definição da rigidez

A definição da mola apresenta correlação direta com as frequências naturais do veículo como foi visto na equação 4-1. Para a análise das frequências naturais traseira e dianteira leva-se em consideração a distribuição da massa suspensa suportada por cada um desses eixos. Como citado anteriormente, no projeto em questão adotou-se a proporção de 60% da massa concentrada sobre a suspensão traseira (72,9 kg para ¼ de veículo) e 40%

sobre a dianteira (48,6 kg para $\frac{1}{4}$ de veículo). Tal proporção é uma média da distribuição de massa dos protótipos anteriores. Pelo fato do trabalho se limitar ao projeto do sistema de suspensão não se torna viável a definição precisa dessa variável.

O desdobramento da equação 4-1 pode ser visto na Figura 5-2, onde a faixa de trabalho para cada suspensão é delimitada, enquanto que os valores extremos para os coeficientes de rigidez são apresentados na Tabela 5-4.

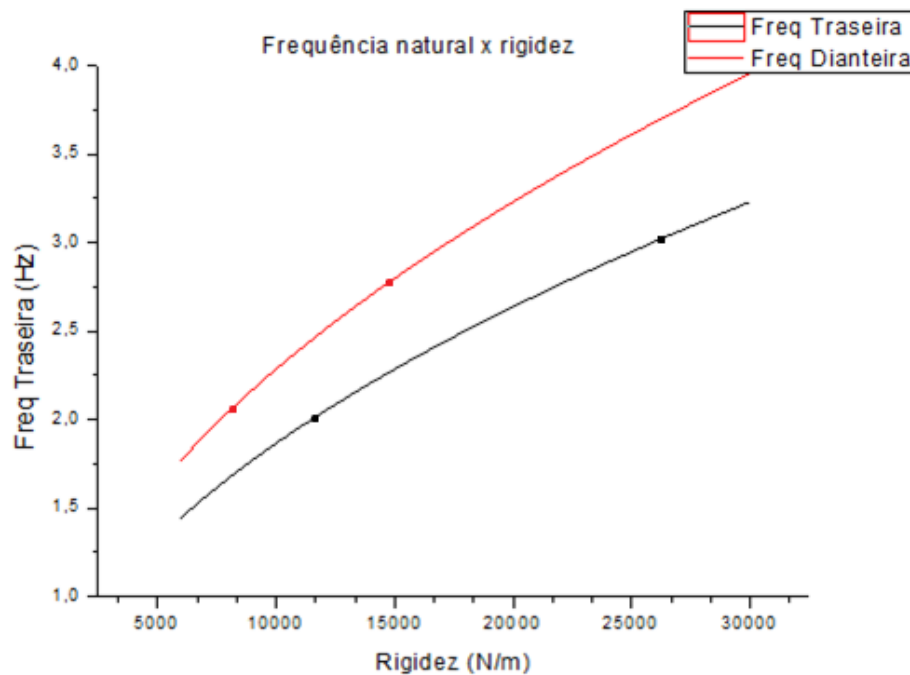


Figura 5-2 - Frequências naturais x rigidez

Tabela 5-4 - Limites de Rigidez da suspensão

| | Mínima | Máxima |
|--------------------------------|--------------|--------------|
| Rigidez da suspensão traseira | 11.512 (N/m) | 25.901 (N/m) |
| Rigidez da suspensão dianteira | 7.764 (N/m) | 13.987 (N/m) |

5.2.1.2. Definição do amortecimento

O amortecedor é o elemento do sistema de suspensão responsável por controlar as oscilações da mola e manter o contato da roda com o solo, tendo assim grande influência

sobre a estabilidade do protótipo. A variável de interesse para a análise em questão é o coeficiente de amortecimento, que para carros de passeio, segundo Gillespie (1992), varia entre 20% e 40% do amortecimento crítico. Como já explicado nas seções anteriores, veículos off-road demandam de um coeficiente mais elevado, chegando até a 70%. A definição desse coeficiente se dá pela equação 4-5.

Como indica a formula, esta variável é dependente não somente da constante de amortecimento, mas também da rigidez. Tendo sido estes dois parâmetros definidos de maneira interativa, buscou-se inicialmente avaliar a influência da rigidez da suspensão sobre este coeficiente. A Figura 5-3 apresenta pares de valores para rigidez e amortecimento da suspensão traseira que resultam nos coeficientes de amortecimento desejados. A Figura 5-4 apresenta os resultados para a suspensão dianteira.

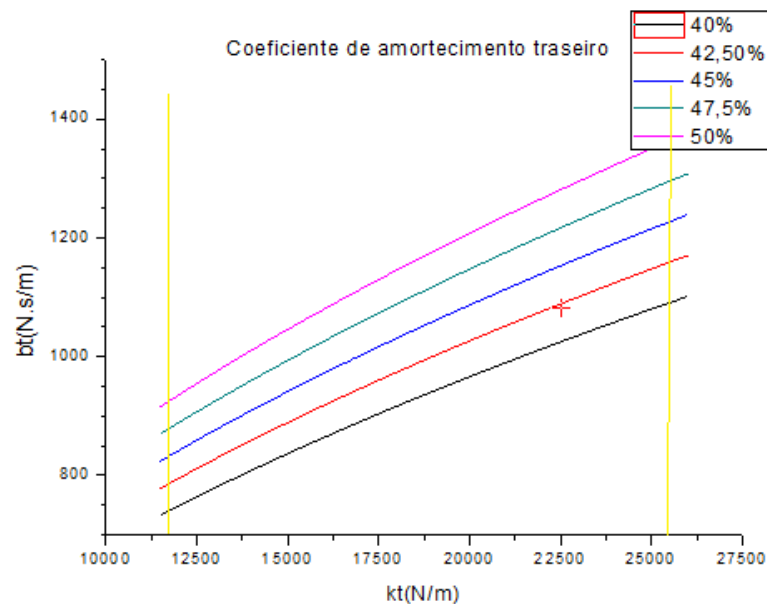


Figura 5-3- Faixa de trabalho para seleção do amortecimento traseiro

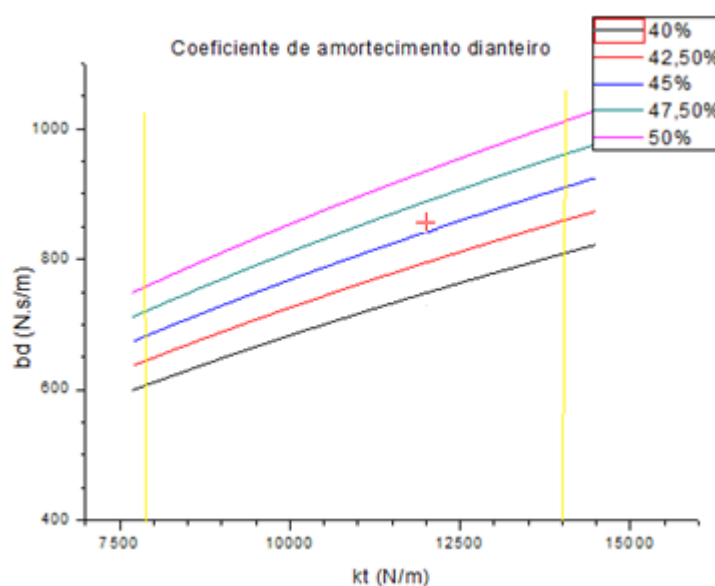


Figura 5-4 - Faixa de trabalho para seleção do amortecimento dianteiro

A definição do valor para as variáveis de estudo desta seção foi realizada com o auxílio de uma planilha interativa, no EXCEL onde a influência destes e de outros parâmetros sobre o comportamento do protótipo foram avaliadas simultaneamente. Os pares selecionados pelo método descrito foram sinalizados nas figuras 5-3 e 5-4 e foram computados na Tabela 5-5.

Tabela 5-5 - Dados de entrada

| Grandeza | Símbolo | Dianteiro | Traseiro | Unidade |
|---|---------|-----------|----------|---------|
| Rigidez da Mola | K_s | 12 000 | 22 500 | N/m |
| Rigidez do pneu | K_t | 30 000 | 56 250 | N/m |
| Massa suspensa | M_s | 48,60 | 72,90 | kg |
| Amortecimento referente ao amortecedor da suspensão | C_s | 707,07 | 1089,29 | Ns/m |

Os valores estabelecidos na Tabela 5-5 são substituídos na Equação 4-2, primeiramente os valores referentes à dianteira do veículo.

$$RR = \frac{K_s K_t}{K_s + K_t} = \frac{12000 * 30000}{12000 + 30000} = 8571,43 \text{ N/m}$$

O valor encontrado e substituído na Equação 4-3 para verificação da frequência natural vertical.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{RR}{M_s}} = \sqrt{\frac{8571,46}{48,60}} = 13,28 \text{ rad/s ou } 2,12 \text{ Hz}$$

Para avaliar a frequência natural amortecida, as equações 4-4 e 4-5 foram avaliadas, de tal forma que:

$$\zeta_s = \frac{C_s}{2\sqrt{K_s M_s}} = \frac{707,07}{2\sqrt{12000 * 48,60}} = 0,46$$

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta_s^2} = 13,28 \sqrt{1 - (0,46)^2} = 11,77 \text{ rad/s ou } 1,87 \text{ Hz}$$

De forma análoga, para a traseira, teremos:

$$RR = \frac{K_s K_t}{K_s + K_t} = \frac{22500 * 56250}{22500 + 56250} = 16071,43 \text{ N/m}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{RR}{M_s}} = \sqrt{\frac{16071,43}{72,90}} = 14,85 \text{ rad/s ou } 2,36 \text{ Hz}$$

$$\zeta_s = \frac{C_s}{2\sqrt{K_s M_s}} = \frac{1083,29}{2\sqrt{22500 * 72,90}} = 0,42$$

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta_s^2} = 14,85 \sqrt{1 - (0,42)^2} = 13,45 \text{ rad/s ou } 2,14 \text{ Hz}$$

Conforme citado no Capítulo 3, pode-se constatar que:

- A frequência natural traseira (2,36 Hz) está cerca de 12% maior que a frequência natural dianteira (2,11 Hz), dentro da faixa para diminuição do *Pitch*;
- Os valores obtidos para as frequências naturais estão dentro da faixa de veículos de performance;
- Os fatores de amortecimento estão dentro da faixa especificada para melhor contato entre solo e pneu.

5.2.2. Análise de ½ do veículo

Foram realizadas simulações de ½ veículo com o intuito de analisar a resposta dinâmica do protótipo em função dos valores selecionados nas análises anteriores, além de validar os métodos analíticos utilizados para o dimensionamento da rigidez e do amortecimento.

Os parâmetros apresentados na Tabela 5-6, são propriedades pré-fixadas do protótipo. Sendo assim, estas serão tratadas como constantes na análise.

Tabela 5-6 - Valores pré-fixados

| Parâmetro adotados para ½ veículo | Valor |
|--|----------------------------|
| Massa suspensa | 121,5 (kg) |
| Massa não suspensa dianteira | 5.4 (kg) |
| Massa não suspensa traseira | 8.1 (kg) |
| Momento de Inércia | 48,62 (kg.m ²) |
| Distância da roda dianteira ao CG | 0,72 (m) |
| Distância da roda traseira ao CG | 0,48 (m) |

As Figuras 5-5 e 5-6 apresentam graficamente o deslocamento vertical do *CG* e o movimento *Pitch*, respectivamente.

Por sua vez a tabela 5-7 apresenta os valores obtidos nesta simulação.

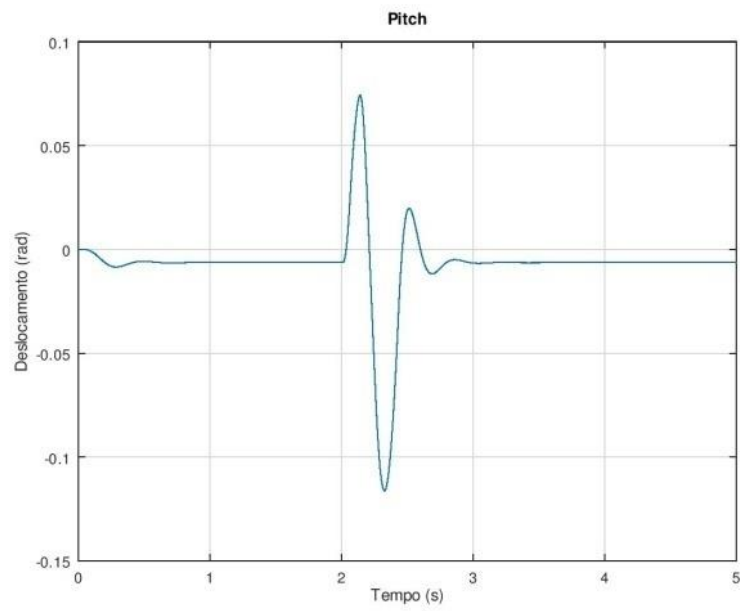


Figura 5-5- Deslocamento vertical do CG

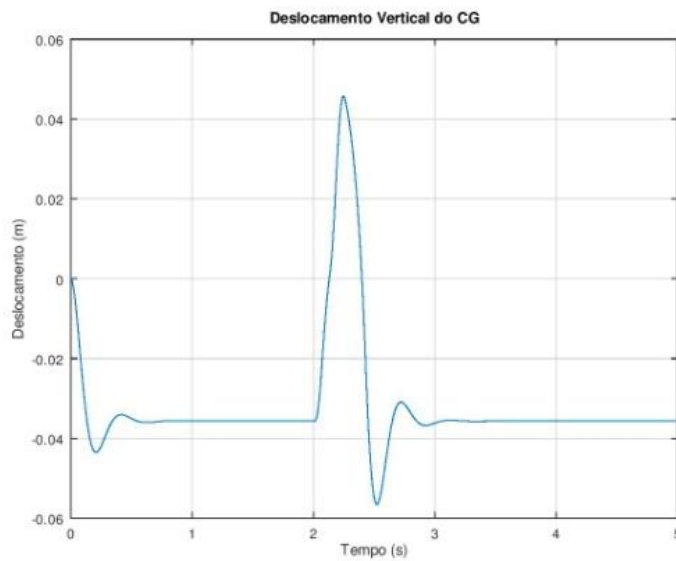


Figura 5-6 - Variação angular de *Pitch*

Tabela 5-7 - Propriedades do protótipo

| Parâmetro | Resultado |
|-----------------------------|-------------------------------------|
| Deslocamento Vertical do CG | Max: 48,2mm - Min: - 57,4mm |
| Ângulo de <i>Pitch</i> | Max: 0,6rad - Min: - 0,09rad |
| Aceleração Vertical do CG | Max : 12,49m/s ² (1,27g) |

| | |
|---|-----------------------|
| Aceleração Ponderada do Veículo | 3,93 m/s ² |
| Aceleração Ponderada do Piloto | 2,49 m/s ² |
| Frequência natural na dianteira | 2,50 Hz |
| Frequência natural na traseira | 2,79 Hz |
| Diferença entre frequências | 14 % |
| Fator de amortecimento na suspensão dianteira | 46% |
| Fator de amortecimento na suspensão traseira | 42% |

O parâmetro de avaliação de conforto, aceleração ponderada, se encontra um pouco acima da faixa estipulada como convencional para veículos de passeio, 2 m/s². Entretanto essa pequena disparidade é esperada ao se avaliar um veículo offroad. As frequências naturais observadas encontram-se dentro da faixa recomendada e desejada para o projeto (2 e 3Hz). É recomendado pela literatura que a frequência natural da roda traseira seja entre 10% e 20% maior que a dianteira, auxiliando no *Pitch*. Por fim, o fator de amortecimento desejado para obter-se um melhor contato entre o pneu e o solo varia entre 40 e 50%.

Desta forma, valida-se os quesitos de conforto aqui analisados os parâmetros adotados nas análises anteriores.

5.3. Dinâmica lateral

5.3.1- Análise em baixa velocidade

Conforme citado no Capítulo 3, os parâmetros e curvas da suspensão foram obtidos através da utilização do software *LotusSuspensionAnalysis*.

Para a análise em baixa velocidade, analisaremos os resultados obtidos e as curvas de comportamento. Na Tabela 5-8 temos os parâmetros da suspensão.

Tabela 5-8 - Temos os parâmetros da suspensão

| Parâmetros | Valor |
|---------------------------------------|---------|
| Raio de Curvatura estático | 1400 mm |
| Porcentagem de <i>Ackerman</i> | 94% |
| Altura do centro de rolagem dianteiro | 207 mm |
| Altura do centro de rolagem traseiro | 292 mm |

| | |
|------------------------------------|---------|
| Entre eixo | 1250 mm |
| Ângulo de <i>Kingpin</i> Dianteiro | 15 ° |
| Ângulo de <i>Caster</i> Dianteiro | 5 ° |
| Vão livre | 300 mm |
| Bitola dianteira | 1500 mm |
| Bitola traseira | 1336 mm |

Analisando os valores encontrados na tabela anterior, podemos perceber a porcentagem de Ackerman bem próxima ao ideal (100%) o que foi considerado bastante satisfatório, visto que há uma grande dificuldade de se encontrar uma geometria capaz de chegar a 100% de Ackerman.

Tem-se uma altura de centro de rolagem maior na traseira que na dianteira e conforme foi apresentado anteriormente, este resultado é satisfatório, pois o protótipo terá uma tendência a ser sobreesterçante, este assunto será novamente abordado na análise em alta velocidade.

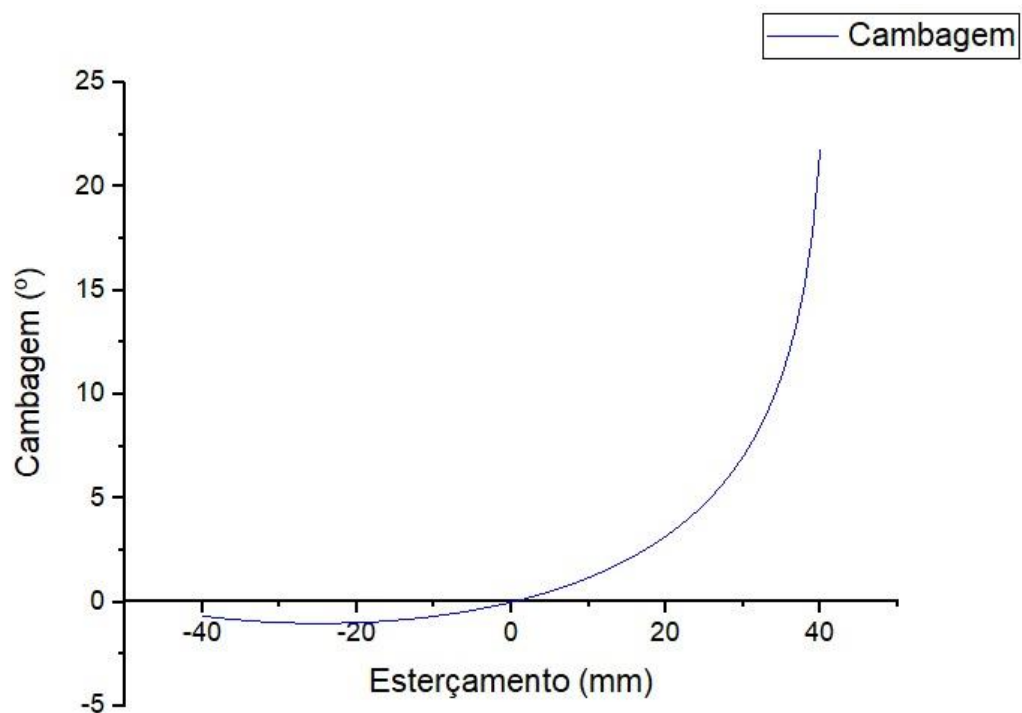


Figura 5-7 - Cambagem x Esterçamento

A Figura 5-8 representa o comportamento devido ao ângulo de *Kingpin* presente na suspensão dianteira. O ganho de cambagem nos pneus dianteiros durante o esterçamento é desejado em veículos que são utilizados em terrenos de terra, pois faz com que o pneu “cave” a pista e assim possua uma maior aderência ao solo.

Conforme citado anteriormente, de acordo com a literatura, o ângulo de *caster* deve-se encontrar entre 0 e 9 graus, pois deve haver um compromisso entre o torque necessário para o giro do volante e o retorno do volante ao ponto inicial, então optou-se em por uma angulação que estivesse no intermediário do intervalo indicado.

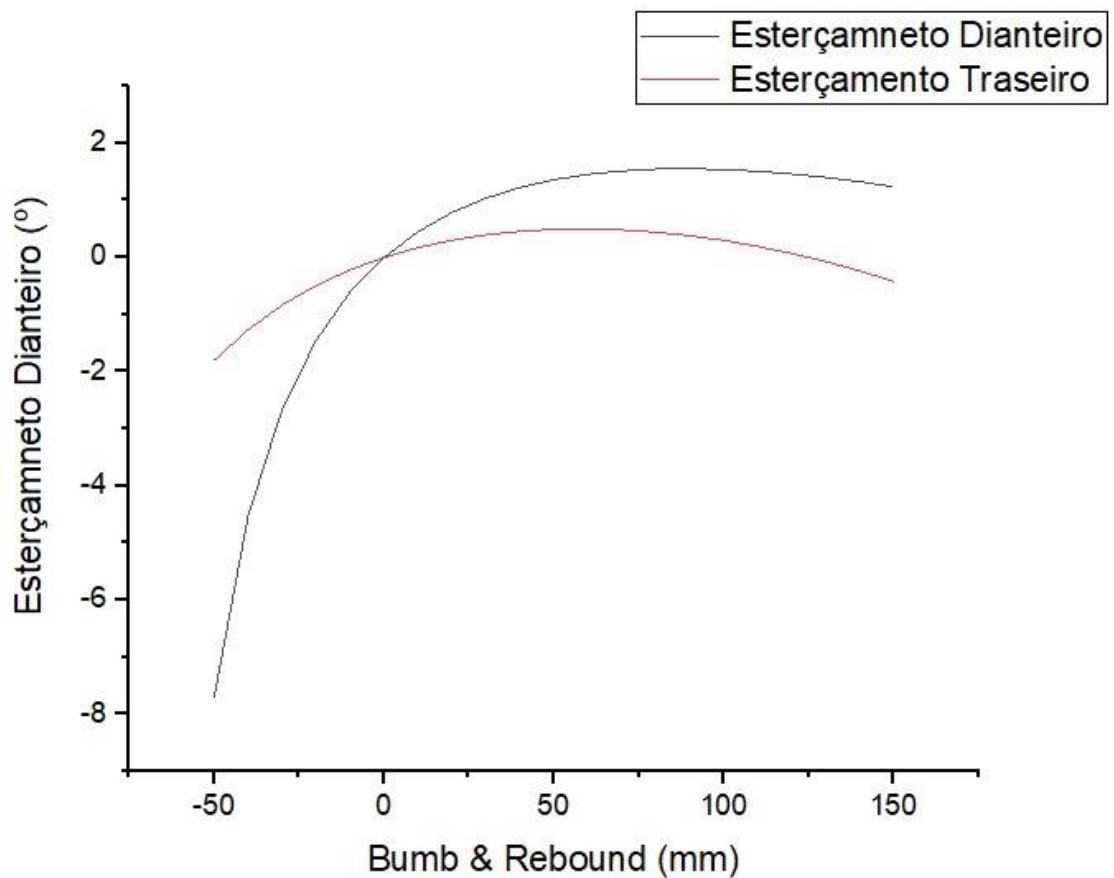


Figura 5-8– Esterçamento x Bumb

A Figura 5-9 representa a variação de esterçamento em relação ao trabalho vertical da suspensão. É importante que este ganho de esterçamento não seja acentuado para a manutenção da estabilidade do protótipo na transposição de obstáculos ou saltos.

5.3.2- Análise em alta velocidade

Para a análise do comportamento do veículo em alta velocidade, é levada em consideração a atuação de aceleração lateral, esta é desconsiderada na análise em baixa velocidade.

Segundo Duarte *et al.* (2016) a aceleração lateral máxima atuante no veículo baixa é de 2 g, com isso foi escrito uma rotina no Anexo 2 e foi definido a relação entre a aceleração lateral e o ângulo de rolagem na Figura 5-9.

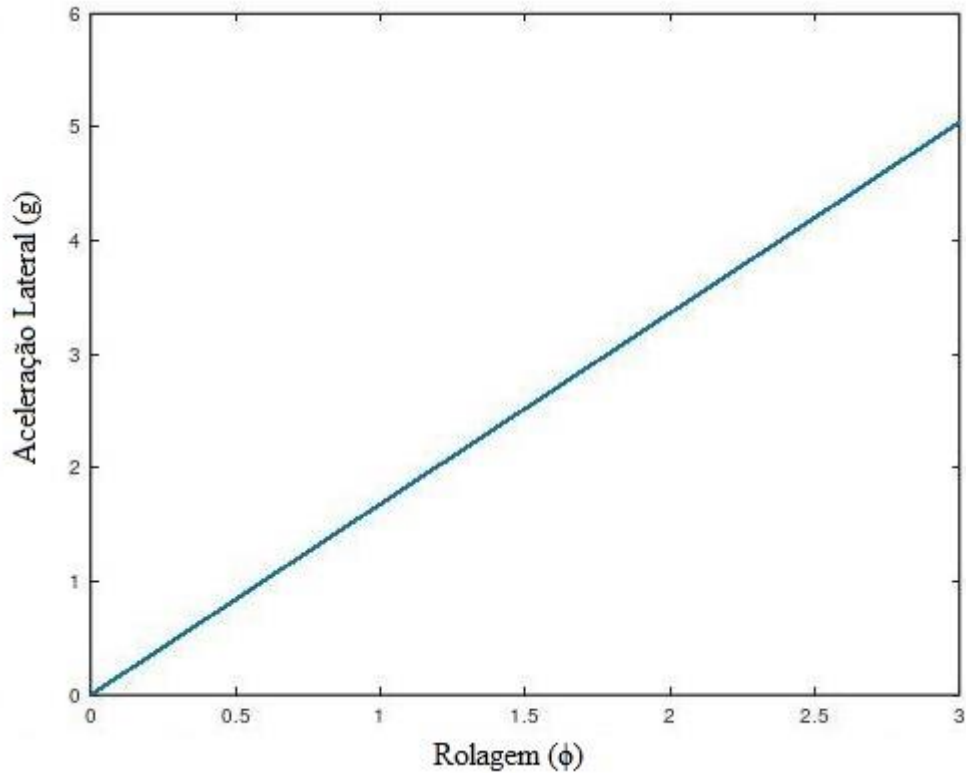


Figura 5-5-9 - Aceleração Lateral x Rolagem

Como pode ser observado na Figura 5-9, o ângulo de rolagem é de 3,3 graus quando a aceleração lateral é de 2g, portanto foi considerado 3,3 graus para a rolagem máxima do veículo.

1

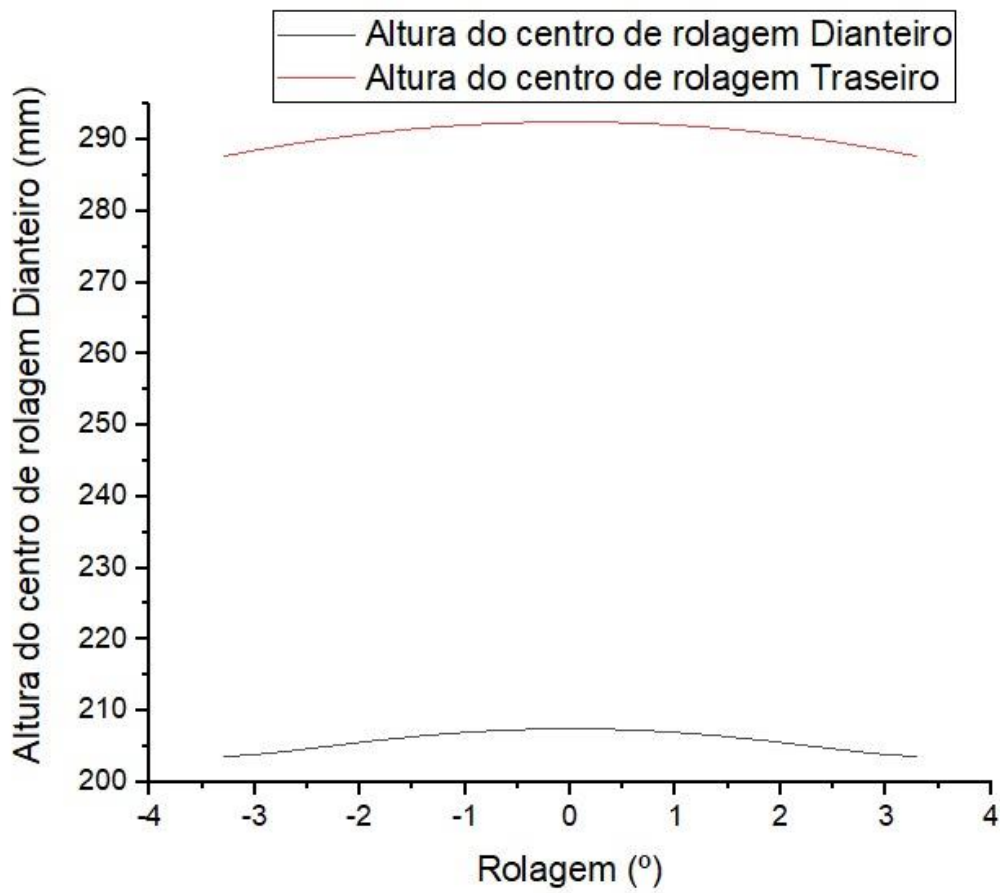


Figura 5-5-10- Altura do centro de rolagem x ângulo rolagem

É importante que a altura do centro de rolagem (Figura 5-10) não possua uma grande variação, visto que este é um dos principais parâmetros para a definição do comportamento dinâmico do veículo e uma variação alta deste parâmetro ocasionaria em um comportamento bastante instável durante uma curva.

A variação de cambagem e esterçamento em relação a rolagem (Figuras 5-11 e 5-12), são importantes parâmetros de estabilidade do veículo, é interessante que tenha-se baixa variação destes parâmetros. O eixo traseiro está apresentado uma variação considerada adequada, já o eixo dianteiro apresenta uma variação maior por conta do alto ângulo de *kingpin* que o veículo possui.

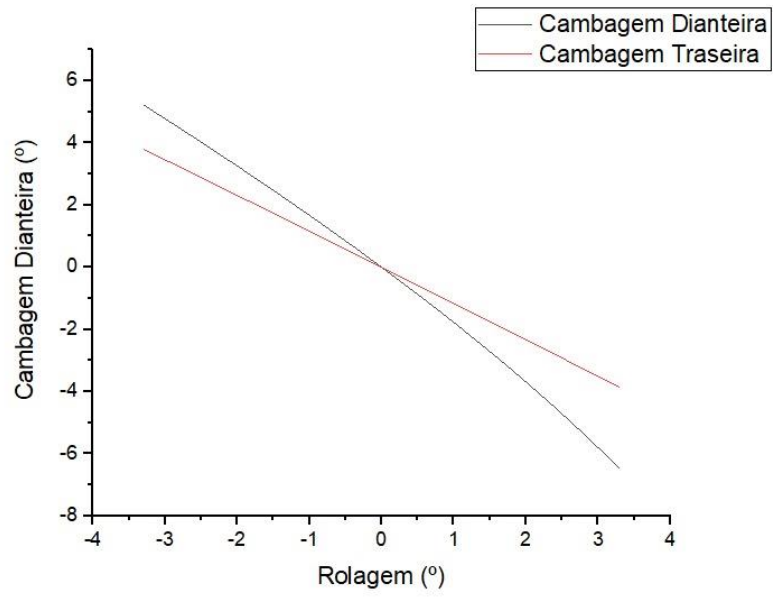


Figura 5-5-11 - Cambagem em relação a rolagem

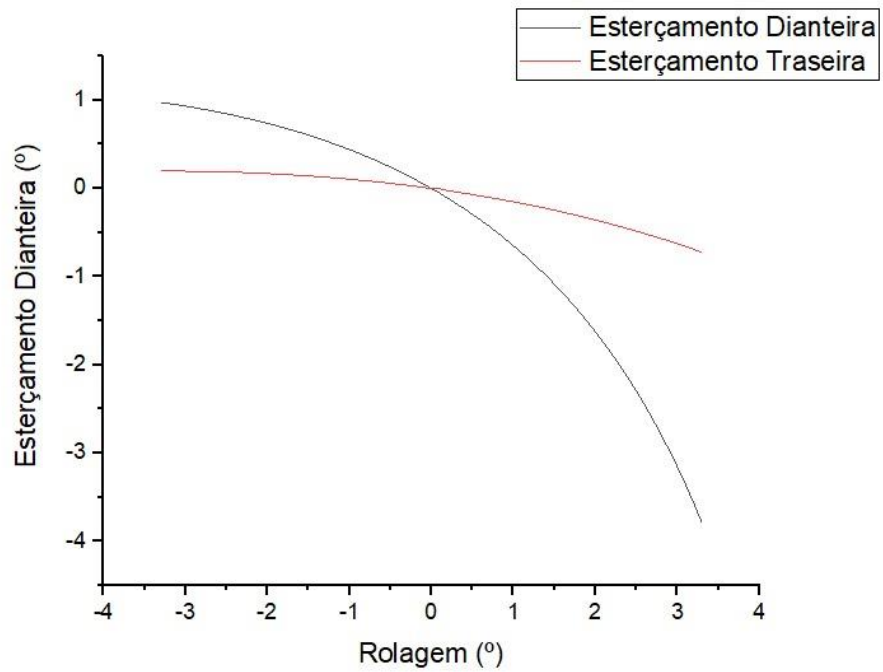


Figura 5-5-12- Esterçamento em relação a rolagem

5.3.2.1 Transferência de Carga

O início dos cálculos da transferência de carga deu-se pela Equação 4-6, os valores de $\frac{\Delta l_{moia}}{\Delta z_{tyre}}$ foram obtidos com auxílio do software *Lotus*, foram encontrados os valores 0,36 e 0,33, para dianteira e traseira respectivamente. Substituindo-se estes valores na equação 4-6, tem-se:

$$K_{\phi f} = 0,5 * K_{sf} \frac{\Delta l_{moia}}{\Delta z_{tyre}} t_f^2 = 0,5 * 12000 * 0,36 * 1,5^2 = 4,86 \text{ kNm}$$

$$K_{\phi r} = 0,5 * K_{sr} \frac{\Delta l_{moia}}{\Delta z_{tyre}} t_r^2 = 0,5 * 22500 * 0,33 * 1,33^2 = 6,60 \text{ kNm}$$

Visto que tem-se a altura de centro de rolagem dianteira e traseira de 0,207 e 0,290 metros, respectivamente, e considerando a aceleração lateral de 1 g, pode-se substituir na Equação 4-9 e encontra-se:

$$\Delta F_{zf} = 11,62 \text{ kgf} = 113,95 \text{ N}$$

$$\Delta F_{zr} = 29,76 \text{ kgf} = 291,84 \text{ N}$$

5.3.2.2 Coeficiente de sobre-esterçamento

Uma vez avaliada a transferência de carga, o próximo passo foi calcular o valor do “K” para avaliar o perfil de comportamento do protótipo, ratifica-se que foi buscado um valor negativo para este coeficiente, uma vez que um dos objetivos do protótipo era obter um comportamento sobreesterçante, para melhor desempenho em competição.

A fim de se facilitar a apresentação dos dados de entrada, a Tabela 5-10 compila os dados de entrada que não variam durante a análise. Conforme pode-se observar.

Tabela 5-9 - Dados de entrada

| Grandeza | Símbolo | Valor | Unidade |
|---|----------------|---------|---------|
| Peso do Veículo | W | 2648,70 | N |
| Distribuição de peso Traseira | - | 0,6 | - |
| Peso Suspenso Dianteira | W_f | 1059,48 | N |
| Peso Suspenso Traseira | W_r | 1589,22 | N |
| Entre Eixo | L | 1,25 | m |
| Coefficiente de rigidez ao esterçamento dianteiro | C_{α_f} | 102,20 | N/° |
| Coefficiente de rigidez ao esterçamento traseiro | C_{α_r} | 154,10 | N/° |
| Coefficiente de rigidez à cambagem dianteiro | C_{γ_f} | 20,44 | N/° |
| Coefficiente de rigidez à cambagem traseiro | C_{γ_r} | 30,82 | N/° |
| Rastro pneumático | P | 0,02 | m |
| | B | 0,1 | - |

Os dados da Tabela 5-11 são correspondentes à uma aceleração lateral de 1g, que é de uma das acelerações médias de ocorrem com maior frequência durante a competição.

Tabela 5-10 - Dados referentes à aceleração lateral de 1g

| Grandeza | Símbolo | Valor | Unidade |
|--|---|---------|---------|
| Relação de variação de Cambagem pela variação de Rolagem Dianteira | $\frac{\partial \gamma_f}{\partial \phi}$ | 1,83 | - |
| Relação de variação de Cambagem pela variação de Rolagem Traseira | $\frac{\partial \gamma_r}{\partial \phi}$ | 1.16 | - |
| Relação de variação da Rolagem em Função da Aceleração Lateral | $\frac{\partial \phi}{a_y}$ | 1059,48 | - |
| Relação de variação de esterçamento em função da Rolagem Eixo Dianteiro em radiano | ε_f | 1589,22 | rad |
| Relação de variação de esterçamento em função da Rolagem Eixo Traseiro em radiano | ε_r | 1,20 | rad |

Com os dados adquiridos até aqui é possível calcular cada coeficiente e com o somatório dos mesmos, encontrar o gradiente de esterçamento. Onde finalmente será possível encontrar o raio de curvatura dinâmico, baseado na característica que o veículo irá apresentar, assim:

K_{tire}

Substituindo-se os valores referentes as massas suspensas e coeficientes de rigidez ao esterçamento na Equação 4-10 tem-se que:

$$K_{tire} = \frac{W_f}{C_{\alpha_f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha_r}} = \frac{1059,48}{102,2} - \frac{1589,22}{154,1} = 0,05^\circ/g$$

K_{camber}

Considerando os valores encontrados na Tabela 5-11, tem-se que:

$$K_{camber} = \left(\frac{C_{\gamma_f}}{C_{\alpha_f}} \frac{\partial \gamma_f}{\partial \phi} - \frac{C_{\gamma_r}}{C_{\alpha_r}} \frac{\partial \gamma_r}{\partial \phi} \right) \frac{\partial \phi}{a_y} = \left(\frac{20,44}{102,20} 1, - \frac{30,82}{154,1} 1,16 \right) 1,70 = 0,22^\circ/g$$

K_{rollSteer}

Inserindo os valores encontrados para o esterçamento das rodas devido a rolagem (ϵ), na Equação 4-12 encontra-se:

$$K_{rollsteer} = (\epsilon_f - \epsilon_r) \frac{\partial \phi}{a_y} = (0,013 - 0,03) 1,70 = 0,017^\circ/g$$

K_{allinig torque}

Usando os dados das Tabelas 5-10 e 5-11 na Equação 4-13:

$$K_{at} = W \frac{p}{L} \frac{C_{\alpha_f} + C_{\alpha_r}}{C_{\alpha_f} C_{\alpha_r}} = 2648,70 \frac{0,02 \cdot 102,2 + 154,1}{1,25 \cdot 102,2 \cdot 154,1} = 0,82^\circ/g$$

K_{lateral loadtransfer}

Componente gerado pela transferência de carga que ocorrem no protótipo durante uma curva. A equação 14 ilustra:

$$K_{llt} = \frac{W_f 2b \Delta F_{zf}^2}{C_{\alpha_f}} - \frac{W_r 2b \Delta F_{zr}^2}{C_{\alpha_r}} = \frac{1059,48 \cdot 2 \cdot 0,1 \cdot 11,62^2}{102,2} - \frac{1589,22 \cdot 2 \cdot 0,1 \cdot 29,76^2}{154,1} = -9,12^\circ/g$$

K_{us}

Por fim, encontra-se o valor do Coeficiente de sobreesterçamento, usando a Equação 4-15:

$$K_{us} = K_{tire} + K_{camber} + K_{rollsteer} + K_{at} + K_{llt} = -8,00^\circ/g$$

O valor encontrado para K_{us} , é o resultado esperado para um protótipo com comportamento sobreesterçante. Tal resultado significa que, para se manter um raio de curvatura constante, deve-se variar o esterçamento em $-8,00\%$. Por tanto, para um

esterçamento constante, o valor do raio de curvatura é diminuído como pode-se observar na Equação 3-5.

$$\delta = 57,3 \frac{L}{R}$$

Isolando R, tem-se que:

$$R = \frac{57,3 * L}{\delta - K} = \frac{57,3 * 1,25}{51,16 + 8} = 1,21 \text{ m}$$

A Tabela 5-12 ilustra outros valores de K_{us} para diferentes acelerações laterais, nela pode-se observar o decréscimo dos valores dos raios de curvaturas como era esperado.

Tabela 5-11 - Valores do coeficiente de esterçamento

| Aceleração Lateral (a_y) | Rolagem (ϕ) | Coefficiente de sobreesterçamento(K_{us}) | Raio de curvatura (R) |
|--|------------------------------------|---|---|
| 0g | 0° | 0 %/g | 1,42 m |
| 0.5g | 0.85° | -1.20 %/g | 1,36 m |
| 1g | 1.7° | -8.00 %/g | 1,21 m |
| 1.5g | 2.55° | -19.37 %/g | 1,01 m |
| 2g | 3.4° | -35.30 %/g | 0,83 m |

5.3.2.3 Velocidade Crítica

Como foi apresentado anteriormente, no caso de se encontrar um valor de gradiente de esterçamento negativo, tem-se uma velocidade crítica para o veículo. Calculando a Velocidade Crítica para os diferentes valores de aceleração lateral(Tabela 5-13).

Tabela 5-12 – Velocidade critica

| Aceleração Lateral (g) | Velocidade Crítica (Km/h) |
|-------------------------------|----------------------------------|
| 0 | 0 |
| 0.5 | 87.09 |

| | |
|------------|-------|
| 1 | 33.74 |
| 1.5 | 21.68 |
| 2 | 13.14 |

Analisando os resultados dinâmicos encontrados, pode-se observar que o veículo apresentou características sobreesterçantes conforme era o objetivo do projeto. A aceleração lateral média que o veículo sofre durante a competição é de $1g$, tem-se então o gradiente de esterçamento de $-8,00^\circ/g$ combinado com uma velocidade crítica $33,74 \text{ km/h}$. Quanto mais negativa for o gradiente de esterçamento, menor será o raio de curvatura do veículo, mas por outro lado, não deve-se de deixar de considerar a velocidade crítica do protótipo, pois caso seja muito baixa, tem-se um veículo bastante instável. A combinação gradiente de esterçamento e velocidade crítica encontrada foi considerada satisfatória visto que por se tratar de uma prova off-road, o protótipo não alcança uma alta velocidade durante a prova e $33,74 \text{ km/h}$ será uma velocidade difícil de ser atingida durante a prova de enduro. Ao mesmo tempo que o gradiente esterçamento de $-8,00^\circ/g$ está reduzindo em aproximadamente 14% o raio de curvatura estático para o dinâmico, o que é interessante para a realização de manobras mais fechadas durante as provas da competição.

6. Conclusão

Os estudos de gestão de projetos desencadearam em um plano de gerenciamento que visa, a partir da análise do ciclo de vida do projeto, orientar os integrantes da equipe em todas as etapas do projeto, desde a seleção da equipe executora até a análise de dados obtida no decorrer das competições.

O plano apresentado tem como premissa básica a evolução continua do protótipo durante todo seu período de utilização. Essa evolução é proporcionada a partir da consciência que o projeto não é finalizado na fabricação do protótipo e pelo principio de aquisição e análise de dados.

Partindo da premissa da fabricação de um novo conjunto de amortecedores, as análises no campo da dinâmica vertical contaram com a liberdade na definição dos parâmetros de rigidez e amortecimento da suspensão.

Iniciou-se a análise com uma avaliação analítica de 1/4 de veículo de onde se obteve, para os parâmetros físicos do protótipo previamente fixados, faixas para os coeficientes de amortecimento e rigidez das suspensões dianteiras e traseiras que proporcionassem ao veículo respostas dinâmicas satisfatórias, no que diz respeito às frequências naturais e ao fator de amortecimento. Em seqüência avaliou-se, a partir da análise numérica de um modelo de 1/2 de veículo, o comportamento do protótipo quanto ao deslocamento vertical do cg, ao pitch e a aceleração ponderada, parâmetro do conforto utilizado.

A configuração selecionada proporcionou um veículo que atende a todos os requisitos estipulados. O parâmetro de avaliação de conforto, aceleração ponderada máxima percebida pelo piloto, nas condições simuladas, foi de 2,49 m/s², um pouco acima da faixa estipulada como convencional para veículos de passeio, mas bastante razoável para veículos offroad. As frequências naturais encontradas foram de 2,79Hz e 2,5Hz, valores que respeitam a recomendação de se aplicar uma frequência natural da roda traseira entre 10 e 20% maior que a dianteira. Por fim o fator de amortecimento desejado, para obter-se um melhor contato entre o pneu e o solo, planejado para varia entre 40 e 50%, ficou em 42% para suspensão traseira e 46% para a dianteira.

Para o projeto de dinâmica lateral, o objetivo foi projetar um veículo com uma boa dirigibilidade, com um pequeno raio de curvatura e características sobreesterçantes, porém sem atingir um alto nível de instabilidade.

Optou-se por desenvolver um veículo equilibrado, a velocidade crítica de aproximadamente 33 km/h corrobora com esta afirmação, visto que é uma velocidade considerada alta e difícil ser atingida em uma prova de enduro. Com um raio de curvatura estático de 1,4m combinado com a característica de sair de traseira, será possível realizar manobras bastante acentuadas e satisfatórias para um bom desempenho na competição BAJA SAE. É importante destacar que para conduzir o protótipo, é necessário um piloto treinado e acostumado com o mesmo, visto que para realizar diversas manobras será necessário combinar velocidade com o esterçamento para assim atingir o maior potencial do veículo e realizar curvas mais fechadas e com um maior nível de dificuldade.

Este projeto final trará a Equipe MudRunner uma maior pontuação na competição durante as apresentações de projeto e no desempenho nas provas dinâmicas, já que foi desenvolvido um projeto com um maior embasamento teórico. Como umas das dificuldades da equipe é a passagem de conhecimento, os objetivos e expectativas foram atingidos, pois foi durante a realização do trabalho houve uma aproximação entre equipe e os autores deste trabalho onde houve troca de conhecimento, além de que o projeto desenvolvido ficará como fonte de informação para o desenvolvimento de futuros projetos.

7. Trabalhos Futuros

No campo da gestão de projetos o trabalho apresentado resultou em um roteiro cronológico das ações que devem ser desenvolvida nesse campo. Tendo seu foco no campo conceitual da gestão, em outras palavras foi sugerido “o que” deve ser feito. Para trabalhos futuros fica oportunidade de descrever a metodologia do “como” essas ações devem ser executadas. Dando conclusão a elaboração do método.

No estudo de dinâmica veicular, é recomendado considerar a influência de alguns parâmetros que não foram considerados neste trabalho, como o anti-squat e anti-dive.

O teste de ângulo de deriva do pneu deve ser refeito considerando algumas variáveis que foram descartadas neste trabalho como a utilização de outros pneus para análise comparativa de qual seria mais recomendado utilizar, variação da pressão interna dos pneus e a realização de medições em uma quantidade maior de ângulos de deriva para a obtenção de um resultado mais confiável.

Como é conhecido, a suspensão é sujeita a grandes impactos durante a realização das provas, é recomendado que seja feita uma análise estrutural dos componentes da suspensão, como balanças, braço de direção, além do desenvolvimento do projeto construtivo do conjunto dos amortecedores.

Outra sugestão viável é a utilização de softwares que simulam o protótipo em movimento para a validação dos resultados encontrados neste trabalho.

8. Bibliografia

ARIAS, C.O., BUGRIN, L., CABRERA, L., VALLES, VERA, J. “*MiniBajaVehicle Front Suspension Design*” Mechanical Design paper, The University of Texas at El Paso, 2011.

ANFLOR, C. T. M. “*Estudo da transmissibilidade da vibração no corpo humano na direção vertical e desenvolvimento de um modelo biodinâmico de quatro graus de liberdade*”. 2003. 121f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2001.

BRANCO, Diogo C., “*Análise de desempenho da suspensão e conforto de um veículo fora de estrada do tipo baja SAE*” Trabalho de Conclusão de Curso, engenharia mecânica, CEFET/RJ, 2014.

BRAVO, D. M. “*Projeto Cinemático da Suspensão e Direção de um Veículo de Fórmula SAE Elétrico*”, 2013.

BUARQUE, Fernando N. “*Análise De Desempenho De Um Sistema De Suspensão Para Um Veículo Off-Road Do Tipo Mini Baja.*”. 2004. 131f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow Da Fonseca CEFET/RJ , Rio de Janeiro, Agosto de 2004.

CARREIRÃO, C. “*Estudo do comportamento dinâmico de ônibus com diferentes arranjos de eixos*”. 2003. 169f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia, Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curitiba, 21 de Novembro de 2003.

CROSS, Z., EGAN, K., GARRYN and HOCHHAUS, T.” SAE “*Mini BAJA: Suspension and Steering*” Mechanical Engineering Design paper, Northern Arizona University, 2014.

DUARTE et al. “*Análise de Dinâmica Veicular do Protótipo Baja SAE*”. Trabalho de Conclusão de Curso, engenharia mecânica, CEFET/RJ, 2016.

FREITAS JR, L. M. P.,”*Estudo da dinâmica vertical de uma suspensão veicular do tipo macpherson*”. 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2006.

GERRARD, M. B. “*Roll Centres and Jacking Forces in Independent Suspensions - A First Principles Explanation and a Designer’s Toolkit.*” SAE Technical Papers, 1999.

GILLESPIE, T.D. “*Fundamentals of Vehicle Dynamics. 1.ed*”. Warrendale: SAE International, 1992. 480p. ISBN 1-56091-199-9

MACEDO, Felipe A. A.. “*Dinâmica lateral e sistema e direção veicular*”. Trabalho de Conclusão de Curso, engenharia mecânica, CEFET/RJ, 2016.

NETO, Á. COSTA. “*Dinâmica Veicular*”. 2005. 115f., Universidade de São Paulo, São Carlos, BR.

PMI, “*Um guia do conhecimento em gerenciamento de projetos. Guia PMOK 6º Ed*”. – EUA: Project Management Institute. 2017.

REIMPEL, J. S. (2001). “*The Automotive Chassis: Engineering Principals*”, Society of Automotive Engineers

RIBEIRO, I. M. “*Estudo sobre o gerenciamento de projeto de desenvolvimento de um veículo baja para competições*” Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia de Produção Mecânica, Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, 2015.

SOMMERVILLE, Ian. “*Engenharia de Software*”. 8ª ed. São Paulo: Pearson Addison-Wesley, 2007

STANIFORTH, A. “*Competition Car Suspension: Design, Construction, Tuning*”. SAE International, 1999.

W. F. e. D. L. MILLIKEN, “*Race Car Vehicle Dynamics*”, SAE International, 1995.

YAGATAMA, Paulo H. “*Modelagem de Sistema de Suspensão e veículo Baja SAE com Software de dinâmica multicorpos*” Universidade de São Paulo Escola Politécnica. São Paulo 2016

Anexo 1 – Rotina Matlab

Programa Principal 5 GDL

Clear

closeall

global M J MP1 MP2 b1 b2 bP1 bP2 k1 k2 kP1 kP2 d1 d2 L g to v lamb w yo a b

%Massa da carroceria (massa suspensa)

M=121,5;

%Momento de inércia yy

J=48.62;

%Massa não suspensa dianteira direita

MP1=5.4;

%Massa não suspensa traseira direita

MP2=8.1;

%Constante de amortecimento da suspensão dianteira direita

b1= 707.07;

%Constante de amortecimento da suspensão traseira direita

b2= 1083.29;

%Constante de amortecimento da roda dianteira direita

bP1=0;

%Constante de amortecimento da roda traseira direita

bP2=0;

%Constante de rigidez da suspensão dianteira direita

k1=10200;

%Constante de rigidez da suspensão traseira direita

k2= 22500;

%Constante de rigidez do pneu dianteiro direito

kP1=30000;

%Constante de rigidez do pneu traseira direito

kP2=56250;

%Distância da roda dianteira direita ao CG (m)

d1= 0.72;

%Distância da roda traseira direita ao CG (m)

d2=.48;

%Distância entre as rodas (m)

L=d1+d2;

%Gravidade

g=9.81;

%//DADOS PARA A MOVIMENTAÇÃO DO VEÍCULO//

%Distância inicial percorrida antes de encontrar o primeiro obstáculo (m)

to=2;

```

% Velocidade do veículo (m/s)
v=10;

% Comprimento do obstáculo (m)
lamb=1.5;

% Frequência
w=(2*pi*v)/lamb;

% Altura do obstáculo
yo=0.08;

y0=[0 0 0 0 0 0 0 0];
tspan=(0:0.0001:5);
[t,y]=ode45('original_eq_5gr_obstaculo',tspan,y0);
n=length(t);

% RESPOSTA DESLOCAMENTO
x1=y(1:n,1);% Deslocamento Vertical da Massa Suspensa
x2=y(1:n,2);% Deslocamento Angular de Arfagem da Massa Suspensa
x3=y(1:n,3);% Deslocamento Vertical da Massa não Suspensa Dianteira
x4=y(1:n,4);% Deslocamento Vertical da Massa não Suspensa Traseira

% RESPOSTA VELOCIDADE
v1=y(1:n,5);% Velocidade Vertical da Massa Suspensa
v2=y(1:n,6);% Velocidade Angular de Arfagem da Massa Suspensa
v3=y(1:n,7);% Velocidade Vertical da Massa não Suspensa Dianteira
v4=y(1:n,8);% Velocidade Vertical da Massa não Suspensa Traseira

a1=x1;
a2=v1;
a3=x2;
a4=v2;

```



```
a5=x3;
```

```
a6=v3;
```

```
a7=x4;
```

```
a8=v4;
```

```
figure(1)
```

```
plot(t,x1);
```

```
hold on;
```

```
plot(t,x2);
```

```
hold off;
```

```
title('Deslocamento Vertical x Pitch - L 5GDL');
```

```
xlabel('Tempo (s)')
```

```
ylabel ('Deslocamento (m)')
```

```
gridon
```

```
figure(3)
```

```
plot(t,x1);
```

```
title('Deslocamento Vertical do CG - L 5GDL')
```

```
xlabel('Tempo (s)')
```

```
ylabel ('Deslocamento (m)')
```

```
gridon
```

```
figure(4)
```

```
plot(t,v1);
```

```
title('Velocidade Vertical Centro de Massa do Veículo - L 5GDL')
```

```
xlabel('Tempo (s)')
```

```
ylabel ('Velocidade (m/s)')
```

```
grid
```

```
figure(4)
```

```
plot(t,x2);
```

```
title('Pitch - 1 5GDL')
```

```

xlabel('Tempo (s)')
ylabel ('Deslocamento (rad)')
grid

```

```

figure(5)
plot(t,v2);
title('Velocidade Angular de Arfagem do Veículo - L 4GDL')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel ('Velocidade (rad/s)')
grid

```

```

for i=1:n
if t(i)<=to;
f1(i)=0;
else
if t(i)<=(to+(lamb)/v);
    t1=t(i)-to;
f1(i)=(yo/2)*(1-cos(w*t1));
else
f1(i)=0;
end
end

```

```

if t(i)<=to+(L)/v
f2(i)=0;
else
if t(i)<=(to+(L+lamb)/v);
    t2=t(i)-(to+(L)/v);
f2(i)=(yo/2)*(1-cos(w*t2));
else
f2(i)=0;
end
end

```

```

f1(i)=0;
f2(i)=0;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
if a5(i)>=f1(i)
    kP1=0;
else
    kP1=8.53e5;
end

if a7(i)>=f2(i)
    kP2=0;
else
    kP2=8.53e5;
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% Acelerações

ac1(i)=(-1/M)*(((b1+b2)*a2(i))+((b1*d1-b2*d2)*a4(i))+((k1+k2)*a1(i))+((k1*d1-
k2*d2)*(a3(i)))-(b1*a6(i))-(b2*a8(i))-(k1*a5(i))-(k2*a7(i))+(M*g));

ac2(i)=(-1/J)*(((b1*d1-b2*d2)*a2(i))+((b1*d1^2+b2*d2^2)*a4(i))+((k1*d1-
k2*d2)*a1(i))+((k1*d1^2+k2*d2^2)*(a3(i)))-(b1*d1*a6(i))+((b2*d2*a8(i))-
(k1*d1*a5(i))+(k2*d2*a7(i)));

ac3(i)=(-1/MP1)*((-b1*a2(i))-(k1*a1(i))-(b1*d1*a4(i))-
(k1*d1*(a3(i)))+(b1*a6(i))+((k1+kP1)*a5(i))-(kP1*f1(i))+(MP1*g));

ac4(i)=(-1/MP2)*((-b2*a2(i))-
(k2*a1(i))+((b2*d2*a4(i)))+(k2*d2*(a3(i)))+(b2*a8(i))+((k2+kP2)*a7(i))-
(kP2*f2(i))+(MP2*g));

```

```
end

figure(7)
plot(t,ac1)
title('Aceleração Vertical do CG')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Aceleração (m/s2)')
grid on

figure(8)
plot(t,ac2)
title('Aceleração de Pitch')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Aceleração (rad/s2)')
grid on

figure(11)
plot(t,ac1)
title('Aceleração no Centro de Massa X Aceleração no Conj. Banco/Motorista- L 5gr')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Aceleração (m/s2)')
hold on
plot(t,ac1,'color','green')
legend('Conjunto Banco/Motorista','Centro de Massa')
axis([1,3,-30,30])
grid on
hold off

%-----
%/// PARÂMENTROS DE CONFORTO
%-----

% Aceleração ponderada r.m.s no piloto
```

```

for cont1=1:n

aW_piloto(cont1)=ac1(cont1)^2;

end
aw_piloto=(trapz(t,aW_piloto));
125
aw_piloto=(aw_piloto/t(n))^0.5
% Fator de Pico
Fator_de_Pico=max(abs(ac1))/aw_piloto
%VDV no piloto (Valor Dose de Vibração)
for cont2=1:n

aw_VDV(cont2)=ac1(cont2)^4;

end
VDV=(trapz(t,aw_VDV));
VDV_piloto=VDV^0.25
%eVDV no piloto(Valor Dose de Vibração Estimado)
eVDV_piloto=(((1.4*aw_piloto)^4)*t(n))^(0.25)
%Aceleração ponderada r.m.s no veículo
for cont3=1:n

aW_veiculo(cont3)=ac2(cont3)^2;

end
aw_veiculo=(trapz(t,aW_veiculo));
aw_veiculo=(aw_veiculo/t(n))^0.5
%VDV no veículo (Valor Dose de Vibração)
for cont4=1:n

aW_VDV(cont4)=ac2(cont4)^4;

```

```

end
VDV_veiculo=(trapz(t,aW_VDV));
VDV_veiculo=VDV_veiculo^0.25
%eVDV no piloto(Valor Dose de Vibração Estimado)
eVDV_veiculo=(((1.4*aw_veiculo)^4)*t(n))^(0.25)
%Aceleração pondera r.m.s de arfagem
for cont5=1:n

```

```

aW_arfagem(cont5)=ac3(cont5)^2;

```

```

126

```

```

end
aw_arfagem=(trapz(t,aW_arfagem));
aw_arfagem=(aw_arfagem/t(n))^0.5;

```

Programa eq5 GDL (lombada)

```

functionyp=eq_5gr_obstaculo_original(t,y)
global M J MP1 MP2 b1 b2 bP1 bP2 k1 k2 kP1 kP2 d1 d2 L g to v lamb w yo a b c d

if t<=to
    f1=0;
else
if t<=(to+(lamb)/v)
    t1=t-to;
    f1=(yo/2)*(1-cos(w*t1));
else
    f1=0;
end
end

if t<=to+(L)/v
    f2=0;

```

```

else
if t<= (to+(L+lamb)/v);
    t2=t-(to+(L)/v);
    f2=(yo/2)*(1-cos(w*t2));
else
    f2=0;
end
end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
if y(3)>=f1
    kP1=0;
else
    kP1=8.53e5;
end

if y(4)>=f2
    kP2=0;
else
    kP2=8.53e5;
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
M_5gr=[(M), 0, 0, 0; 0, (J), 0, 0; 0, 0, (MP1), 0; 0, 0, 0, (MP2)];

B_5gr=[(b1)+(b2) (b1)1-(b2)2 -(b1) -(b2);
        (b1)1-(b2)2 ((b1)1^2)+((b2)2^2) -(b1)1 (b2)2;
        -(b1) -(b1)1 (b1)+bP1 0;
        -(b2) (b2)2 0 (b2)+bP2];

K_5gr=[(k1)+(k2) (k1)1-(k2)2 -(k1) -(k2);
        (k1)1-k22 ((k1)1^2)+((k2)2^2) -(k1)1 (k2)2;
        -(k1) -(k1)1 (k1)+kP1 0;
        -(k2) (k2)2 0 (k2)+kP2];

```

```
a=[zeros(4) eye(4);-inv(M_5gr)*K_5gr -inv(M_5gr)*B_5gr];  
b=[zeros(4);inv(M_5gr)];
```

```
Fy=([0 0 ;0 0 ; kP1 0 ;0 kP2]*[f1;f2])-[M*g;0;MP1*g;MP2*g];
```

```
yp=a*y+b*Fy;
```

```
end
```


Anexo 2 – Gráfico Experimento

1

