

**UNIVERSIDADE DO ESTADO DO AMAZONAS
ESCOLA SUPERIOR DE TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO DE GEOMETRIA DE DIREÇÃO PARA VEÍCULO OFF-ROAD DO TIPO
BAJA SAE**

MATHEUS RIBEIRO CERVO

MANAUS

2017

MATHEUS RIBEIRO CERVO

PROJETO DE GEOMETRIA DE DIREÇÃO PARA VEÍCULO OFF-ROAD DO TIPO
BAJA SAE

Trabalho de curso apresentado como requisito
parcial à obtenção do título de bacharel em
Engenharia Mecânica da Universidade do
Estado do Amazonas (UEA)

Orientador: Prof. Dr. Eduardo Rafael Barreda del Campo

MANAUS

2017

C419p Cervo, Matheus Ribeiro.
Projeto de geometria de direção para veículo off-road do tipo Baja
SAE / Matheus Ribeiro Cervo. -- 2017
75 f. : il. color. ; 30 cm.

Orientador: Eduardo Rafael Barreda del Campo.
Monografia (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade
do Estado do Amazonas, Escola Superior de Tecnologia, Manaus,
2017.

Inclui bibliografia.

1. Sistema de direção. 2. Ackerman. 3. Baja SAE. I. Título.

MATHEUS RIBEIRO CERVO

**PROJETO DE GEOMETRIA DE DIREÇÃO PARA VEÍCULO OFF-ROAD DO TIPO
BAJA SAE**

Este Trabalho de Curso foi considerado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade do Estado do Amazonas (UEA) e aprovado em sua forma final pela comissão examinadora.

Manaus, 11 de Dezembro de 2017.

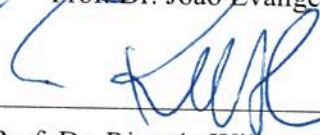
Banca examinadora:



Orientador: Prof. Dr. Eduardo Rafael Barreda del Campo



Prof. Dr. João Evangelista Neto



Prof. Dr. Ricardo Wilson Aguiar da Cruz

*À meus pais, Mário e Maria Luiza Cervo, que dedicaram
suas vidas para educar seus filhos e dar-lhes as
oportunidades que nunca o tiveram.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, a meus pais, Mário (*in memorian*) e Maria Luiza, por toda a dedicação, sacrifícios e zelo que tiveram com a minha formação, seja de caráter como profissional.

Ao meu orientador e amigo, Professor Doutor Eduardo Rafael Barreda del Campo pelo conhecimento transmitido dentro e fora da sala de aula bem como a orientação durante todo o meu tempo trabalhando neste projeto.

A todo o corpo docente do departamento de Engenharia Mecânica da UEA por transmitir todo o conhecimento que possibilitou, de forma direta e indireta, realizar este projeto.

Aos meus amigos e colegas da equipe Baja UEA, que me proporcionaram um grande aprendizado, seja ele como engenheiro ou como pessoa, momentos de muita alegria e descontração e que mostraram o verdadeiro valor do trabalho em equipe, em especialmente o pessoal do time de suspensão e direção.

Aos meus eternos amigos José Henrique Gonzalez, Lucas Souza de Oliveira e Felipe Araújo Bortolete, que tive a honra de conhecer e partilhar vários momentos importantes para nossas vidas durante estes 5 anos de graduação.

A equipe da Engenharia de Processos da Essilor da Amazônia, por todo o ensinamento, paciência e consideração.

E, por fim, a todos aqueles que me ajudaram de forma direta ou indireta na realização deste projeto.

*“Without data you are just another
person with an opinion.”
(W. Edwards Deming)*

RESUMO

Devido à falta de bibliografias em português que abordem o tema e até mesmo bibliografias que abordem uma metodologia completa para o projeto de um sistema de direção veicular, um estudo e criação de uma metodologia prática e de simples entendimento se faz necessária. O trabalho objetiva a criação de uma metodologia eficaz para a criação de um sistema de direção veicular para a competição Baja SAE Brasil e sua validação por meio de simulações computacionais para aferir os resultados para, assim, comparar com o que foi proposto. Para atingir este objetivo, foi definido uma sequência de atividades que otimizam o tempo de definição de parâmetros, modelagem e simulação para assim, definir de maneira clara e concisa os processos para a obtenção de uma geometria de direção eficiente. Obteve-se como resultado que a metodologia criada foi eficiente e eficaz correspondendo com o que foi proposto no escopo do projeto e respondendo bem às simulações referentes a situações apresentadas na competição Baja SAE Brasil.

Palavras-chave: Sistema de direção. Ackerman. Baja SAE.

ABSTRACT

Due to the lack of bibliographies in Portuguese that approach the subject and even bibliographies that approach a complete methodology for the design of a vehicle steering system, a study and creation of a practical methodology and simple understanding is necessary. The objective of this work is to create an effective methodology for the creation of a vehicle steering system for Baja SAE Brasil competition and its validation through computational simulations to measure the results to compare with what was proposed. In order to reach this objective, a sequence of activities was defined to optimize the time of parameter definition, modeling and simulation to define in a clear and concise way the processes to obtain an efficient steering geometry. It was obtained as a result that the methodology created was efficient and effective corresponding to what was proposed in the scope of the project and responding well to the simulations referring to situations presented in the Baja SAE Brasil competition.

Key-words: Steering system. Ackerman Baja SAE.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Caixa de direção do tipo pinhão/cremalheira com acionamento mecânico.....	19
Figura 2 - Sistema de direção hidráulico.....	20
Figura 3 - Sistema de direção elétrica.....	21
Figura 4 - Direção eletro hidráulica.....	22
Figura 5 - Sistema de eixos de coordenadas da SAED.....	23
Figura 6 - Definição de centro de gravidade.....	23
Figura 7 - Ilustração representando a distância entre eixos.....	25
Figura 8 - Ilustração mostrando a bitola de um veículo.....	25
Figura 9 - Distribuição de peso.....	26
Figura 10 - Pino mestre.....	27
Figura 11- Ângulo de caster.....	28
Figura 12 - Figura ilustrando os tipos de ângulo de camber.....	29
Figura 13 - Ilustração representado a altura de vão livre.....	29
Figura 14 - Pontos de trabalho de uma suspensão dianteira.....	31
Figura 15 - Convergência e Divergência.....	31
Figura 16 - Centro instantâneo.....	32
Figura 17 - Geometria paralela.....	33
Figura 18 - Geometria ackerman.....	34
Figura 19 - Geometria ackerman reverso.....	35
Figura 20 - Geometria trapezoidal de direção.....	36
Figura 21 - Ângulos de esterçamento teóricos.....	37
Figura 22 - Forças e momentos atuantes na roda.....	39
Figura 23 - Fluxograma de atividades.....	41
Figura 24 - Ângulos de esterçamento da roda interna x raio de curva.....	43
Figura 25 - Ângulos de esterçamento da roda externa x raio de curva.....	43
Figura 26 - Variação de esterçamento em função do entrei eixos.....	44
Figura 27 - Curva de torque de direção para ângulo de caster de 5°.....	46
Figura 28 - Curva de torque de direção para ângulo de caster de 15°.....	46
Figura 29 - Vista superior do protótipo.....	48
Figura 30 - Vista superior com os ângulos teóricos de esterçamento.....	49
Figura 31 - Vista ampliada dos ângulos de esterçamento.....	49

Figura 32 - Vista frontal do protótipo.....	50
Figura 33 - Vista lateral do protótipo.	51
Figura 34 - Restrições para braços de suspensão convergentes e fixação do braço de direção entre as fixações da suspensão.	52
Figura 35 - Restrições para braços de suspensão convergentes e fixação do braço de direção superior às fixações da suspensão.	52
Figura 36 - Restrições para braços de suspensão paralelos.	53
Figura 37 - Vista frontal do protótipo com as restrições geométricas.	54
Figura 38 - Vista de perspectiva do veículo mostrando os pontos de trabalho.	55
Figura 39 - Vista lateral do veículo, com ênfase na posição do centro instantâneo.....	55
Figura 40 - Vista frontal com ênfase na posição do centro instantâneo.	56
Figura 41 - Vista superior do veículo com ênfase na fixação do braço de direção.	57
Figura 42 - Vista frontal com ênfase na posição da fixação do braço de direção e eixo da caixa de direção.....	58
Figura 43 - Vista lateral com ênfase na posição do eixo da direção.	59
Figura 44 - Modelo da suspensão e direção do veículo.....	60
Figura 45 - Gráfico de ângulo de esterçamento.....	61
Figura 46 - Bump steer.	62
Figura 47 - Gráfico de variação de cambagem.....	63
Figura 48 - Variação de camber pela rolagem.....	64
Figura 49 - Esterçamento + rolagem.	65
Figura 50 - Ângulo de camber com rolagem.....	66
Figura 51 - Ângulo de esterçamento com imperfeições na pista.....	67
Figura 52 - Ângulo de camber com imperfeições na pista.	68
Figura 53 - Curva de torque gerado pelo king pin.....	70
Figura 54 - Curva de torque gerada pelo ângulo de caster.	70

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Valores para base de cálculo.	47
Tabela 2 - Pontos de fixação da manga de direção.....	54
Tabela 3 - Pontos de fixação do braço superior dianteiro.	56
Tabela 4 - Pontos de fixação do braço inferior dianteiro.	57
Tabela 5 - Pontos de fixação do braço de direção.	58
Tabela 6 - Resultados da primeira simulação.	61
Tabela 7 – Comparação de resultados: Simulação x Ideal.	65
Tabela 8 – Condições para o cálculo de torque.	69
Tabela 9 – Momentos calculados.	69

LISTA DE ABREVIACOES

SAE
UEA
TVN

Society of Automotive Engineers
Universidade do Estado do Amazonas
Taxa de variação necessária

Sumário

1. INTRODUÇÃO	15
1.1. Problematização e Hipótese	17
1.2. Delimitação do estudo	17
1.3. Objetivos	17
1.3.1. Objetivo Geral	17
1.3.2. Objetivos Específicos	17
1.4. Justificativa	18
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	19
2.1. Tipos de acionamento da direção veicular	19
2.1.1. Direção mecânica	19
2.1.2. Direção hidráulica	19
2.1.3. Direção elétrica	20
2.1.4. Direção eletro hidráulica	21
2.2. Suspensão veicular	22
2.2.1. Sistema de coordenadas	22
2.2.2. Centro de gravidade	23
2.2.3. Entre eixos	24
2.2.4. Bitola	25
2.2.5. Distribuição de massa nos eixos	25
2.2.6. Pino mestre (King pin)	26
2.2.7. Caster	27
2.2.8. Camber	28
2.2.9. Altura de vão livre	29
2.2.10. Influências do pino mestre e caster no sistema de direção	30
2.2.10.1. Inclinação do Pino Mestre	30
2.2.10.2. Ângulo de Caster	30
2.2.11. Convergência	31
2.2.12. Centro Instantâneo	32
2.2.13. Taxas de variação de Caster e Camber	32
2.3. Geometrias de direção	33
2.3.1. Geometria Paralela	33

2.3.2.	Geometria Ackerman	34
2.3.3.	Geometria Ackerman Reverso	35
2.3.4.	Ângulos de esterçamento teóricos.....	35
2.3.5.	Forças e momentos do sistema de direção	37
3.	METODOLOGIA	40
3.1.	Métodos e Técnicas	40
3.2.	Procedimentos	41
4.	ANÁLISE E INTERPRETAÇÃO DE DADOS.....	42
4.1.	Análise e definição de materiais	42
4.2.	Definição do Entre eixos	42
4.3.	Definição de bitola dianteira	44
4.4.	Definindo o ângulo do pino mestre.....	45
4.5.	Definição do ângulo de cambagem estático e sua variação	45
4.6.	Definição do ângulo de caster estático e sua variação.....	46
4.7.	Definição do ângulo de esterçamento máximo.....	47
4.8.	Definindo os pontos de trabalho no veículo.....	50
4.9.	Simulação do modelo obtido	59
4.9.1.	Esterçamento estático	60
4.9.2.	Compressão e extensão da suspensão do protótipo	61
4.9.3.	Rolagem	63
4.9.4.	Esterçamento e Rolagem.....	64
4.9.5.	Esterçamento com compressão/extensão da suspensão	66
4.10.	Forças do sistema de direção.....	68
5.	CONCLUSÃO	71
5.1.	Sugestões para trabalhos futuros	71
6.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	73

1. INTRODUÇÃO

A SAE (*Society of Automotive Engineers*) ou Sociedade dos engenheiros da mobilidade, como é conhecida no Brasil, surgiu no início do século XX com uma organização comercial entre os fabricantes de automóveis do Estados Unidos e o resto do mundo que promoviam negócios comerciais. A criação de órgãos regulamentadores estava em ascensão juntamente de uma necessidade oriunda dos engenheiros do campo automobilístico para ter uma organização onde se pudesse ter intercâmbio de conhecimento e experiências. Durante sua primeira década, houve uma expansão constante do tamanho da organização que fez a SAE contratar uma equipe exclusiva para cuidar de seus assuntos burocráticos e assim começaram a publicar jornais técnicos e artigos de fácil compreensão para leitores.

Em 1916, a SAE se tornou uma nova organização, representando todos os engenheiros atuantes em todos os campos de mobilidade.

Atualmente, a SAE é uma organização multinacional que tem subseções em vários locais do mundo como Brasil, China, França, Rússia e etc.

A SAE Brasil foi fundada em 1991 por um grupo de empresários do segmento automotivo e aeroespacial que, em face da globalização, para abrir as portas do Brasil para a globalização.

Os programas estudantis abrangem desde o ensino médio até o ensino superior nas áreas de tecnologia e inovação. São eles: Baja, Aerodesign, Fórmula, Demoiselle e o mais recente Fórmula Drone.

O Baja SAE Brasil é uma competição que desenvolve o conhecimento técnico/científico dos estudantes universitários do Brasil promovendo uma competição onde cada equipe deve projetar e construir um veículo *off-road* (fora de estrada) para avaliá-lo estaticamente e dinamicamente.

A competição consiste na entrega de um relatório técnico onde constam todas as informações do veículo, uma apresentação de projeto onde é levado em conta a temática, tomadas de decisão e pensamento empreendedor da equipe, uma avaliação prévia de segurança onde é verificado se todos os requisitos do regulamento estão sendo cumpridos e se o protótipo é seguro para o piloto e equipe técnica, avaliações dinâmicas onde é testado cada subsistema afim de mensurar a qualidade da manufatura e desempenho e a competição se encerra com o enduro que consistem em um percurso com os mais diversos obstáculos e mudanças de terreno (lama, terra, pedras e etc.). Esta prova é uma corrida onde quem ganha

não é o primeiro a cruzar a linha de chegada e sim a equipe que conseguir dar o maior número de voltas na pista.

A prova de manobrabilidade, na competição nacional de 2017, decidiu o grid de largada no Enduro, mostrando a importância do sistema de direção perante à competição e ao desempenho do carro como um todo.

Os protótipos de Baja SAE precisam ser capazes de fazer curvas muito fechadas (ex.: 3m), sendo assim, a concepção do sistema de direção deve prever um bom comportamento em situações extremas onde o subsistema será levado ao máximo.

A falta de literatura contemplando a dinâmica veicular para projetos de veículos *off-road* é uma grande dificuldade para equipes do Brasil e do mundo na concepção e desenvolvimento de seus projetos.

1.1. Problematização e Hipótese

Tendo em vista as dificuldades encontradas no projeto do sistema de direção da equipe Baja UEA e a falta de uma literatura que aborde todas as etapas da concepção de um projeto de direção, uma metodologia para o dimensionamento e validação de um sistema de direção seria a melhor opção?

H0: Uma metodologia bem apurada é uma ótima ferramenta para a otimização de projetos e redução do tempo entre a concepção e a manufatura.

H1: Uma metodologia bem apurada possibilita uma visão mais global de um determinado projeto tornando mais fácil encontrar oportunidades de melhoria.

1.2. Delimitação do estudo

Estudo para o dimensionamento, modelagem e análise, de um sistema de direção e sua respectiva validação por meio de simulações computadorizadas desconsiderando a deformação dos pneus durante a manobra para veículos de competição de tração traseira.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo Geral

O trabalho tem como objetivo criar uma metodologia de dimensionamento e análise de um sistema de direção para veículos de competição Baja SAE Brasil.

1.3.2. Objetivos Específicos

- Definição de parâmetros da suspensão dianteira que melhor influenciem na dinâmica do veículo;
- Definição de parâmetros gerais do carro que melhorem a manobrabilidade do veículo e que respeite o regulamento da competição;
- Modelar uma geometria de direção veicular que atenda às necessidades do projeto e se adapte ao regulamento da competição;
- Simular um sistema de direção veicular para a verificação de parâmetros definidos no projeto e o comportamento do sistema.

1.4. Justificativa

A pesquisa terá como principal objetivo o desenvolvimento de uma metodologia para o projeto de dimensionamento de um sistema de direção para veículos off-road (fora de estrada) do tipo mini baja.

Metodologia é o estudo de métodos, ou seja, a análise de vários caminhos para a obtenção de determinado objetivo. A utilização de uma boa metodologia de pesquisa e desenvolvimento de projetos é um dos principais fatores para o sucesso do mesmo, sendo responsável por padronizar a sequência de passos a serem dados em uma determinada atividade.

A competição Baja SAE Brasil é um evento técnico-científico que promove o projeto e a construção de veículos do tipo off-road por alunos de engenharia, tecnologia e técnicos de todo o Brasil visando o amadurecimento dos estudantes com relação a técnicas de pesquisa e desenvolvimentos de projetos e sua execução, proporcionando ao participante a experiência completa da concepção de um produto, desenvolvimento e a sua venda. A competição também testa a qualidade do projeto que fora desenvolvido, testando os protótipos em condições adversas para extrair o máximo de sua performance separadamente, tendo uma prova para testar cada subsistema (freio, direção, suspensão, transmissão) e uma prova que testa todo o veículo em um formato de corrida do tipo enduro (pista formada por várias imperfeições e condições adversas que visa explorar ao máximo os protótipos).

O sistema de direção é responsável por direcionar o veículo dando a ele a capacidade de fazer manobras como curva, desvio de imperfeições e outros. Assim, se caracteriza como um dos componentes principais de um automóvel, sendo um grande fator para o comportamento e estabilidade do mesmo.

A equipe Baja UEA, a qual é a primeira equipe de mini baja SAE do estado do Amazonas, está em seus primeiros anos de concepção e tal fato se reflete na velocidade e aptidão na criação e construção de seus projetos.

Metodologia que se faz necessária tendo em vista a escassez de materiais deste gênero na área e aplicação do mesmo para futuros participantes e entusiastas de veículos off-road fomentando o desenvolvimento e a pesquisa na área de engenharia automobilística no estado do Amazonas.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1. Tipos de acionamento da direção veicular

2.1.1. Direção mecânica

Este tipo de sistema utilizado durante muitos anos em veículos de passeio, onde não havia nenhum tipo de força auxiliar para diminuir o esforço do piloto deixando o esforço na direção muito elevado.

Sistema simples, porém, sua principal contraindicação é o esforço requerido do piloto para manobras em baixa velocidade ou estático, onde a força de atrito na roda é maior.

Comumente, motoristas desistiam de vagas de estacionamento em vias públicas por conta do esforço excessivo que teriam que executar para manobrar o veículo na vaga.

A Figura 1 mostra um sistema com acionamento mecânico.

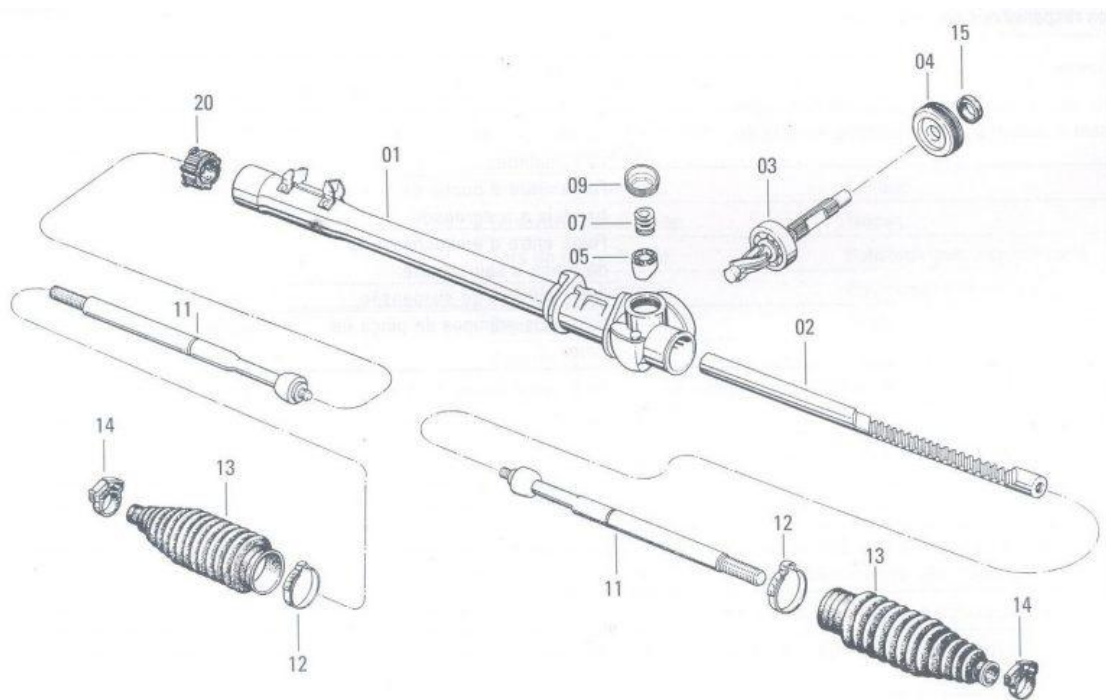


Figura 1 - Caixa de direção do tipo pinhão/cremalheira com acionamento mecânico.

Fonte: <http://www.carrosinfoco.com.br/carros/2017/01/funcionamento-e-detalhes-da-caixa-de-direcao-tipo-pinhao-e-cremalheira>

2.1.2. Direção hidráulica

Este tipo de sistema é antigo e atualmente o mais utilizado em veículos.

Possui uma bomba hidráulica, reservatório de óleo, tubulação de alta e baixa pressão e o sistema de direção.

Quando o motor do veículo é ligado, a bomba hidráulica é acionada multiplicando toda a força exercida na direção do veículo no sistema de direção, diminuindo o esforço do motorista.

A Figura 2 mostra um sistema de direção genérico com acionamento hidráulico.



Figura 2 - Sistema de direção hidráulico.

Fonte: <http://www.newtonbraga.com.br/index.php/artigos/51-automotivos/108-a-evolucao-da-direcao.pdf>

2.1.3. Direção elétrica

Por muitos anos, a direção elétrica foi restrita à carros de baixa potência devido à restrição dos motores elétricos presentes na época. Atualmente, este problema já foi contornado já que é possível ver o sistema de direção elétrica em carros populares como Ford Ka, Nissan March, picamos como Chevrolet S10 e Ford Ranger e também estão começando a aparecer em modelos de carros superesportivos.

A Figura 3 mostra um sistema de direção elétrico. Este tipo de sistema vem ganhando espaço do automobilismo já que seu funcionamento não diminui a potência do motor.



Figura 3 - Sistema de direção elétrica.

(Fonte: <http://quatorrodas.abril.com.br/auto-servico/as-vantagens-e-poucas-desvantagens-da-direcao-eletrica/>)

O sistema consiste em um motor elétrico, que pode estar posicionado na coluna de direção, cremalheira ou na barra de direção, que é ativado por sensores que sentem a movimentação do volante reduzindo a força do piloto no sistema. A força exercida varia de maneira inversamente proporcional à velocidade do veículo.

2.1.4. Direção eletro hidráulica

A Figura 4 mostra um sistema de direção do tipo eletro hidráulico. É um sistema híbrido entre os sistemas vistos nas seções 2.1.2 e 2.1.3.



Figura 4 - Direção eletro hidráulica.

Fonte: <http://www.braketester.com.br/direcao-eleto-hidraulica-em-sao-paulo/>

O sistema eletro hidráulica é mais vantajoso que o hidráulico por conta de sua bomba hidráulica não ser ligada ao motor, ela é alimentada por um motor elétrico, assim não diminui a potência do veículo.

2.2. Suspensão veicular

2.2.1. Sistema de coordenadas

“[...] os movimentos dos veículos são definidos com base no sistema de coordenadas da regra da mão direita (sistema de coordenadas fixas do veículo) o qual tem sua origem no centro de gravidade e continua com o veículo.” (GILLESPIE, 1992, p. 8, tradução nossa).

Os eixos de coordenadas são:

x – Positivo para frente e sobre o plano longitudinal de simetria;

y – Positivo para a lateral direita do veículo;

z – Positivo para baixo, com o veículo como referencial;

p – Velocidade de rolagem sobre o eixo x;

q – Velocidade de arremesso sobre o eixo y;

r – Velocidade de guinada sobre o eixo z.

A Figura 5 ilustra o sistema de coordenadas normalizados pela SAE.

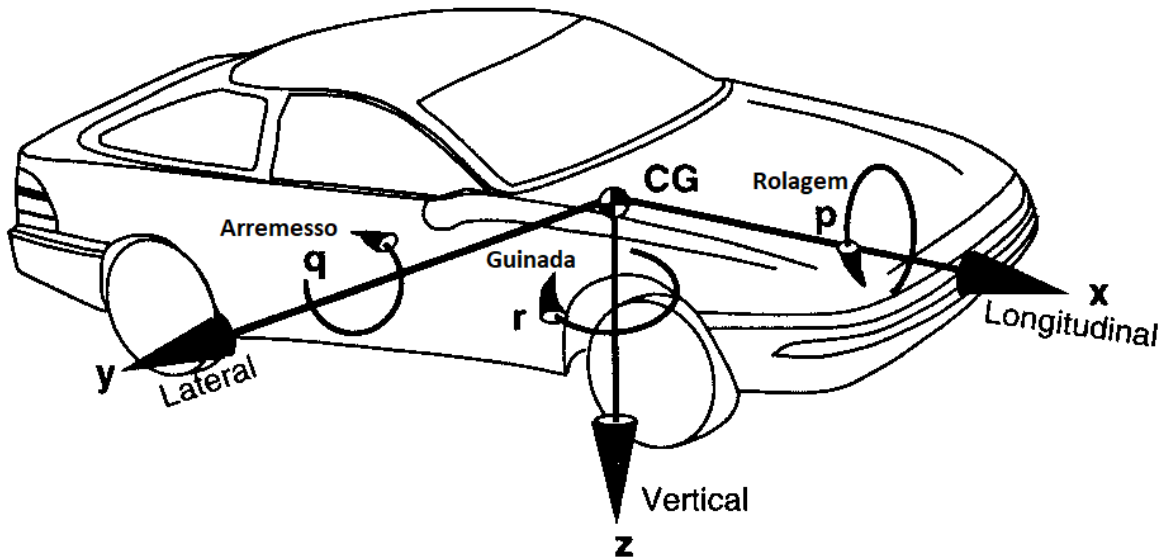


Figura 5 - Sistema de eixos de coordenadas da SAE.

Fonte: GILLESPIE, 1992

2.2.2. Centro de gravidade

De acordo com HIBBELER (2011)

Um corpo é composto de uma série infinita de partículas de tamanho diferenciado, e assim, se o corpo estiver localizado dentro de um campo gravitacional, então cada uma das partículas terá um peso dW . Esses pesos formarão um sistema de forças aproximadamente paralelas, e a resultante desse sistema é o peso total do corpo, que passa por um único ponto chamado centro de gravidade G .

A Figura 6 ilustra o que é um centro de gravidade.

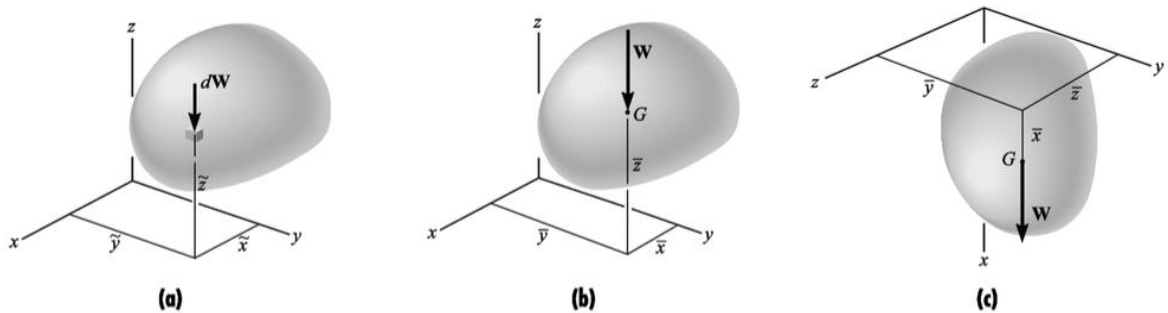


Figura 6 - Definição de centro de gravidade.

Fonte: HIBBELER, 2011

Portando, a localização de um centro de gravidade de um corpo é dada pelas equações 1, 2 e 3.

$$\bar{x} = \frac{\int \tilde{x} dW}{\int dW} \quad (1)$$

$$\bar{y} = \frac{\int \tilde{y} dW}{\int dW} \quad (2)$$

$$\bar{z} = \frac{\int \tilde{z} dW}{\int dW} \quad (3)$$

Onde,

\bar{x} é a coordenada do centro de gravidade no eixo x;

\bar{y} é a coordenada do centro de gravidade no eixo y;

\bar{z} é a coordenada do centro de gravidade no eixo z;

\tilde{x} é a coordenada no eixo x de cada partícula do corpo;

\tilde{y} é a coordenada no eixo y de cada partícula do corpo;

\tilde{z} é a coordenada no eixo z de cada partícula do corpo;

dW é o diferencial de peso de cada partícula do corpo.

2.2.3. Entre eixos

A distância entre eixos é a distância entre o plano do eixo dianteiro e o do eixo traseiro. Esta distância interfere na dinâmica do veículo, pois um entre eixos elevada gera mais dificuldade de manobra se comparado com um veículo com um entre eixos menor.

A Figura 7 ilustra a distância entre eixos.

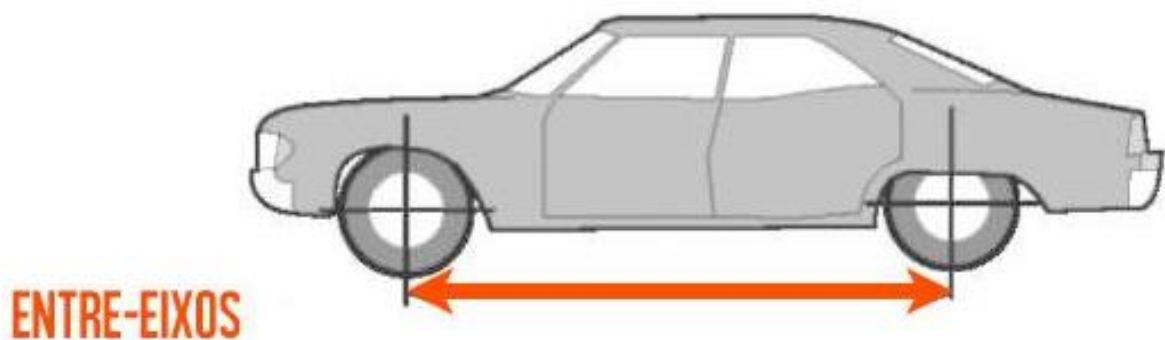


Figura 7 - Ilustração representando a distância entre eixos.

Fonte: <https://www.flatout.com.br/pocket-rockets-contra-canhoes-prazeres-diferentes-pilotagens-opostas/>

2.2.4. Bitola

A bitola de um veículo é a distância entre os planos médios das rodas de um determinado eixo.

Uma bitola muito elevada aumenta a estabilidade do veículo em manobras mas diminui o desempenho em curvas mais fechadas, em contrapartida, uma bitola pequena aumenta a performance do veículo em curvas mas pode afetar a estabilidade em momentos de muita aceleração lateral.

A Figura 8 ilustra como é o referencial de medição de uma bitola veicular.

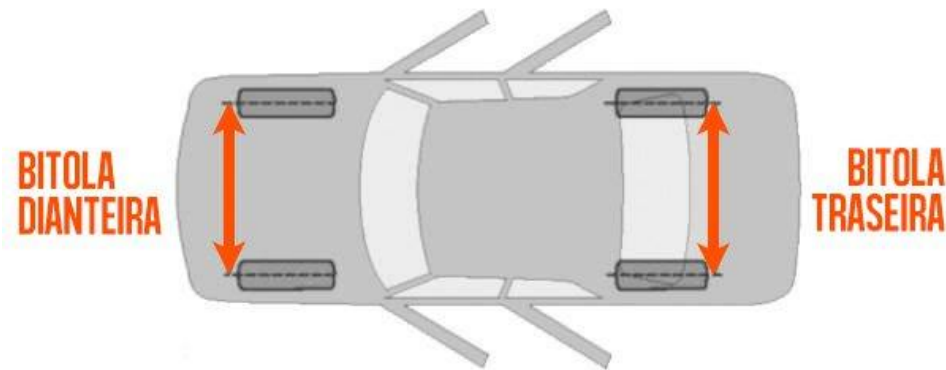


Figura 8 - Ilustração mostrando a bitola de um veículo.

Fonte: <https://www.flatout.com.br/pocket-rockets-contra-canhoes-prazeres-diferentes-pilotagens-opostas/>

2.2.5. Distribuição de massa nos eixos

Com a distância entre eixos conhecida (seção 2.2.3) e as coordenadas do centro de gravidade (seção 2.2.2) é possível determinar a distribuição de carga entre os eixos do veículo. A Figura 9 exemplifica a distribuição de peso em um veículo.

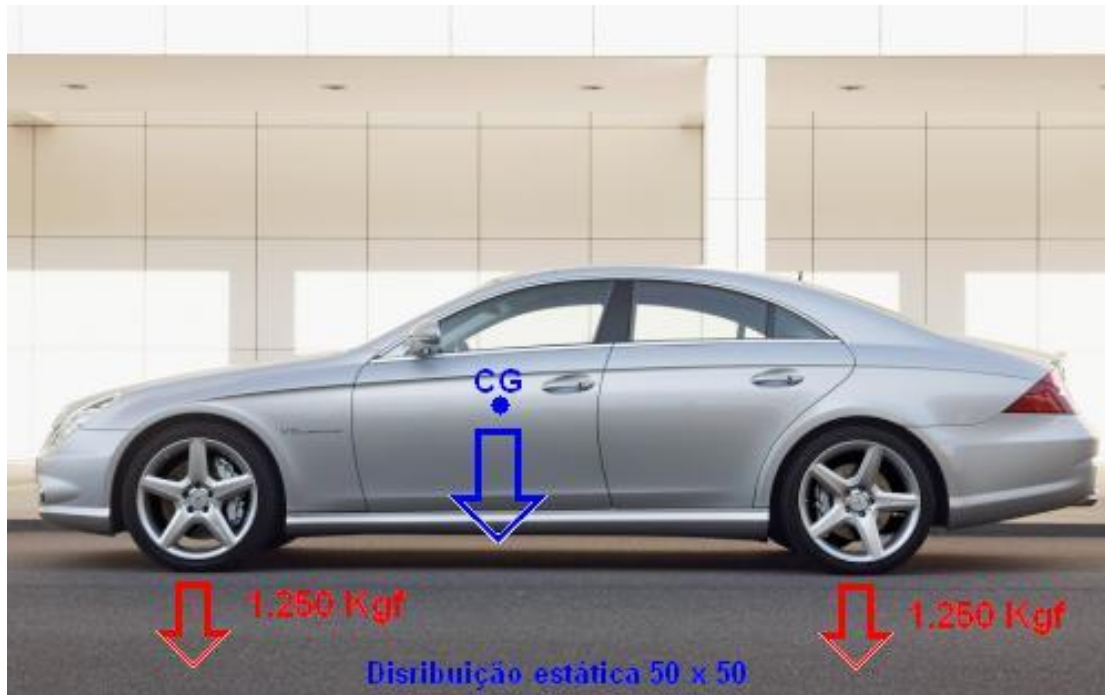


Figura 9 - Distribuição de peso.

Fonte: <https://coisasdeengenheiro.wordpress.com/category/dinamica-da-frenagem/>

Conforme for a destruição de massas, terá impactos em todos os subsistemas do veículo, principalmente suspensão e freio pois durante momentos de aceleração, frenagem e manobras há muita influência da transferência de carga.

2.2.6. Pino mestre (King pin)

O pino mestre, ou *king pin*, é um eixo formado entre as fixações dos braços de suspensão. Este eixo vai ser o eixo de movimentação da roda do veículo e sua disposição está completamente ligada à performance da direção do veículo.

A Figura 10 mostra como é definido o pino mestre de um veículo.

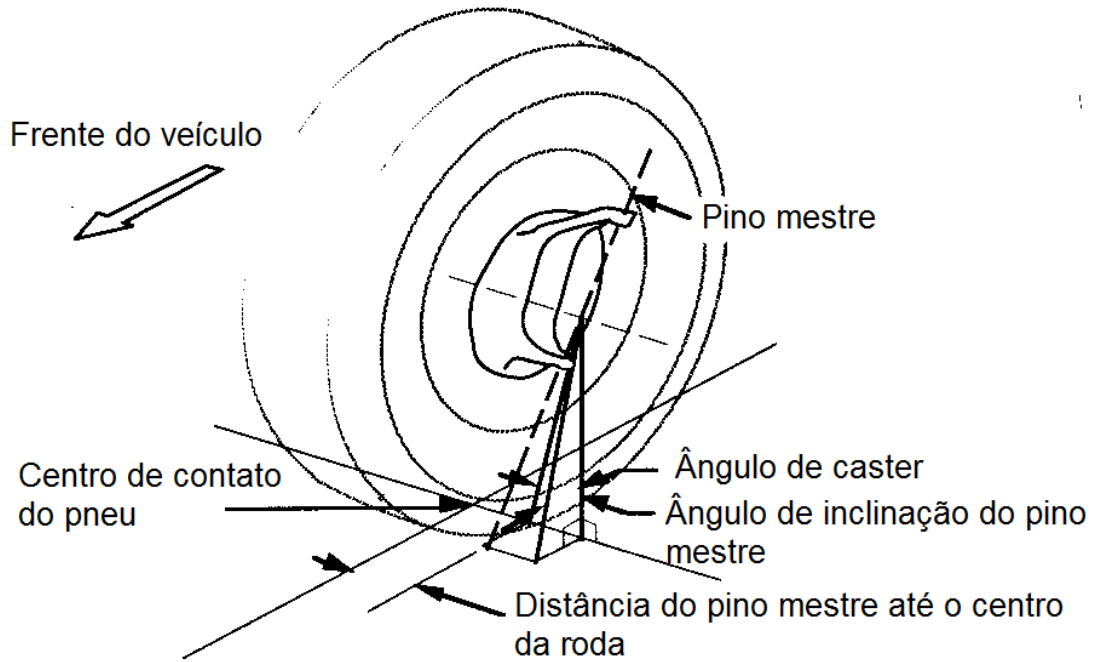


Figura 10 - Pino mestre.

Fonte: MILLIKEN, 1995

2.2.7. Caster

O ângulo de caster, ou somente caster, é o ângulo formado pelo eixo do pino mestre com a vertical medido pela vista lateral de um veículo.

Este ângulo pode ser positivo, quando a parte superior do pino mestre está inclinada para a parte traseira do veículo, negativa quando a parte superior do pino mestre estiver inclinada para a parte dianteira do veículo e nula quando o pino mestre estiver alinhado com a vertical.

A Figura 11 ilustra os tipos de disposição do caster.

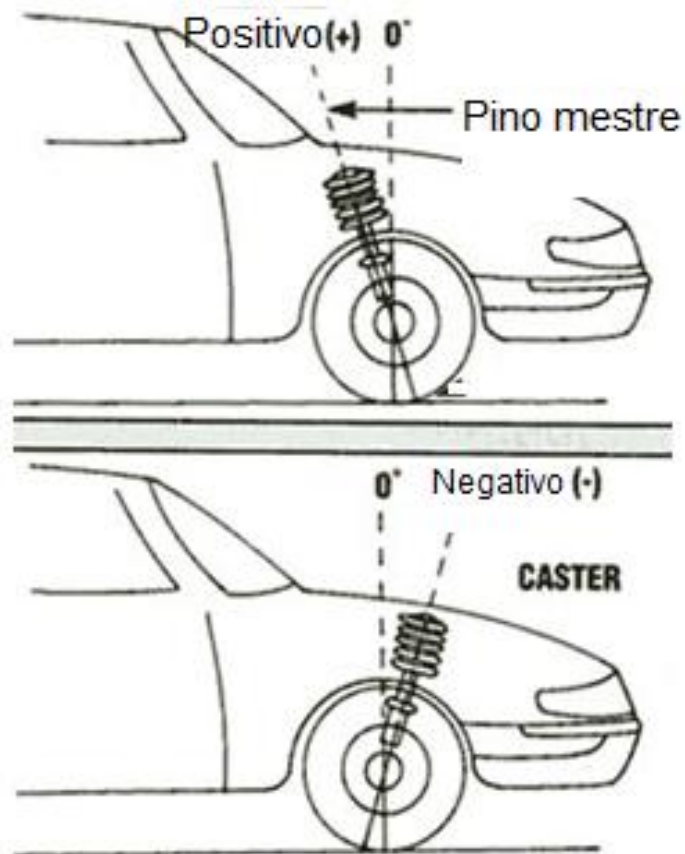


Figura 11- Ângulo de caster.

Fonte: <http://seatclube.forumeiros.com/t525-cambagem-convergencia-e-caster>

2.2.8. Camber

O ângulo de camber, ou cambagem, é o ângulo entre o plano médio e a vertical medido a partir da vista frontal do veículo. Este ângulo pode ser considerado negativo quando a parte superior da roda se aproxima do plano médio veículo em comparação com a parte inferior, positivo quando a parte superior se afastar do plano médio do veículo em comparação com a parte inferior ou nulo quando o ângulo entre o plano médio da roda e a vertical é igual a 0° .

A Figura 12 mostra os tipos de disposição do ângulo de camber.

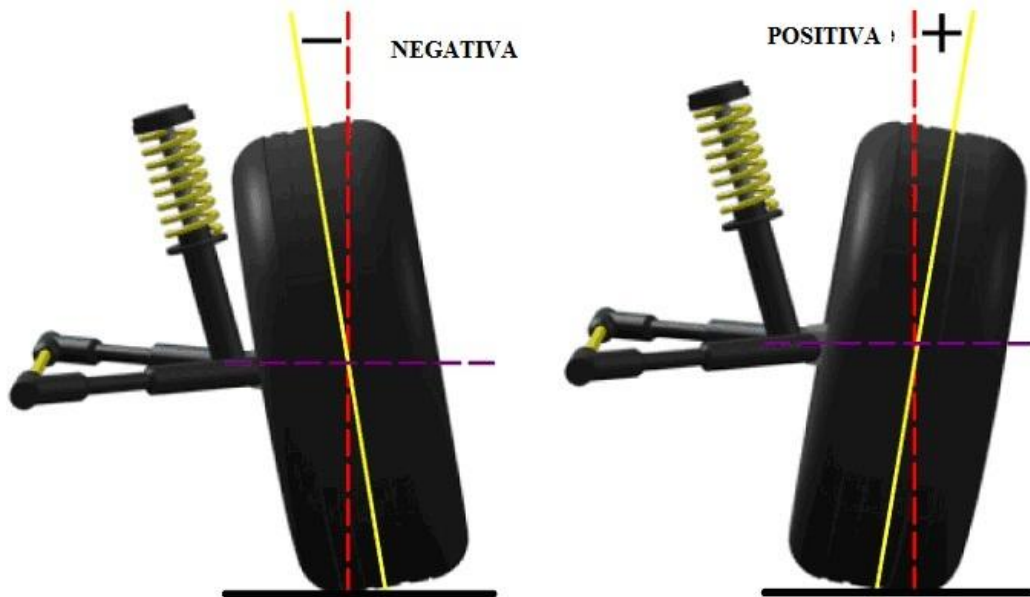


Figura 12 - Figura ilustrando os tipos de ângulo de camber.

Fonte: <http://seatclub.com.br/forum/t525-cambagem-convergencia-e-caster>

2.2.9. Altura de vão livre

A altura de vão livre é a distância do ponto mais baixo do veículo em relação com o solo. Esta distância está diretamente ligada responsável por evitar choques entre possíveis obstáculos na via e o veículo.

A Figura 13 mostra como é definido a altura de vão livre de um automóvel.



Figura 13 - Ilustração representado a altura de vão livre.

(Fonte: <http://www.abcdabc.com.br/abc/noticia/troller-inicia-pre-venda-t4-2013-mais-equipado-novo-motor-euro-5-4616>)

2.2.10. Influências do pino mestre e caster no sistema de direção

2.2.10.1. Inclinação do Pino Mestre

“O Ângulo do pino mestre afeta a performance do carro quando as rodas são esterçadas. Um conceito que deveria ser entendido é que quanto maior o ângulo do pino mestre mais o carro é levantado durante o esterçamento” (MILLIKEN, 1994, Tradução nossa)

Com isto, verifica-se que a inclinação do pino mestre está diretamente ligada à habilidade de retorno do veículo, ou seja, o próprio peso do veículo será o responsável por retornar o sistema de direção para o centro. Verifica-se, também, que o quanto o carro irá levantar, durante o esterçamento, é função do *spindle length*, quanto maior, mais levantamento.

A inclinação do pino mestre também afeta a cambagem durante o curso da direção, uma vez que quando a roda é esterçada, a parte superior inclina-se de forma positiva (se o pino mestre estiver inclinado de forma usual, ou seja, a parte superior apontando para o centro do carro). Este fenômeno acontece para esterçamento do lado esquerdo e direito, a parcela desse efeito é pequena para condições normais, porém, significativas se a pista tiver curvas muito fechadas.

2.2.10.2. Ângulo de Caster

Ângulo de caster, como o ângulo do pino mestre, causa um levantamento e uma descida na roda. Ao contrário do ângulo do pino mestre, o efeito é oposto de um lado para o outro. Com geometrias simétricas (incluindo caster positivo igual nas rodas esquerda e direita), o efeito é do esterçamento para a esquerda é rolar o carro para a direita, causando uma transferência diagonal de peso. Nesse caso, mais carga vai ser transferida da parte esquerda da traseira para a direita da dianteira, um efeito sobre esterçante em uma curva para a esquerda. (MILLIKEN, 1994, p. 712, Tradução nossa)

O ângulo de caster também afeta à variação de cambagem durante o esterçamento, mas ao contrário da inclinação do pino mestre, o efeito é favorável, uma vez que a cambagem da roda esterça à curva vai ficar mais negativa enquanto a roda interna mais positiva.

A Figura 14 ilustra os pontos de trabalho relevantes para a vista frontal e lateral de um sistema de suspensão dianteira e bem como o sistema de direção.

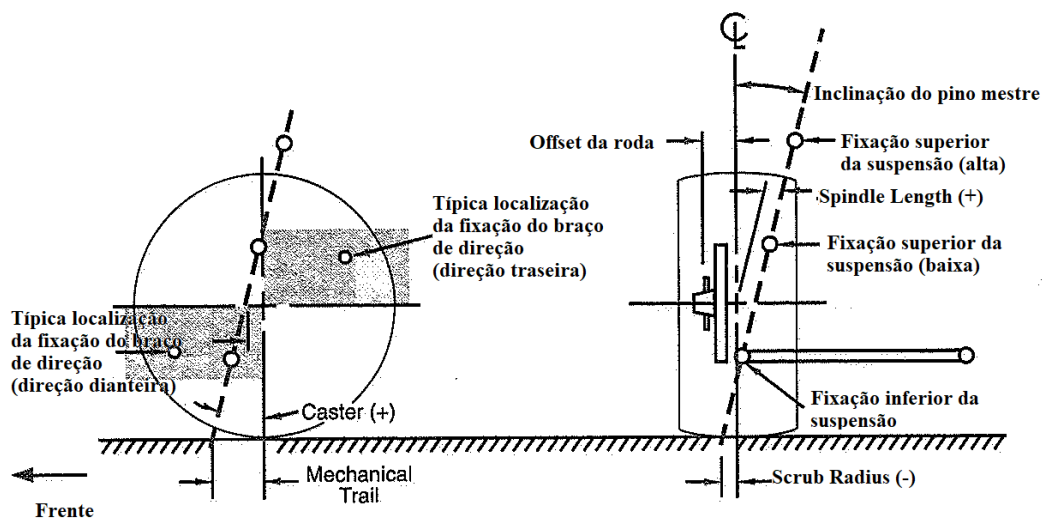


Figura 14 - Pontos de trabalho de uma suspensão dianteira

Fonte: MILLIKEN, 1995

2.2.11. Convergência

É o alinhamento horizontal e longitudinal das rodas de um veículo. Este alinhamento pode ser nulo, com o ângulo do plano médio paralelo ao plano médio do carro, pode ser negativo (divergente), quando a parte frontal da roda se afasta do plano médio do veículo em relação a parte traseira, e positivo quando a parte frontal se aproxima do plano médio do veículo quando comparado com a parte traseira do mesmo.

A Figura 15 mostra os tipos de convergência de um veículo.

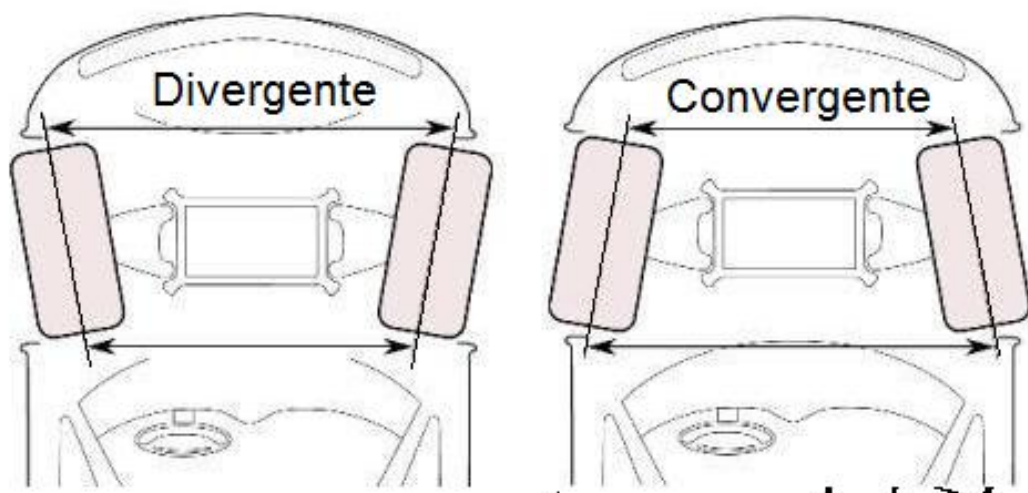


Figura 15 - Convergência e Divergência.

Fonte: <http://seatclub.forumeiros.com/t525-cambagem-convergencia-e-caster>

2.2.12. Centro Instantâneo

“A palavra “instantâneo” significa aquela posição particular da ligação. “Centro” se refere a ponto imaginário projetado que é efetivamente o ponto de pivotamento da ligação naquele instante.” (MILLIKEN, 1995, p. 610, tradução nossa).

Sendo assim, os centros instantâneos são de fundamental importância para o dimensionamento e configuração de sistemas de suspensão e direção veiculares.

A Figura 16 ilustra o centro instantâneo de um modelo de suspensão veicular.

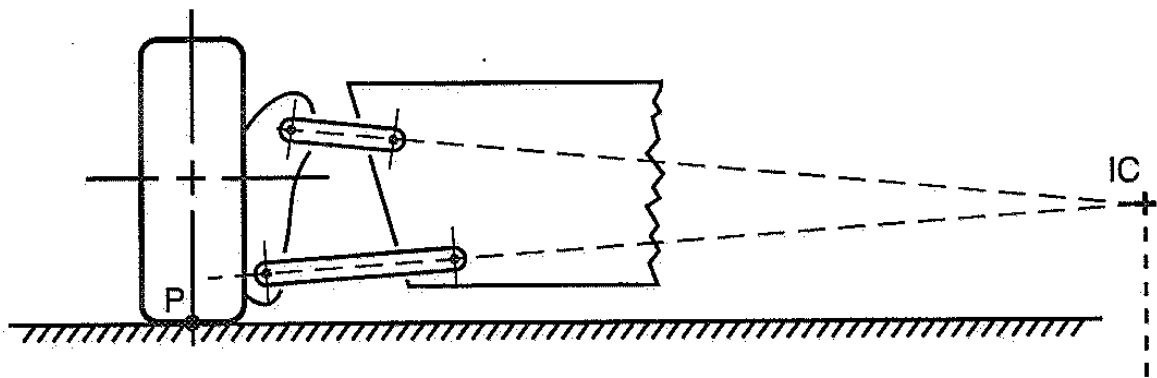


Figura 16 - Centro instantâneo.

Fonte: MILLIKEN, 1995

2.2.13. Taxas de variação de Caster e Camber

A taxa de variação necessária para os ângulos de caster e camber é uma aproximação linear do incremento do ângulo com o curso da suspensão. Esta taxa de variação é dada em [unidade de ângulo]/[unidade de comprimento].

A taxa de variação necessária para o ângulo de camber é dada pela equação 6.

$$TVN = \frac{\text{Variação de camber máximo}}{\text{Curso da suspensão}} \quad (4)$$

A taxa de variação necessária para o ângulo de caster é dada pela equação 7.

$$TVN = \frac{\text{Variação de caster máximo}}{\text{Curso da suspensão}} \quad (5)$$

Onde,

TVN é a taxa de variação necessária, em °/mm;

Camber/Caster máximo é variação máxima que o ângulo terá, em °;

Curso da suspensão é o deslocamento vertical máximo realizado pela suspensão, em mm.

2.3. Geometrias de direção

O sistema de direção é responsável por direcionar o veículo em uma determinada manobra.

Toda curva que um veículo executa tem um centro teórico. Com base neste centro que são definidos certos parâmetros para o sistema. Conhecer os tipos de geometrias que este sistema usualmente utiliza: Geometria paralela, Ackerman e Ackerman Reverso.

2.3.1. Geometria Paralela

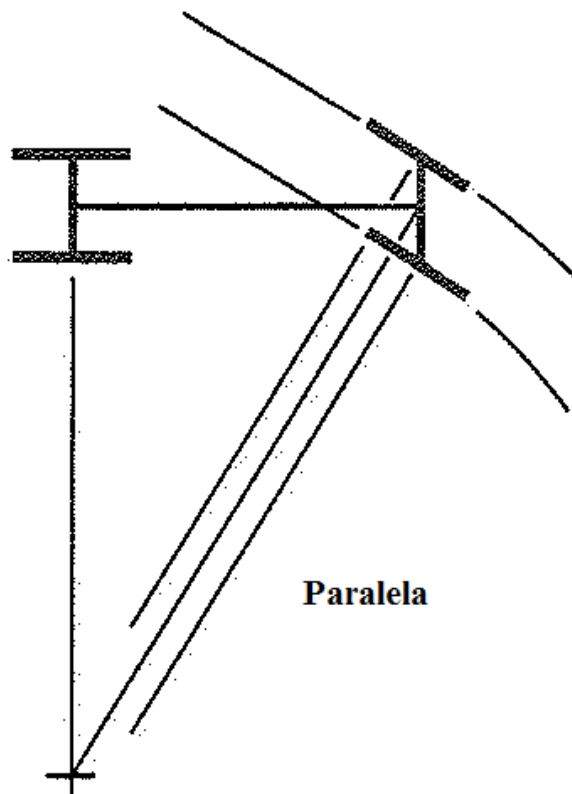


Figura 17 - Geometria paralela.

Fonte: MILLIKEN, 1995

A Figura 17 mostra o tipo de geometria paralela, onde as retas perpendiculares ao centro das rodas internas e externas ficam alinhadas de forma paralela com uma reta que liga o meio do eixo dianteiro até o centro da curva.

Este tipo de configuração foi amplamente utilizado nos primeiros protótipos de veículos e nos anos que os seguiram.

Com esta configuração, o pneu tende a desgastar em curvas com em alta velocidade já que a velocidade provoca forças laterais no veículo que induzem o escorregamento durante a manobra.

2.3.2. Geometria Ackerman

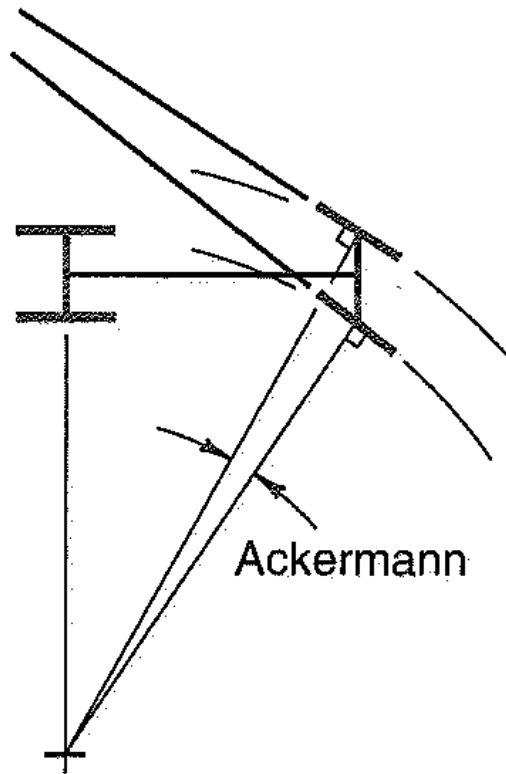


Figura 18 - Geometria ackerman.

Fonte: MILLIKEN, 1995

A Figura 18 mostra o tipo de geometria Ackerman onde a roda externa à curva esterça menos que a roda interna de forma com que a reta perpendicular ao plano médio das rodas se interceptem no centro da curva.

Este tipo de geometria é indicado para veículos que não desenvolvam altas velocidades, como por exemplos carros de passeio, pois suas rodas descrevem a trajetória da curva e não tendem a escorregar sem a presença de forças laterais.

Atualmente, é a geometria mais utilizada em veículos de passeio e veículos de baixa potência.

2.3.3. Geometria Ackerman Reverso

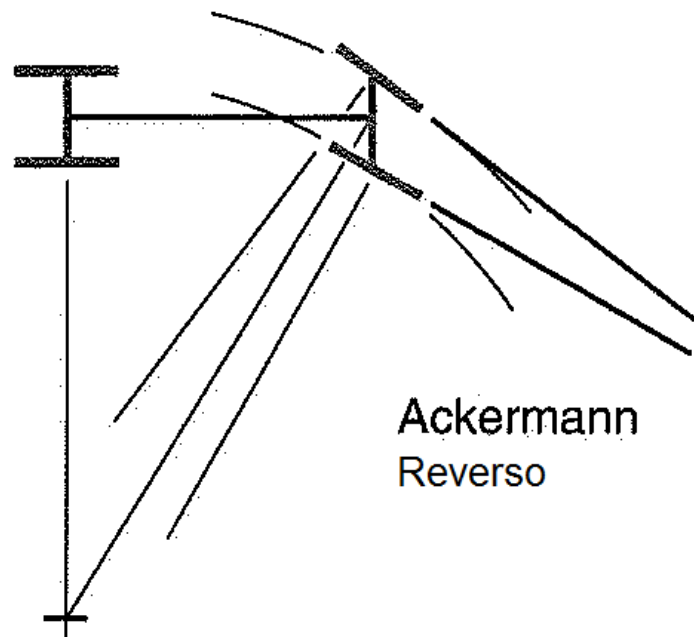


Figura 19 - Geometria ackerman reverso.

Fonte: MILLIKEN, 1995

Na Figura 19 mostra o tipo de geometria Ackerman reverso, que trabalha de maneira inversa à geometria citada na sessão anterior, onde a roda interna esterça mais que a roda externa de maneira que as retas perpendiculares ao plano médio das rodas se interceptam em um ponto localizado à uma distância que equivale ao dobro do raio da curva. Por exemplo, se a curva tem 10 metros de raio, o ponto de interceptação estará a 20 metros do centro da curva.

Este tipo de configuração é mais utilizado em carros de alto desempenho pois é uma geometria onde a roda interna é induzida a um escorregamento maior do que o pneu suporta.

Esta opção é válida quando as curvas do comportamento do pneu são conhecidas, pois pode-se calcular a quantidade exata necessária para o sistema. Já que um superdimensionamento desta geometria atrapalha a manobrabilidade em baixa velocidade.

2.3.4. Ângulos de esterçamento teóricos

Segundo GILLESPIE, 1992:

“A geometria cinemática das ligações de revezamento e dos braços de direção não é geralmente um paralelograma (o qual teria que produzir ângulos de esterçamento iguais para os lados direito e esquerdo), mas em vez de um trapezoidal para maior aproximação com a geometria

“Ackerman” o qual o ângulo de esterçamento da roda interna é maior que a roda externa”

A geometria trapezoidal de direção é ilustrada na Figura 20.

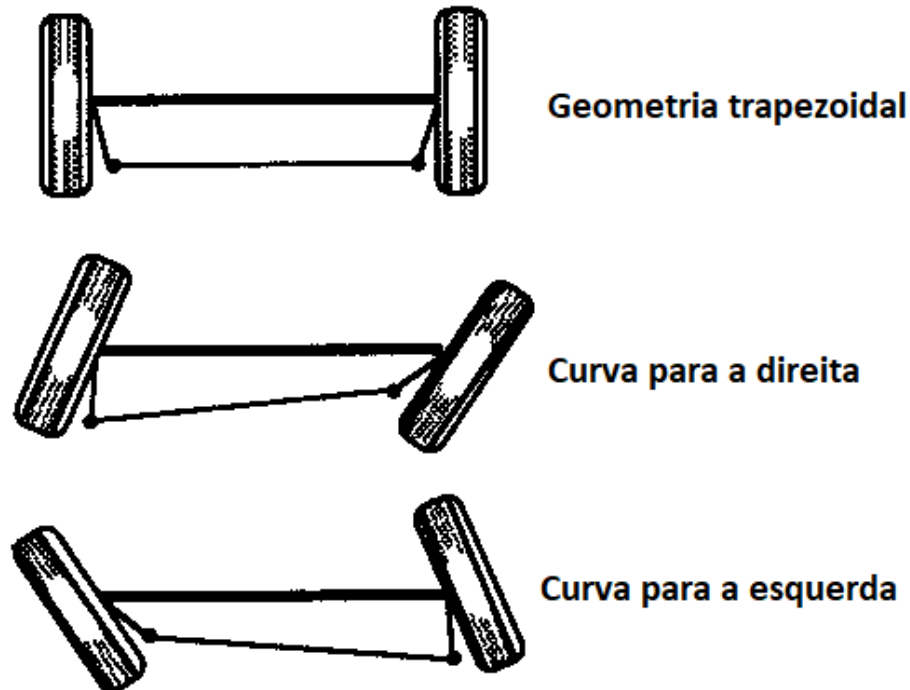


Figura 20 - Geometria trapezoidal de direção.

Fonte: GILLESPIE, 1992

Esta definição desconsidera a deformação dos pneus com a força lateral e a mudança do ângulo de direção com o ganho de cambagem devido outros fatores externos.

O deslocamento angular das rodas em uma curva é dado pelas equações 1 e 2:

$$\delta_e = \tan^{-1} \frac{L}{\left(R + \frac{t}{2}\right)} \cong \frac{L}{\left(R + \frac{t}{2}\right)} \quad (6)$$

$$\delta_i = \tan^{-1} \frac{L}{\left(R - \frac{t}{2}\right)} \cong \frac{L}{\left(R - \frac{t}{2}\right)} \quad (7)$$

Onde,

δ_e = Ângulo de esterçamento da roda externa, em rad;

δ_i = Ângulo de esterçamento da roda interna, em rad;

L = Entre eixos, em metros;

R = Raio da curva, em metros;

t = Bitola dianteira, em metros;

Nota-se que, para as equações 6 e 7, a aproximação do arco tangente do termo para próprio termo só é válida para ângulos pequenos.

A representação gráfica destas grandezas pode ser vista na Figura 21, onde nota-se que o raio de curva adotado está referenciado com o centro de gravidade do veículo.

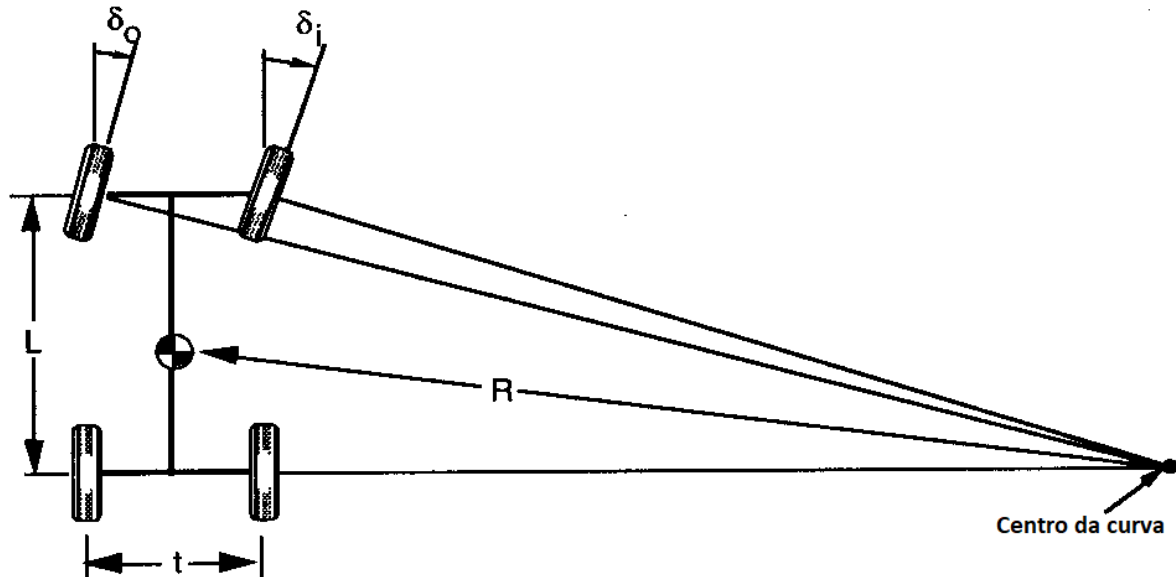


Figura 21 - Ângulos de esterçamento teóricos.

Fonte: GILLESPIE, 1992

Onde, traçam-se linhas concorrentes, perpendiculares ao plano central de cada roda, que se encontram no centro da curva. O raio de curva vai ser dado pela distância do centro da curva até o centro de gravidade do veículo.

As rodas movimentam-se de maneira que a distância entre seus centros coincida com a bitola dianteira

2.3.5. Forças e momentos do sistema de direção

As forças e momentos impostos ao sistema de direção são geradas na zona de contato pneu-pista.

O somatório de todas as forças e momentos aplicados nos elementos de ligação da direção, com suas respectivas relações e eficiências, geram o feedback para o motorista por meio do volante.

Existem três tipos de força e de momento que afetam o sistema de direção:

- Força normal
- Força trativa
- Força lateral

A força normal é responsável pelo torque de auto alinhamento, a força trativa pelo momento de resistência à rolagem e a lateral pelo momento de virada.

O momento vertical pode ser calculado a partir da equação 8.

$$M_v = -(F_{zl} + F_{zr}).d.\sin\lambda.\sin\delta + (F_{zl} - F_{zr}).d.\sin v.\cos\delta \quad (8)$$

Onde:

M_v = Momento total das rodas esquerda e direita, em N.m;

F_{zl} = Carga vertical na roda esquerda, em N;

F_{zr} = Carga vertical na roda direita, em N;

d = Scrub radius, em m;

λ = Ângulo de inclinação do pino mestre, em grau;

δ = Ângulo de esterçamento da roda, em grau;

v = Ângulo de Caster; em grau.

O momento lateral pode ser calculado a partir da equação 9.

$$M_L = (F_{yl} + F_{yr}).r.\tan v \quad (9)$$

Onde:

M_L = Momento gerado por forças laterais, em N.m;

F_{yl} = Carga lateral na roda esquerda, em N;

F_{yr} = Carga lateral na roda direita, em N;

r =, Raio da roda, em m.

O momento gerado pelas forças trativas pode ser calculado através da equação 10.

$$M_T = (F_{xl} - F_{xr}).d \quad (10)$$

M_T = Momento gerado por forças trativas, em N.m;

F_{xl} = Força trativa na roda esquerda, em N;

F_{xr} = Força trativa na roda direita, em N;

d = Scrub radius, em mm.

O torque de auto alinhamento pode ser calculado através da equação 11.

$$M_{AT} = (M_{zl} + M_{zr}).\cos\sqrt{\lambda^2 + v^2} \quad (11)$$

M_{AT} = Torque auto alinhante da direção, em N.m;

M_{zl} = Torque auto alinhante da roda esquerda, em N.m;

M_{zr} = Torque auto alinhante da roda direita, em N.m;

A Figura 22 ilustra o sistema de coordenadas das forças atuantes na roda.

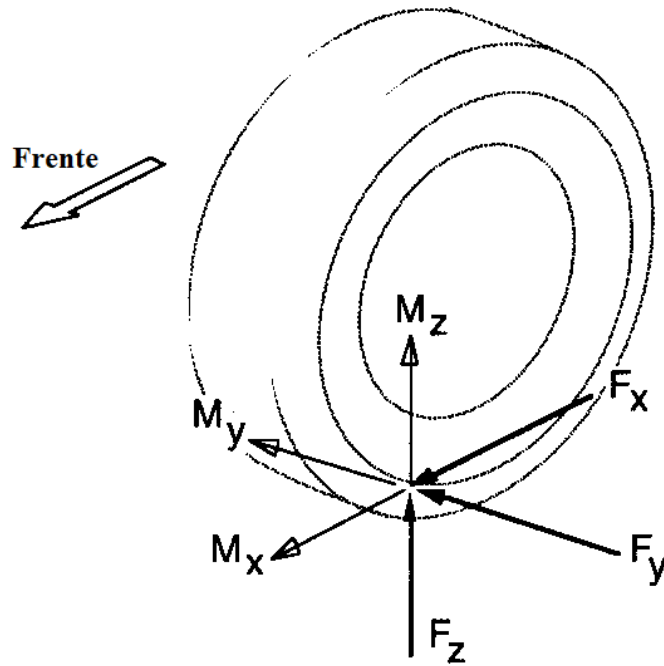


Figura 22 - Forças e momentos atuantes na roda.

Fonte: GILLESPIE, 1992

3. METODOLOGIA

3.1. Métodos e Técnicas

Conforme Lakatos e Marconi, (2007) “Método é o caminho pelo qual se chega a determinado resultado ainda que esse caminho não tenha sido fixado de antemão de modo refletido e deliberado”.

Para este projeto, será utilizado uma metodologia do tipo dedutivo, pois parte-se de fatores já conhecidos e gerais sobre o projeto para chegar em uma solução particular para o problema determinado.

Para isto, a técnica utilizada para alcançar os resultados será a matemática pois, serão utilizados cálculos e teoremas já conhecidos na literatura disponível.

3.2. Procedimentos

Este projeto será executado conforme o procedimento visto no fluxograma visto na Figura 23, onde pretende-se analisar o regulamento da competição e definir parâmetros iniciais do projeto condizentes com o que o carro será submetido.

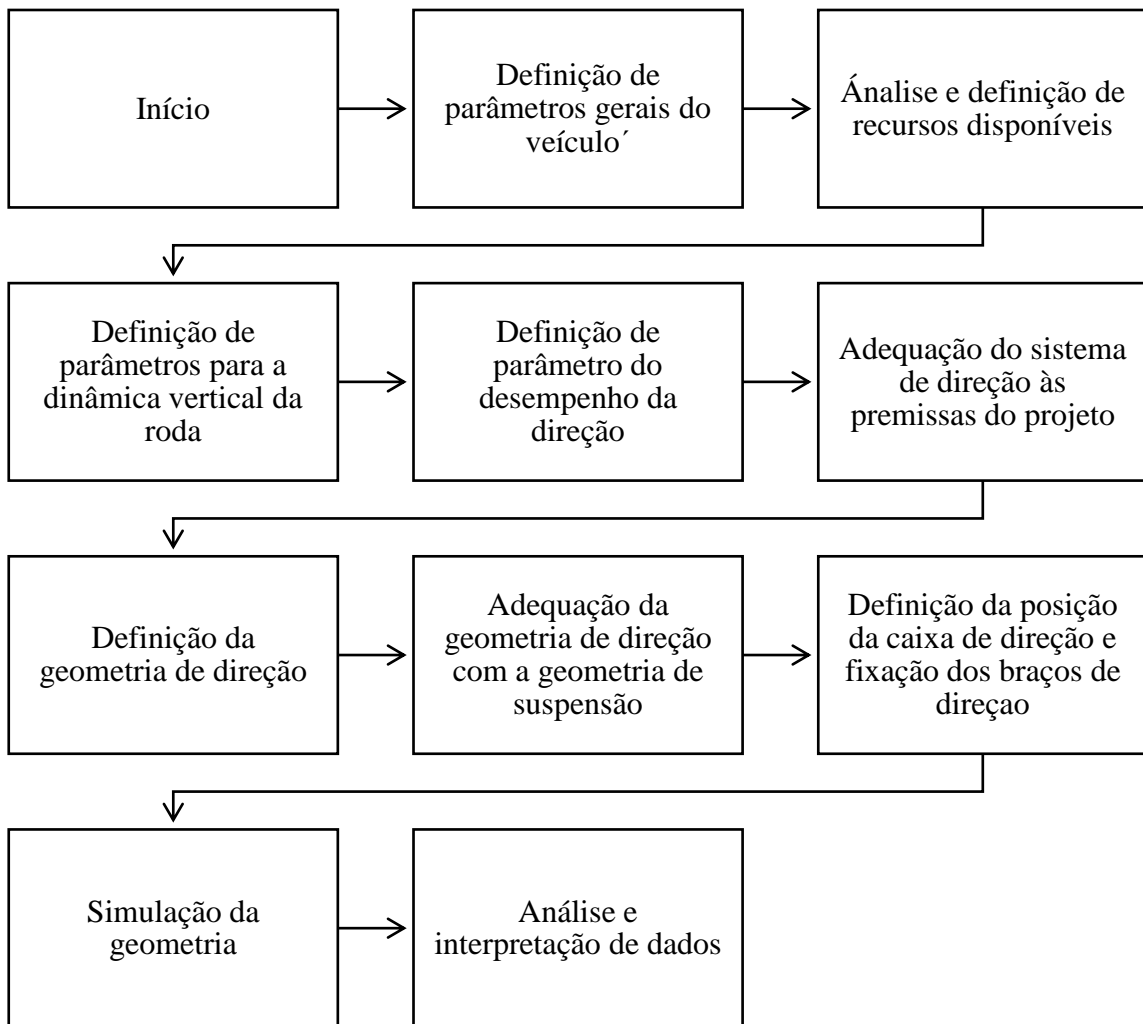


Figura 23 - Fluxograma de atividades.

Fonte: Autoria própria

4. ANÁLISE E INTERPRETAÇÃO DE DADOS

O projeto de um veículo Baja SAE deve atender questões ergonômicas e desempenho pré definidas em regulamento da competição.

Segundo o regulamento da competição Baja SAE Brasil 2017, RBSB 5 – Emenda 2:

Comprimento: irrestrito. Contudo os circuitos construídos para os Baja SAE baseiam-se em protótipos de 2,75m de comprimento. Veículos que excederem esta dimensão poderão ser incapazes de operar em alguns percursos. Caso isso ocorra, os mesmos serão excluídos do evento em questão. (Baja SAE Brasil, p. 4, 2012)

4.1. Análise e definição de materiais

Para a definição de vários parâmetros de entrada do projeto é necessário conhecer ou pré-estabelecer alguns materiais que serão utilizados.

Para o projeto de um sistema de direção, necessita-se conhecer os tipos de pneus e aros utilizados no eixo diretor (eixo que direciona o veículo), tipos terminais utilizados na suspensão/direção do veículo e etc.

Desta forma, para esta metodologia, adotaremos somente um material que a equipe Baja UEA já possui, são eles:

- Pneu 21” de diâmetro com 7” de largura
- Aro de alumínio de 10” de diâmetro

4.2. Definição do Entre eixos

A definição do entre eixos do veículo deve ser tomada.

Utilizando 2 veículos, um de 1,5 metros de entre eixos e o outro de 2,5 metros com uma mesma bitola dianteira de 80 centímetros, compara-se o esterçamento das rodas internas e externas durante a mesma variação de raio de curva. As Figura 24 e Figura 25 ilustra a variação de esterçamento das rodas interna e externa destes 2 modelos, respectivamente.

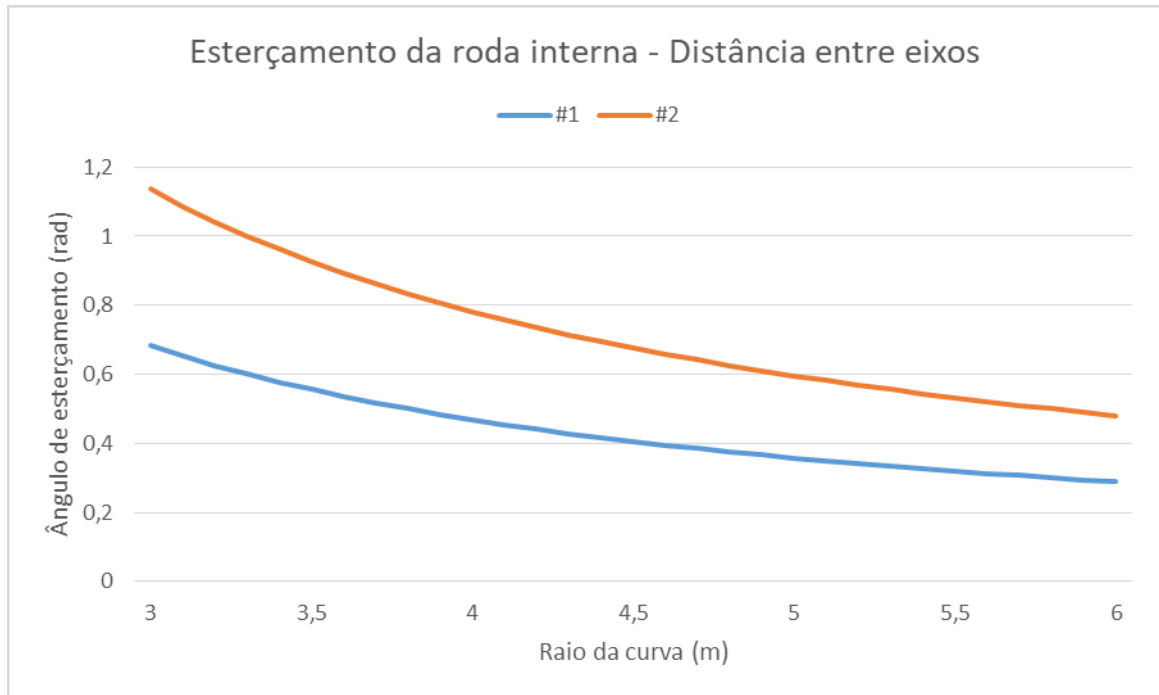


Figura 24 - Ângulos de esterçamento da roda interna x raio de curva.

Fonte: Autoria própria

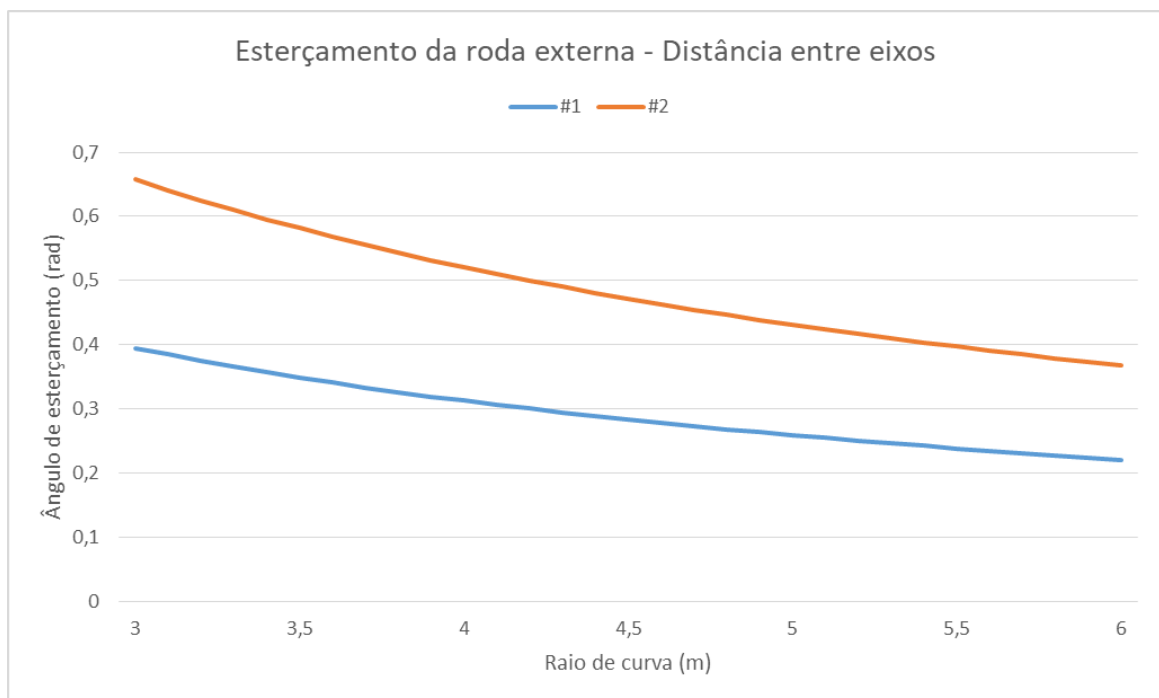


Figura 25 - Ângulos de esterçamento da roda externa x raio de curva.

Fonte: Autoria própria

Nota-se que veículos com uma distância de entre eixo maior (veículo #2) exige muito mais do sistema de direção quando comparado à veículos com uma distância menor (veículo #1). Importante salientar que, por regulamento, o veículo deve ser compatível com um piloto

de 1,90 m (6 ft 3 in) de altura e pesando 113,4 kg (250 lbs), então optando por um entre eixos muito curto, em torno de 1,2 m, pode-se criar um problema ergonômico ou prejudicar outra área do protótipo. Distâncias usuais de entre eixos ficam na faixa de 1300 mm à 1500 mm. Neste trabalho, adota-se um entre eixos de 1400 mm.

4.3. Definição de bitola dianteira

Para a definição da bitola dianteira, pode-se fazer uma analogia semelhante a feita no item 4.2, utilizando o entre eixos definido, uma curva de 3 metros de raio e fazendo os ângulos de esterçamento em função, apenas, da bitola dianteira temos que, de maneira ideal conforme a bitola dianteira aumenta, tem-se uma maior diferença de ângulos de esterçamento entre as rodas interna e externa durante a curva, tal fato é indesejado uma vez que com grandes bitolas você terá a roda interna muito sobre carregada enquanto a externa trabalhará com pouco esforço mecânico.

A Figura 26 ilustra o comportamento dos ângulos de esterçamento variando-se a distância de entre eixos.

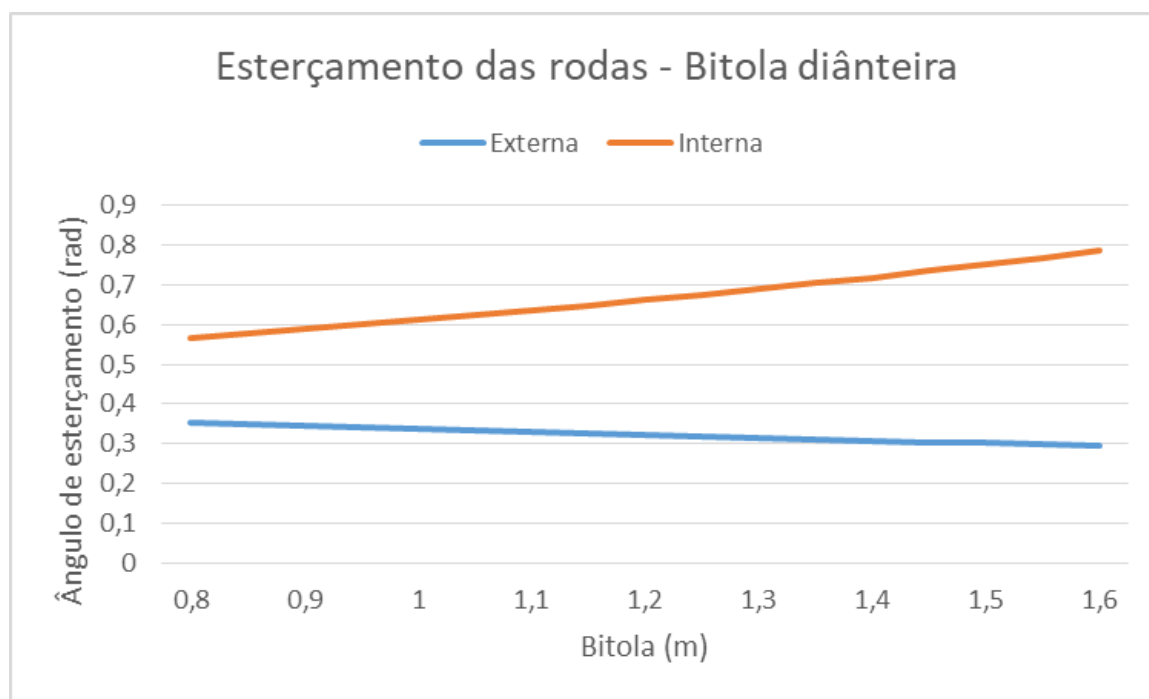


Figura 26 - Variação de esterçamento em função do entre eixos.

Fonte: Autoria própria

Os valores usuais para as bitolas ficam entre 0,9 m e 1,2 m, valores fora deste intervalo acarretam em problemas com o regulamento (distância máxima lateral permitida) ou

com a ergonomia (cockpit reduzido, acarretando em diminuição do espaço para o piloto). Para este trabalho, adota-se uma bitola dianteira de 1,2722 m.

4.4. Definindo o ângulo do pino mestre

A definição da inclinação do pino mestre é de suma importância para a direção, uma vez que ele é um dos responsáveis por governar o movimento da roda durante o movimento de esterçamento. É um parâmetro de escolha particular para o projetista que deve atender ao que foi definido no escopo do projeto

Os valores usuais utilizados para este parâmetro variam entre 5° a 15°, valores entre 0° e 5° são pouco utilizados por ter pouca influência na geometria, gerando um desperdício de oportunidade de ganho de performance.

Para este projeto, adota-se uma angulação do pino mestre de 10°.

4.5. Definição do ângulo de cambagem estático e sua variação

Como visto na seção 2.2.8, o ângulo de cambagem é o ângulo que o plano central da roda faz com a vertical, na vista superior. O ângulo estático, como o nome já define, vai ser o ângulo de cambagem quando o veículo estiver parado e sem nenhuma ação de força externa atuando sobre ele.

O intervalo mais usual de uso é de -2° até 1°, valores fora deste intervalo podem ficar, dependendo da taxa de variação adotada, bem extremos nos finais de curso do sistema. Neste trabalho, adota-se um ângulo estático de 0°.

A variação da cambagem está diretamente ligada à rolagem do veículo. Assume-se que, em condições do de trabalho normais, o veículo tem um valor máximo de rolagem em curva, este valor já deve ser conhecido para a definição de variação de cambagem.

Assume-se que o veículo tem uma rolagem máxima de 4,14 °, assim, a cambagem deve variar 4,14° em fim de curso para compensação desta rolagem do chassi do veículo. Assumindo que a suspensão tem um curso de 100 mm para compressão e extensão, a taxa de variação de cambagem necessária vai ser dada pela equação 4.

$$TVN = \frac{4,14^\circ}{100 \text{ mm}} = 0,0414^\circ/\text{mm}$$

Ou seja, para cada 1 mm de deslocamento vertical da roda, a cambagem aumentará ou diminuirá $0,0414^\circ$ para a compensação de rolagem.

4.6. Definição do ângulo de caster estático e sua variação

Como visto na seção 2.2.7, o ângulo de caster é o ângulo formado pelo eixo do pino mestre e a vertical pela vista lateral do veículo. O intervalo mais usual de trabalho é entre 5° e 15° , importante salientar que o aumento do ângulo de caster é proporcional ao momento no eixo vertical gerado pelo mesmo. Tal diferença pode ser verificada comparando as curvas de Torque de direção x Ângulo de esterçamento para ângulos de caster de 5° e 15° , respectivamente vistos nas Figura 27 e Figura 28.

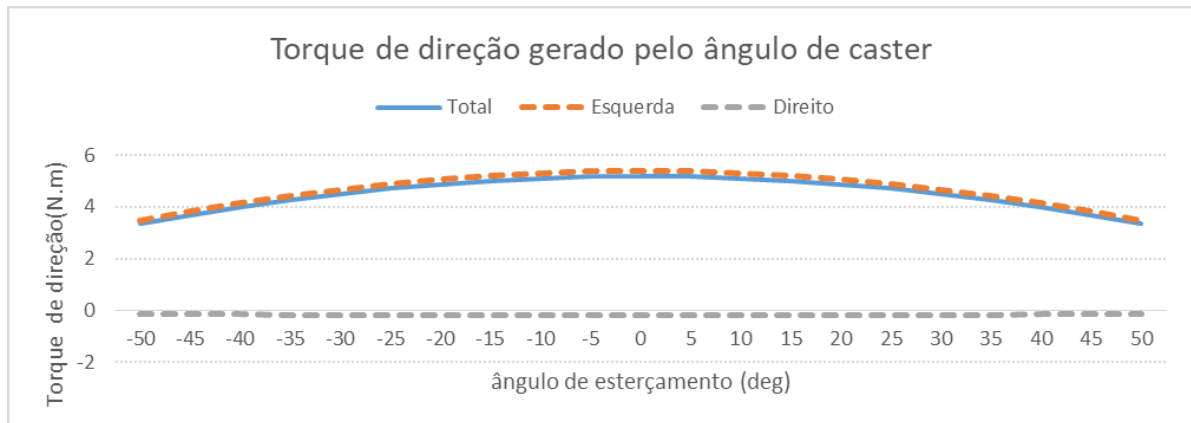


Figura 27 - Curva de torque de direção para ângulo de caster de 5° .

Fonte: Autor

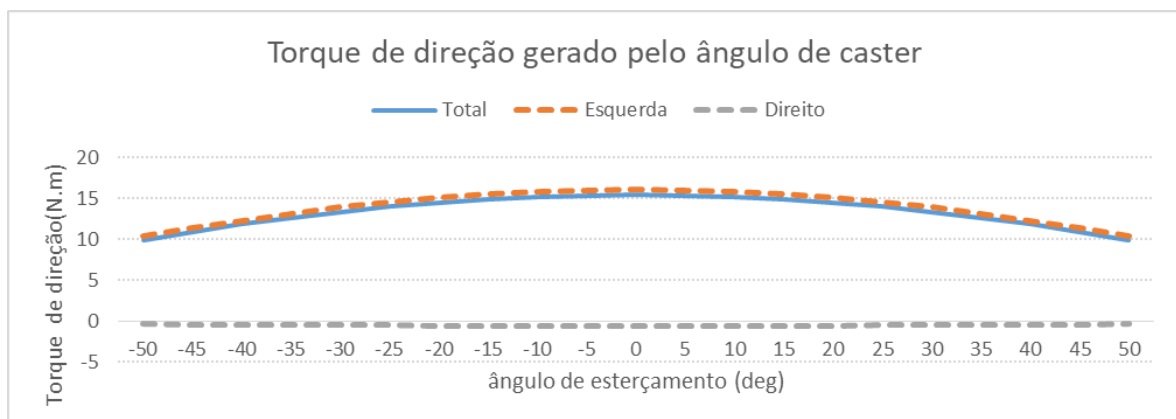


Figura 28 - Curva de torque de direção para ângulo de caster de 15° .

Fonte: Autor

Nota-se que a diferença entre os picos de torque resultante entre os dois exemplos onde vemos 6 N.m de torque no primeiro exemplo e 15 N.m no segundo. Para o trabalho, será adotado um ângulo de caster de 12°.

A concepção da taxa de variação de caster é análoga à do ângulo de camber, utilizando-se da equação 4, onde adota-se uma variação máxima de 2° para mais e para menos, para não gerar grandes discrepâncias das configurações estáticas do Caster.

Assim, temos que:

$$TVN = \frac{2^\circ}{100 \text{ mm}} = 0,02^\circ/\text{mm}$$

Assim, o ângulo de caster irá variar cerca de 0,02° a cada mm de deslocamento vertical da roda.

A definição do valor de caster e bem como sua variação são valores adotados pelo projetista durante a concepção do escopo do projeto.

4.7. Definição do ângulo de esterçamento máximo

Utilizando-se de parâmetros já estabelecidos nas sessões anteriores como entre eixos, bitola dianteira, etc., calcula-se os ângulos teóricos ideais para um sistema de direção do tipo Ackerman puro.

Os parâmetros já adotados para o cálculo podem ser vistos na Tabela 1.

Tabela 1 - Valores para base de cálculo.

Parâmetro	Valor
Entre eixos	1,4000 m
Bitola dianteira	1,1722 m

Fonte: Autoria própria

Baseando-se nas competições nacionais Baja SAE de 2016 e 2017, verificou-se que o protótipo deve ser capaz de fazer curvas da ordem de 2,5 metro a 3 metros de raio e com base neste dado, utiliza-se, para fins de dimensionamento, o valor de 3 metros para raio de curva.

Defini-se os ângulos de curvatura ideais para o projeto, utilizando-se as equações 6 e 7.

Calculando o ângulo de esterçamento teórico da roda externa, tem-se:

$$\delta_e = \tan^{-1} \frac{1,4}{\left(3 + \frac{1,1722}{2}\right)}$$

$$\delta_e = 0,347856 \text{ rad} = 19,93^\circ$$

Agora, calculando o ângulo de esterçamento da roda interna, tem-se:

$$\delta_i = \tan^{-1} \frac{1,4}{\left(3 - \frac{1,1722}{2}\right)}$$
$$\delta_i = 0,57954 \text{ rad} = 32,20^\circ$$

A representação deste modelo foi feita em um software de modelagem, Autodesk Inventor, com os valores do projeto bem como a representação das rodas e chassi do veículo.

A Figura 29 ilustra a vista superior do protótipo.

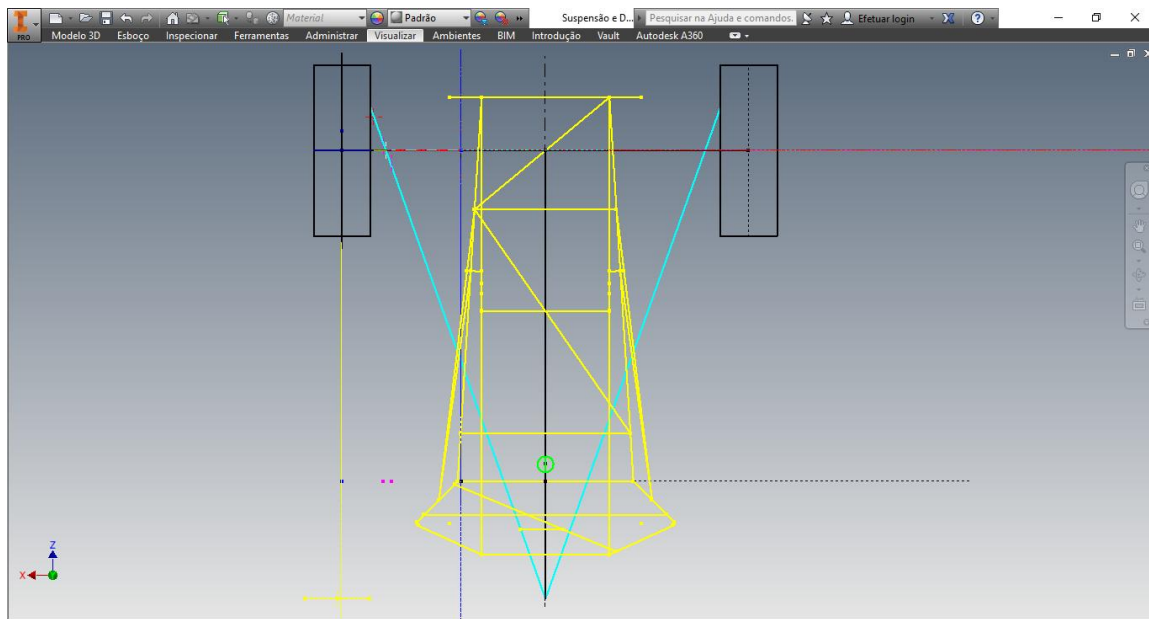


Figura 29 - Vista superior do protótipo.

Fonte: Autoria própria

Aplicando-se as condições do modelo utilizado, obtem-se o resultado representando na Figura 30.

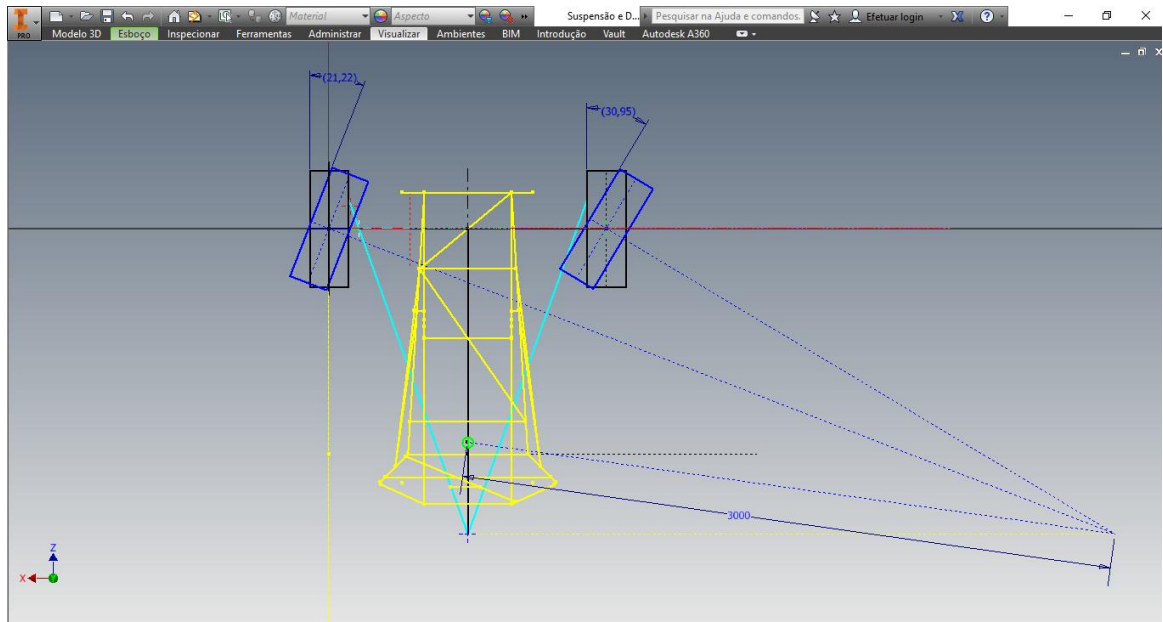


Figura 30 - Vista superior com os ângulos teóricos de esterçamento.

Fonte: Autoria própria

Onde observa-se que os ângulos de esterçamento estão próximos dos valores ideais, conforme visto na Figura 31.

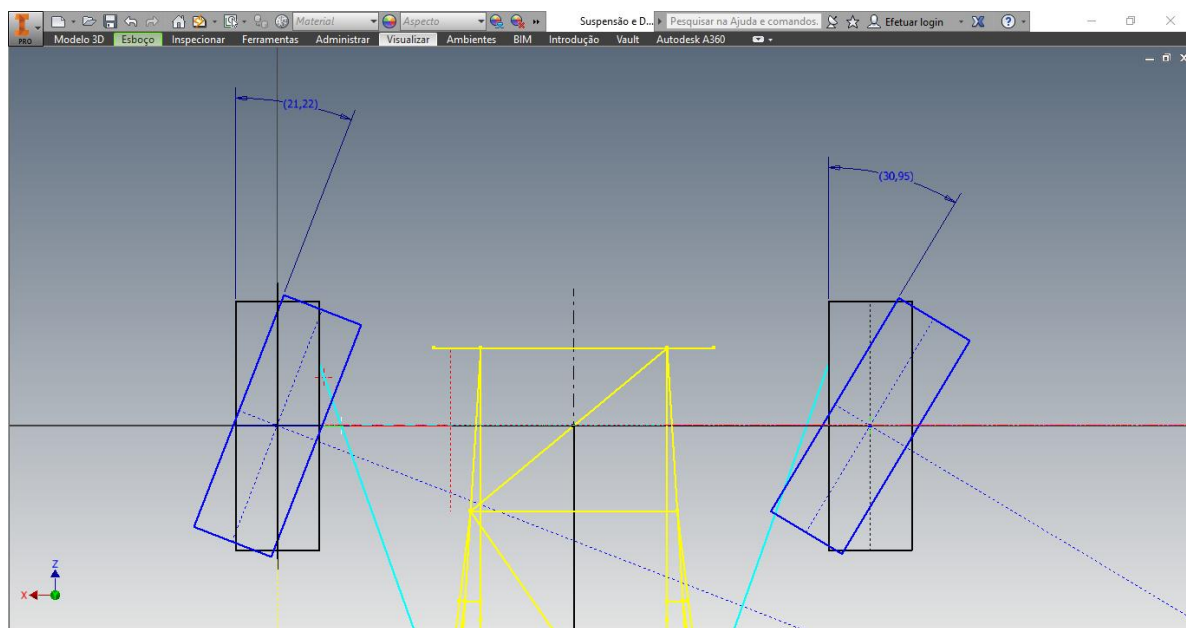


Figura 31 - Vista ampliada dos ângulos de esterçamento.

Fonte: Autoria própria

Obtiveram-se os valores de ângulo de esterçamento da roda externa e interna de 21,22° e 30,95°, respectivamente.

Totalizando um erro aproximado de 6,47% para a roda externa e 6,79% para a roda interna. Erro relativo pequeno levando-se em conta que o cálculo visto na seção 2.3.4 não considera a posição do centro de gravidade.

4.8. Definindo os pontos de trabalho no veículo

Para a definição dos pontos de trabalho deve-se primeiro ter um esboço de preferência tridimensional do chassi do protótipo onde seja possível trabalhar com as vistas fronta, superior e lateral do veículo de maneira simultânea.

Para fins de dimensionamento do sistema de direção, utiliza-se o vão livre definido pelo time de suspensão, que para o nosso caso é equivalente a 300 mm.

A bitola dianteira utilizada é definida, que equivale a 1272,2 mm bem como o ângulo de caster de 12°.

As Figura 32 e Figura 33 ilustram as vistas frontal e lateral do carro, respectivamente.

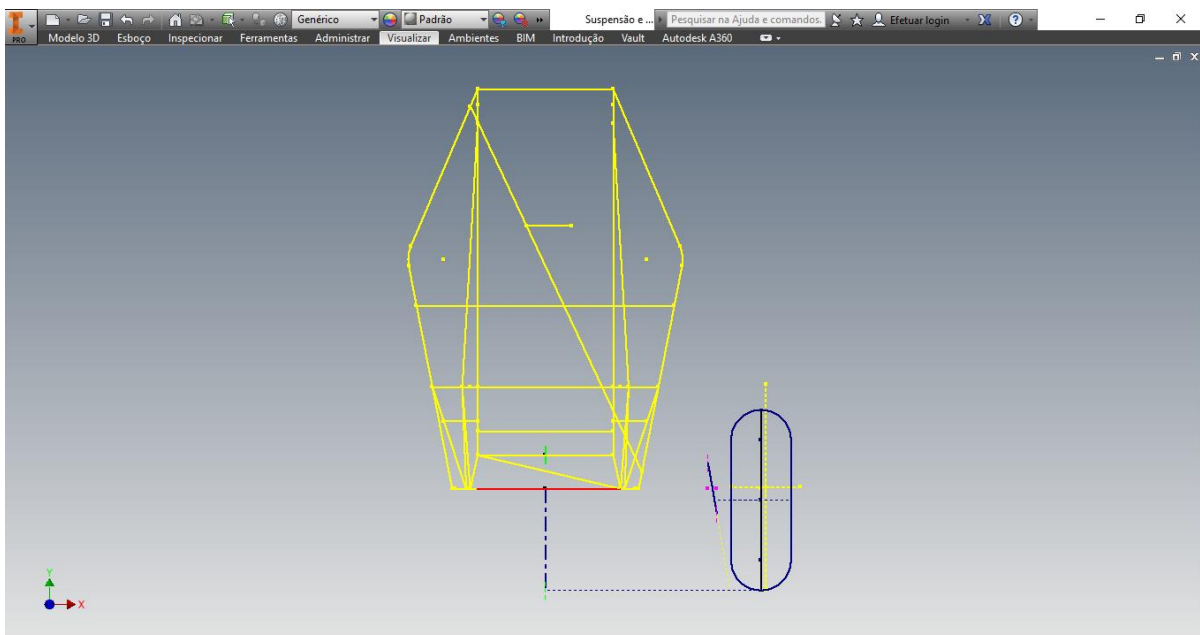


Figura 32 - Vista frontal do protótipo.

Fonte: Autoria própria

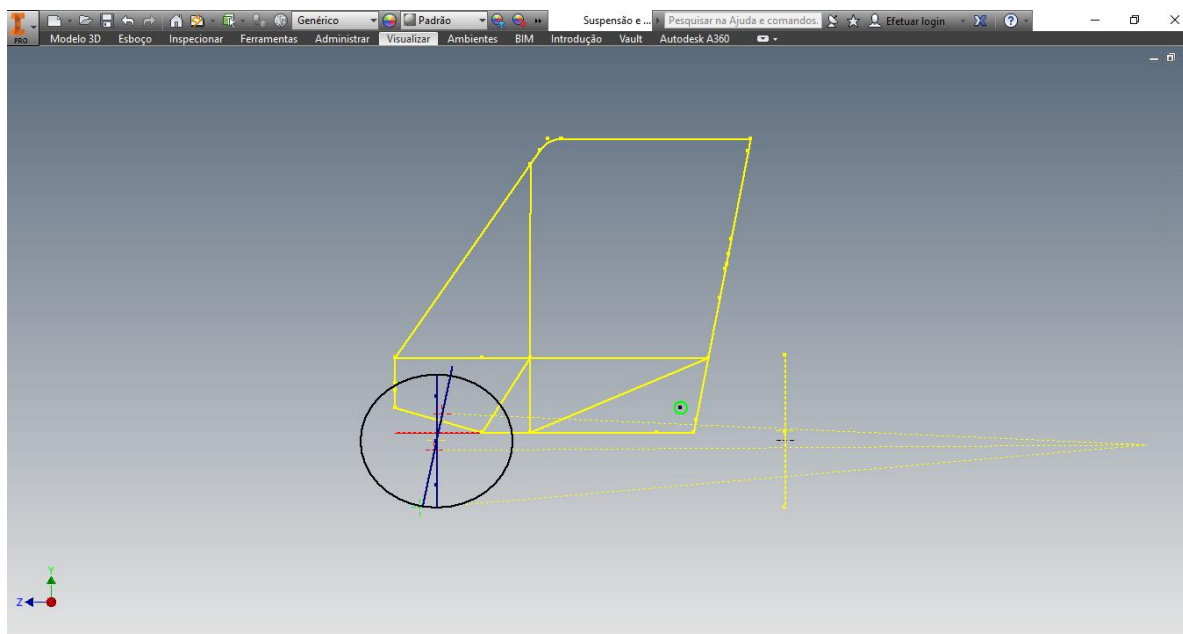


Figura 33 - Vista lateral do protótipo.

Fonte: Autoria própria

Utilizando-se da distância entre eixos, equivalente a 1400 mm, para a definição da localização do eixo traseiro. A partir do eixo traseiro, traça-se retas do plano médio do carro em direção à intersecção do pino mestre de cada suspensão com o plano médio horizontal do pneu. Como mostra a Figura 29 mostrada previamente.

Para obter este plano médio, no software Autodesk Inventor, projeta-se o eixo do pino mestre no plano de trabalho coincidente com o plano médio horizontal da roda do veículo.

Tais retas definiram onde os braços de direção vão se prender à manga de direção para conectar o sistema de direção à suspensão do veículo.

Na vista frontal, deve-se realizar algumas restrições ligadas à geometria de suspensão. Tais restrições vão alterar de forma como o projetista idealiza a configuração do sistema de direção do veículo atreladas aos pontos de fixação da manga da suspensão dianteira.

Tais restrições podem ser vistas nas Figura 34, Figura 35 e Figura 36 que mostram, respectivamente, as restrições geométricas para braços de suspensão convergentes e seu centro instantâneo possui uma distância finita do centro da roda e que possuem fixações do braço de direção de maneira convencional (entre as fixações da manga da suspensão dianteira) e não convencional, onde a fixação está acima do ponto superior da manga de direção e, por último, a configuração onde os braços de suspensão são paralelos e seu centro instantâneo está no infinito.

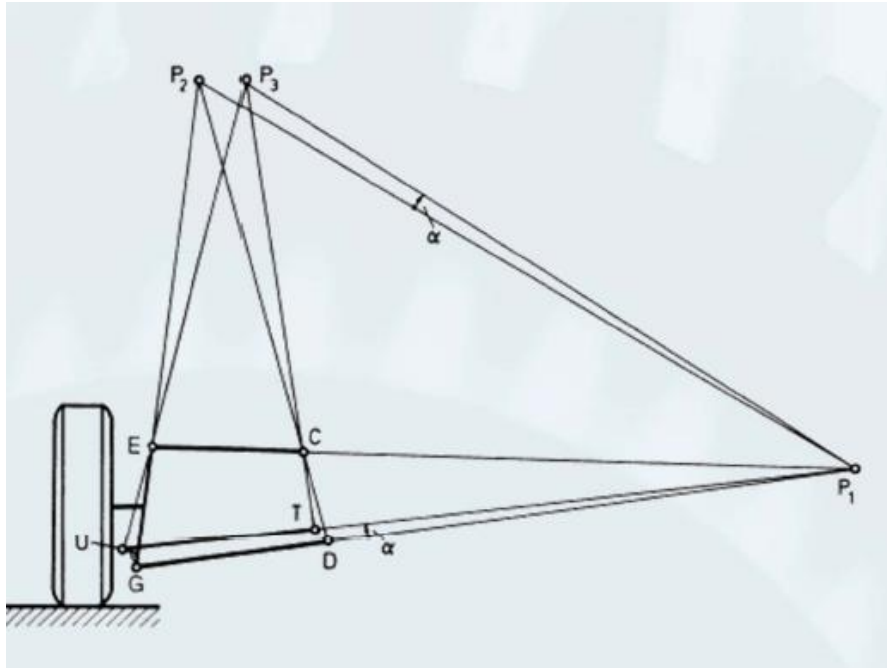


Figura 34 - Restrições para braços de suspensão convergentes e fixação do braço de direção entre as fixações da suspensão.

Fonte: Curso de suspensão SAE Brasil, 2014

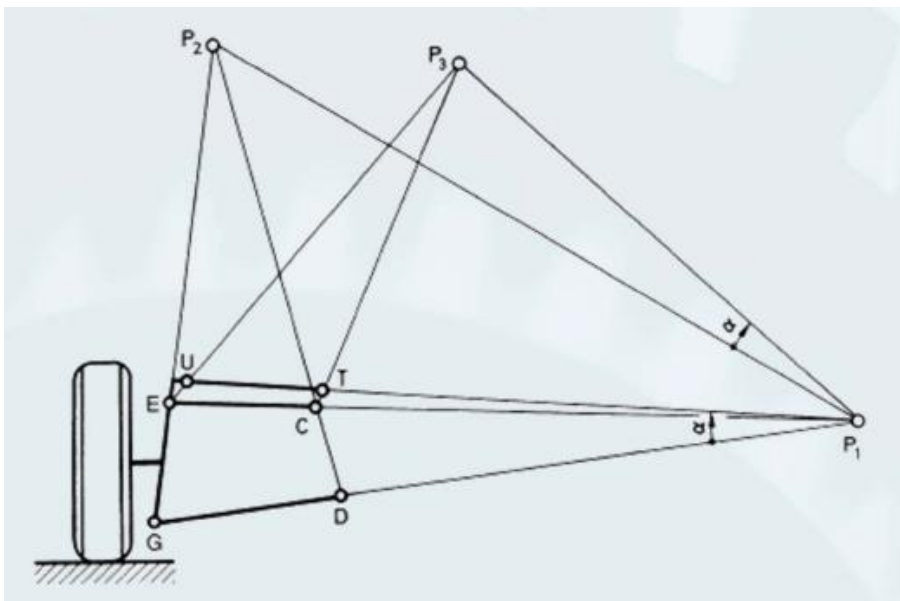


Figura 35 - Restrições para braços de suspensão convergentes e fixação do braço de direção superior às fixações da suspensão.

Fonte: Curso de suspensão da SAE Brasil, 2014

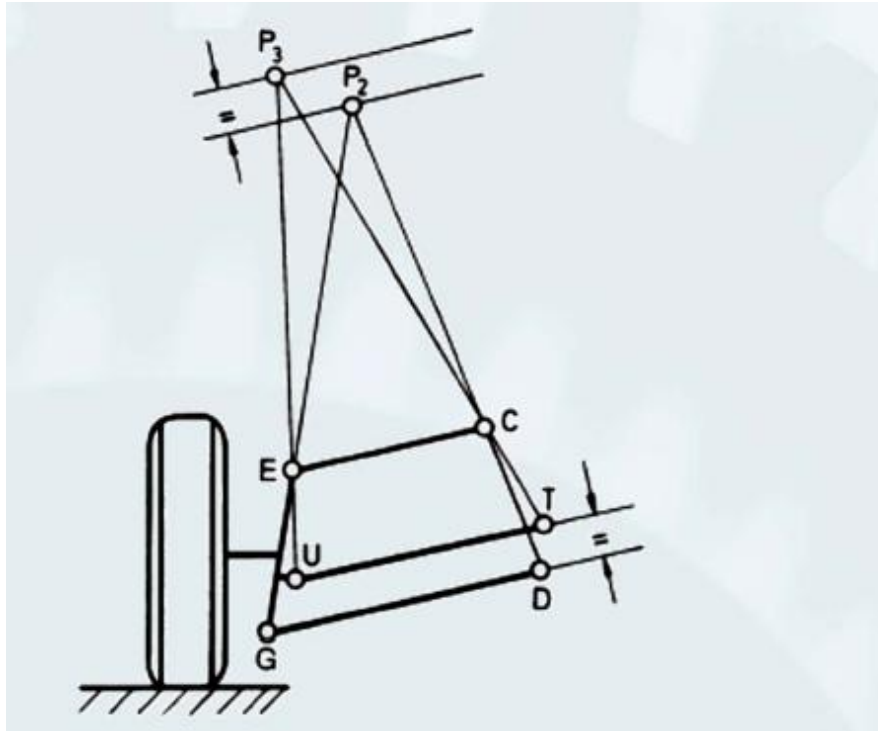


Figura 36 - Restrições para braços de suspensão paralelos.

Fonte: Curso de suspensão da SAE Brasil, 2014

Onde E e G são os pontos de fixação da manga da suspensão dianteira na vista frontal, C e D são os pontos de que são colineares com o eixo de fixação da suspensão no chassi do veículo e U e T são, respectivamente, o ponto de fixação do braço de direção na manga e o ponto de conexão com o eixo da caixa de direção. P1 e P2 são pontos de trabalho utilizados na geometria.

Para este projeto, adota-se a configuração da Figura 34 onde tem-se o ponto de fixação desejado do braço de direção entre as fixações da manga

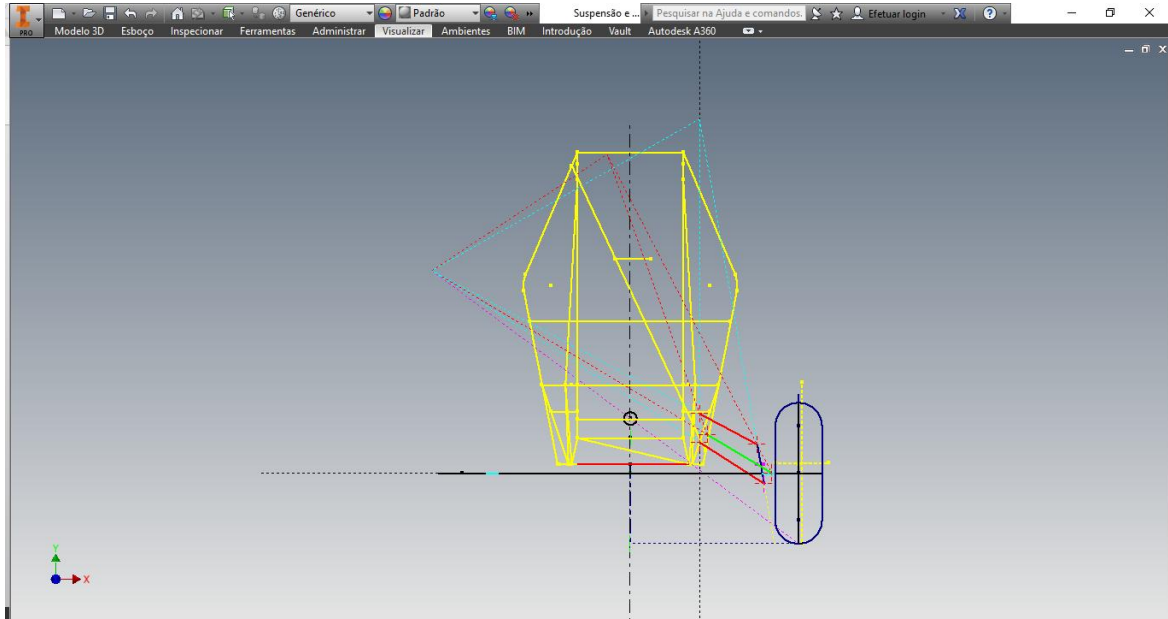


Figura 37 - Vista frontal do protótipo com as restrições geométricas.

Fonte: Autoria própria

Uma vez nesta fase do projeto, define-se onde almeja-se fixar a suspensão e bem como as fixações da manga de direção.

O plano de fixação desejado foi fornecido pela equipe de suspensão do Baja UEA e fica a 263,625 mm do plano central do carro.

Os pontos de fixação da manga de direção também foram fornecidos pelas equipes de suspensão, uma vez que estes pontos são ligados diretamente. Os pontos inferior e superior estão posicionados, respectivamente, de acordo com a Tabela 2.

Tabela 2 - Pontos de fixação da manga de direção.

Ponto	X	Y	Z
Superior	-23,026 mm	479,972 mm	375,042 mm
Inferior	8,373 mm	506,02 mm	227,321 mm

Fonte: Autoria própria

Posições medidas a partir do plano central da roda e do plano do solo, na vista frontal.

Com os pontos iniciais do projeto ajustados no software, define-se a altura do centro instantâneo nas vistas frontal e lateral, tais pontos, como já dito, são relevantes para a definição de variação de camber e caster e outros parâmetros de suspensão que não serão abordados por este trabalho.

A Figura 38 ilustra, em vista perspectiva, a relação geométrica dos centros instantâneo das vistas frontal e lateral.

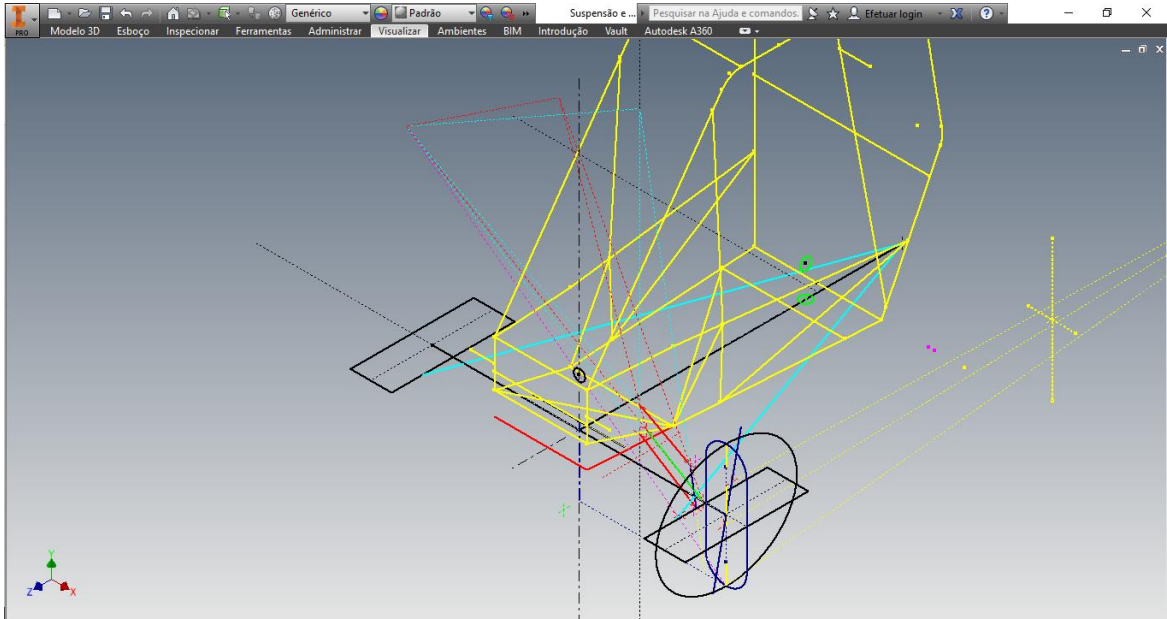


Figura 38 - Vista de perspectiva do veículo mostrando os pontos de trabalho.

Fonte: Autoria própria

A altura do centro instantâneo da vista frontal poderá ser alterada, no final do projeto, para adequações da posição da caixa de direção ao interior do veículo.

Para atender a variação de caster adotada, a distância horizontal do centro instantâneo, em relação à roda, fica em 2855,0 mm e posição vertical em 312,673 mm (Dados fornecidos pela equipe de suspensão). Vale ressaltar que a posição do centro instantâneo na vista lateral influencia na angulação dos braços de suspensão, tendo em vista que a suspensão deve acoplar-se no chassi do veículo.

A Figura 39 ilustra o posicionamento do centro instantâneo na vista lateral do veículo.

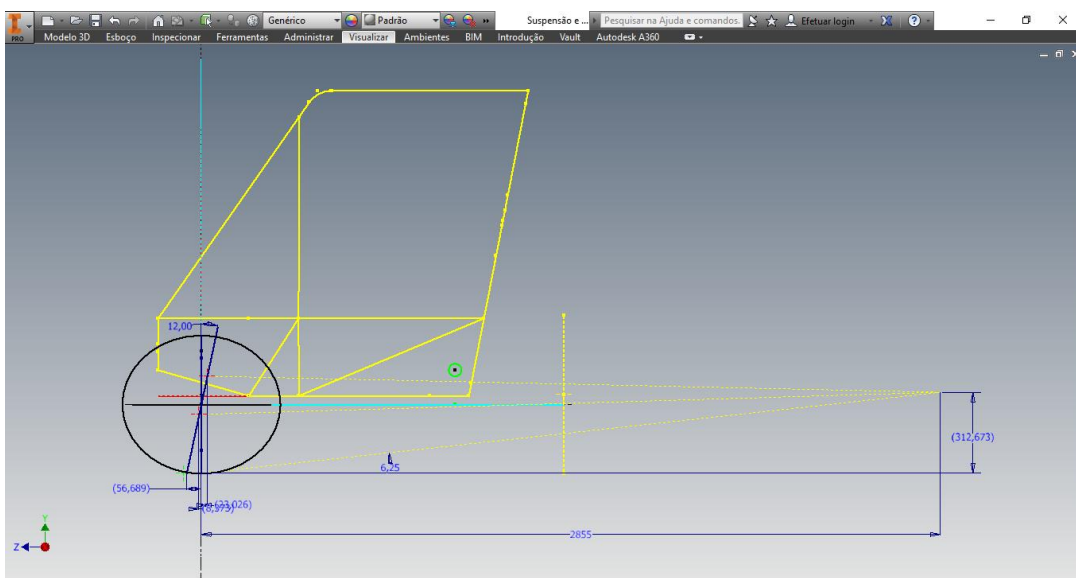


Figura 39 - Vista lateral do veículo, com ênfase na posição do centro instantâneo.

Fonte: Autoria própria

De forma análoga ao que foi definido para a vista lateral, na vista frontal define-se a distância horizontal e vertical do centro, em relação ao centro da roda, para atender à variação de cambagem definina obtém-se 1385,0 mm de distância horizontal e 1029,87 mm de distância vertical.

A Figura 40 ilustra a localização do centro instantâneo da vista frontal do protótipo.

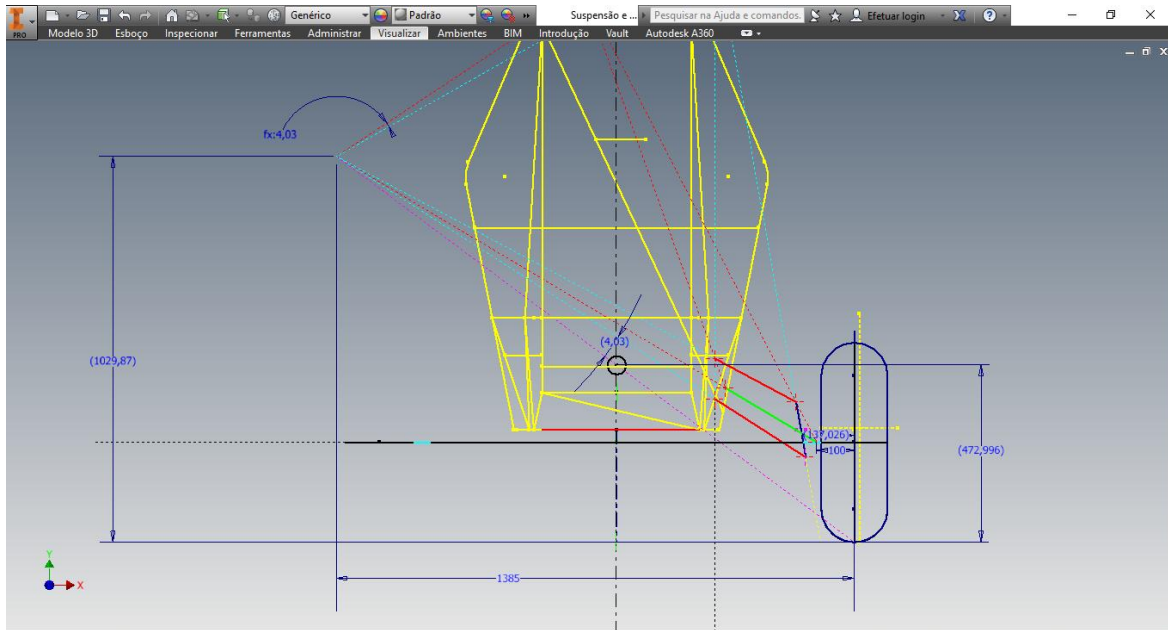


Figura 40 - Vista frontal com ênfase na posição do centro instantâneo.

Fonte: Autorial Própria

Uma vez definidos, os centros instantâneos e a restrição geométricas do sistema com base na disposição adotada, obtém-se a localização dos pontos de trabalho iniciais para o projeto.

Neste momento, define-se a disposição dos braços de suspensão dianteira, o método de definição destas localizações não é abordado neste trabalho, haja vista que não atende à delimitação do estudo.

Com isto, obtém-se os pontos referentes às fixações da suspensão dianteira. Como visto na Tabela 3 e Tabela 4, abaixo.

Tabela 3 - Pontos de fixação do braço superior dianteiro.

Ponto	x	y	z
Frontal	92,027 mm	263,625 mm	492,342 mm
Traseiro	- 144,405 mm	263,625 mm	487,136 mm

Fonte: Autorial própria

Tabela 4 - Pontos de fixação do braço inferior dianteiro.

Ponto	x	y	z
Frontal	97,833 mm	263,625 mm	379,41 mm
Traseiro	- 149,729 mm	263,625 mm	386,791 mm

Fonte: Autoria própria

A partir disto, há a obtenção de 2 pontos de trabalho pela restrição geométrica: a posição do final do eixo da direção e a posição da fixação do braço de direção.

Com a suspensão definida, define-se a posição da fixação do braço de direção na manga de direção. Este ponto é muito crítico, pois uma vez definido, a posição da fixação do braço de direção no eixo da direção está em função deste ponto por meio da relação geométrica.

Este ponto de fixação do braço de direção na manga de direção deve ser projetado para a vista superior do protótipo e restringi-se este ponto para as linhas de ackerman, definidas previamente.

A Figura 41 ilustra a projeção e restrição do ponto de fixação do braço de direção na manga de direção na vista superior.

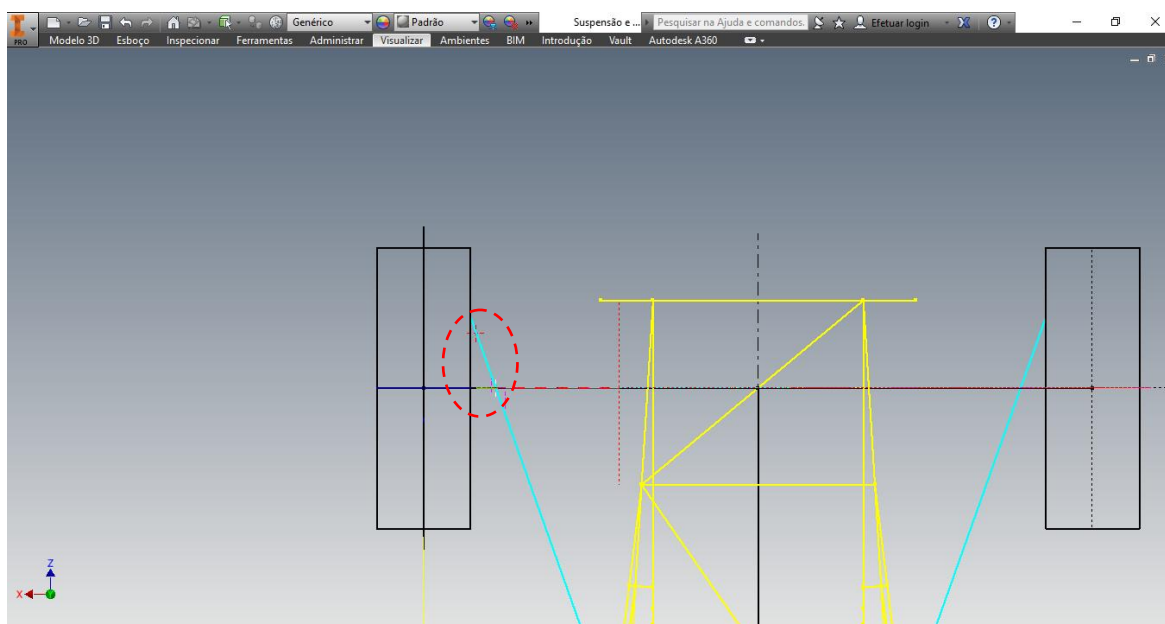


Figura 41 - Vista superior do veículo com ênfase na fixação do braço de direção.

Fonte: Autoria própria

Nota-se que quando uma posição de referência deve ser tomada, neste caso adota-se o plano central da roda na vista frontal como referência haja vista que a restrição de posicionamento para este ponto deve-se às dimensões do aro do pneu. Neste projeto, o aro adota é de 10" (254 mm), que está disponível para a equipe Baja UEA.

Inicialmente, adota-se uma distância de 100 mm no eixo e com isto, obtém-se o ponto de fixação no eixo.

A Figura 42 mostra as posições na vista frontal do veículo, bem como a Tabela 5 mostra as posições nos três eixos do veículo.

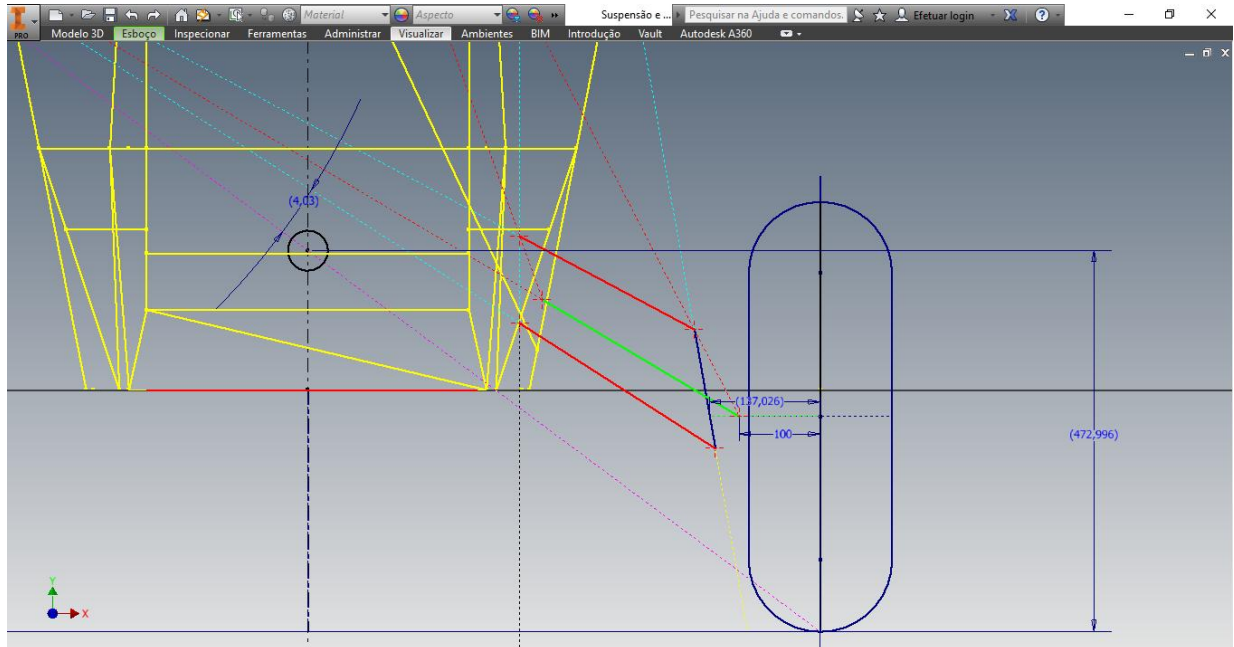


Figura 42 - Vista frontal com ênfase na posição da fixação do braço de direção e eixo da caixa de direção.

Fonte: Autoria própria

Tabela 5 - Pontos de fixação do braço de direção.

Ponto	x	y	z
Eixo de direção	0,0 mm	291,719 mm	411,84 mm
Manga de direção	103,866 mm	536,1 mm	266,7 mm

Fonte: Autoria própria

Nota-se que, originalmente, o eixo da direção é coplanar ao plano central da roda, esta posição pode ser alterada, somente sua componente em x, para adequações de ergonomia. Este tipo de alteração já se configura como ajuste do projeto às condições impostas pelo regulamento da competição em termos de segurança e ergonomia. Como pode ser visto na Figura 43, onde o círculo azul claro representa a posição do eixo da direção no chassi do veículo.

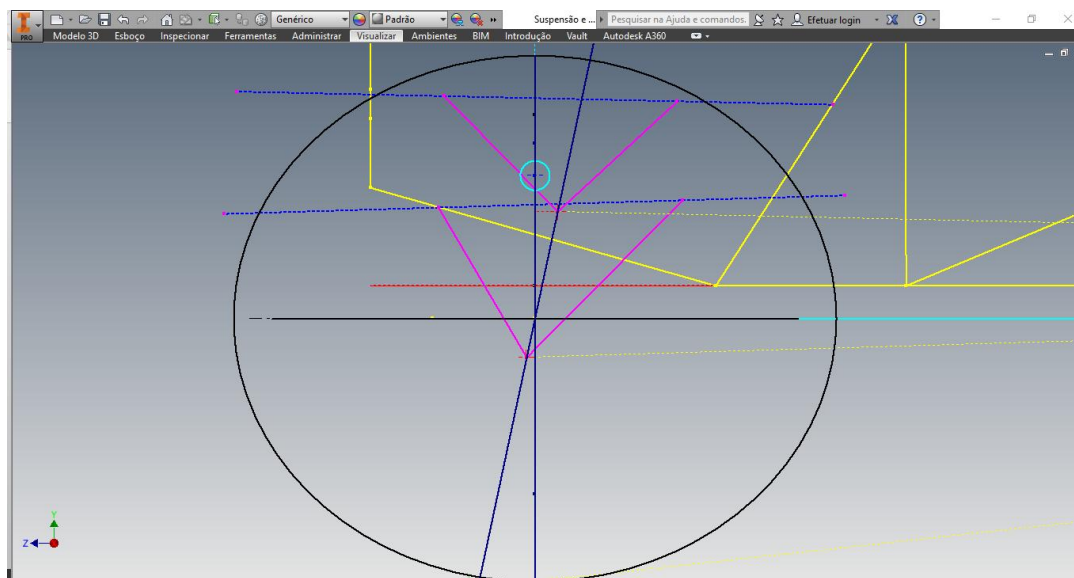


Figura 43 - Vista lateral com ênfase na posição do eixo da direção.

Fonte: Autoria própria

4.9. Simulação do modelo obtido

Com a obtenção de todos os pontos de trabalho necessários para a verificação do modelo projetado, verifica-se o comportamento dinâmico com 5 testes, são eles:

- Esterçamento estático;
- Compressão e extensão da suspensão do protótipo;
- Rolagem;
- Esterçamento e Rolagem;
- Esterçamento com compressão/extensão da suspensão.

Os três consistem em deslocamentos do sistema de direção com o protótipo parado, de forma a observar o comportamento do sistema de forma ideal.

Os dois últimos testes visam simular o protótipo com condições mais reais de trabalho, onde o esterçamento e rolagem simulam uma curva em alta velocidade e o esterçamento com compressão/extensão da suspensão uma curva em uma pista acidentada.

Com estes 5 tipos de caso, observa-se o comportamento do sistema para as condições mais usuais de uso e também as mais adversas, haja vista que na competição Baja SAE Brasil o protótipo é exposto às condições mais variadas possíveis.

Para simular os efeitos da pista e condições cinemáticas do sistema utiliza-se o software de simulações para sistemas de suspensão Optimum Kinematics.

A Figura 44 ilustra a geometria obtida para o projeto modelada no software de simulação Optimum Kinematics.

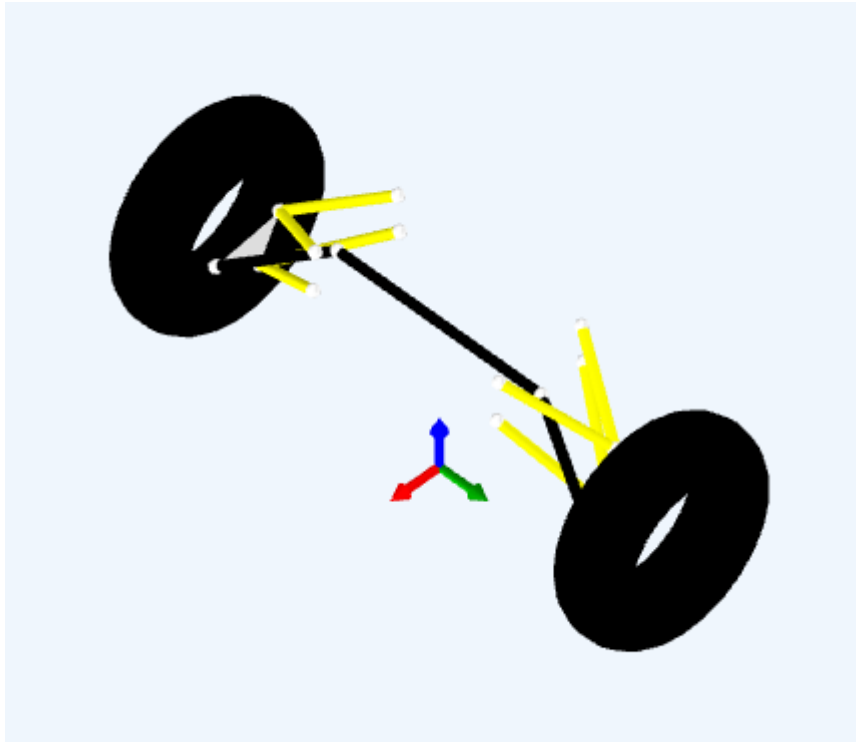


Figura 44 - Modelo da suspensão e direção do veículo.

Fonte: Autoria própria

4.9.1. Esterçamento estático

Esta simulação consiste em esterçar o sistema totalmente para o lado esquerdo, porém o veículo imóvel, ou seja, sem atuação de nenhum outro fator no sistema de direção, haja vista que este tipo de teste é indispensável para a comparação dos resultados obtidos de maneira ideal com os resultados simulados do sistema.

Nota-se que os primeiros 20% da simulação de esterçamento, entre step 0 e 4, o sistema comporta-se de maneira paralela, quando as rodas internas e externas à curva estão com ângulos de esterçamento aproximadamente iguais, mas conforme o sistema vai atingindo sua capacidade total de atuação, a partir do step 4, obtém-se a geometria desejada no escopo do projeto, geometria Ackerman, onde a roda interna à curva esterça mais em compensação à externa.

A Figura 45 mostra a curva de esterçamento do sistema.

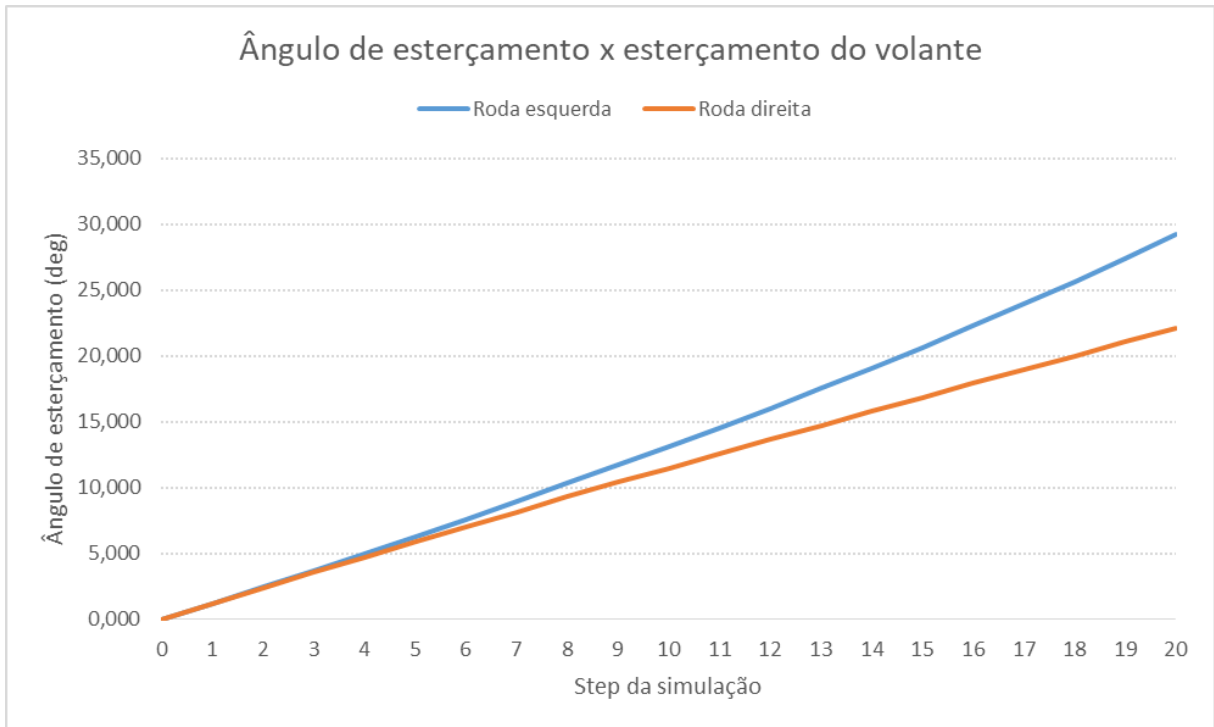


Figura 45 - Gráfico de ângulo de esterçamento.

Fonte: Autoria própria

A Tabela 6 mostra os dados obtidos com a primeira simulação de esterçamento.

Tabela 6 - Resultados da primeira simulação.

Roda	Ideal	Simulado	Erro relativo
Interna	32,2°	29,23°	9,21%
Externa	19,93°	22,08°	-10,81%

Fonte: Autoria própria

De forma, análoga, o erro relativo à aproximadamente 10%, em módulo, nos dois casos é perfeitamente aceitável, uma vez que as fórmulas ideais não consideram as não linearidades do sistema causadas pelos ângulos de caster e do pino mestre.

4.9.2. Compressão e extensão da suspensão do protótipo

A segunda simulação, de compressão e extensão da suspensão do protótipo, consiste em movimentar verticalmente todo o conjunto inteiro da suspensão dianteira juntamente com o sistema de direção da posição inicial estática para o mínimo e máximo da compressão, que equivalem a 100 mm para mais e menos do ponto inicial.

O ponto de mínimo está localizado em 33,3% da simulação, retornando para a posição estática em 50% e atingindo o máximo em 66,6%.

O estudo da variação de camber neste caso é importante para se corrigir um problema comum em sistemas de direção mal dimensionados, o *bump steer*, que em português pode ser traduzido para esterçamento de compressão. Que consistem em esterçamento involuntário do sistema conforme o sistema de suspensão trabalhe.

Tal defeito é indesejável uma vez que ao cair em uma parte acidentada da pista, seu sistema de direção pode te jogar para fora podendo causar riscos à segurança do condutor. No ambiente da competição Baja SAE Brasil, este defeito é indesejável uma vez que o terreno é acidentado propositalmente e variações do sistema de direção afetam o desempenho do veículos em todas as provas que envolvam manobrabilidade.

A Figura 46 ilustra a curva de variação de esterçamento com o curso da suspensão dianteira.

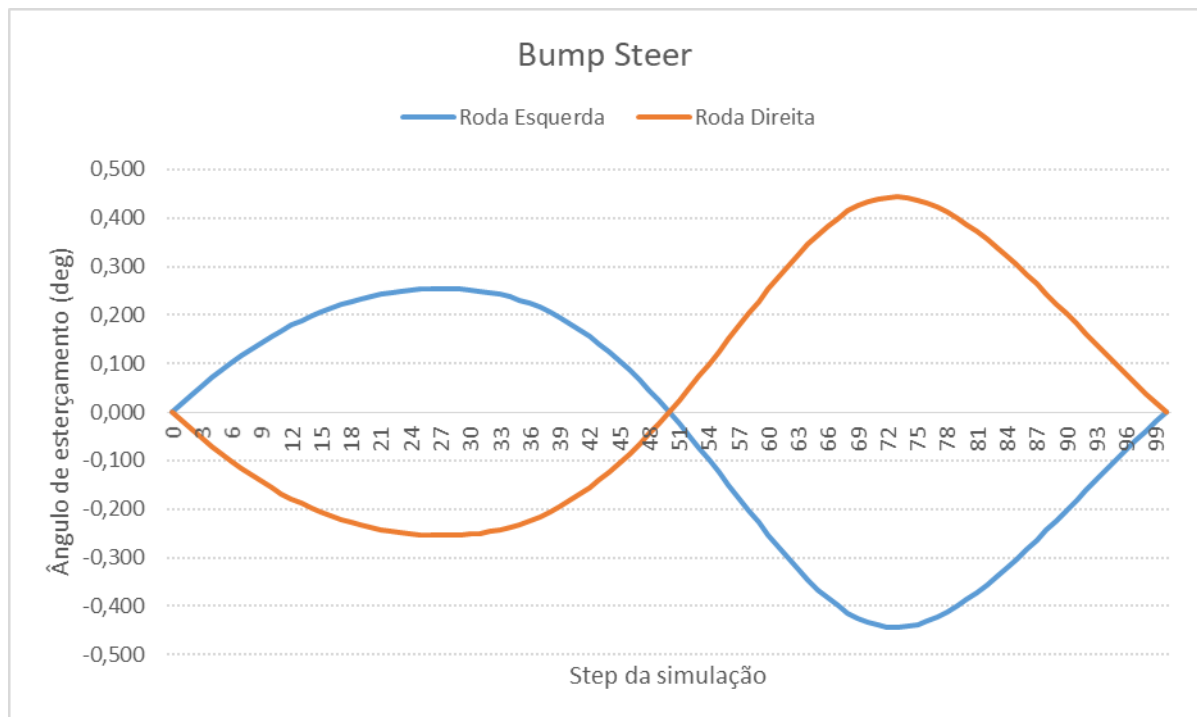


Figura 46 - Bump steer.

Fonte: Autoria própria

Observa-se picos de ângulos de esterçamento nos pontos de mínimo e máximo da suspensão, pontos 33,3 e 66,6, respectivamente. Nota-se variação de aproximadamente $+0,25^\circ$ para a compressão do sistema e $-0,45^\circ$ para a extensão do sistema. Tais variações são perfeitamente aceitáveis, tendo em vista que, em módulo, a variação é menor que $0,5^\circ$ que para um veículo Baja SAE é perfeitamente seguro e eficaz, haja vista que são protótipos que não alcançam velocidades elevadas e mesmo em momentos onde o protótipo se desprenda do terreno, a direção não puxará para nenhum lado quando o mesmo retornar.

A análise do ângulo de cambagem que também serve como base para o comportamento da cambagem durante a compressão do sistema.

Esta análise pode representar duas realidades opostas, a queda livre do veículo gerando a compressão total do sistema e o desprendimento do veículo do solo gerando uma completa extensão do sistema de suspensão, step 0 a 50 e 51 a 100, respectivamente.

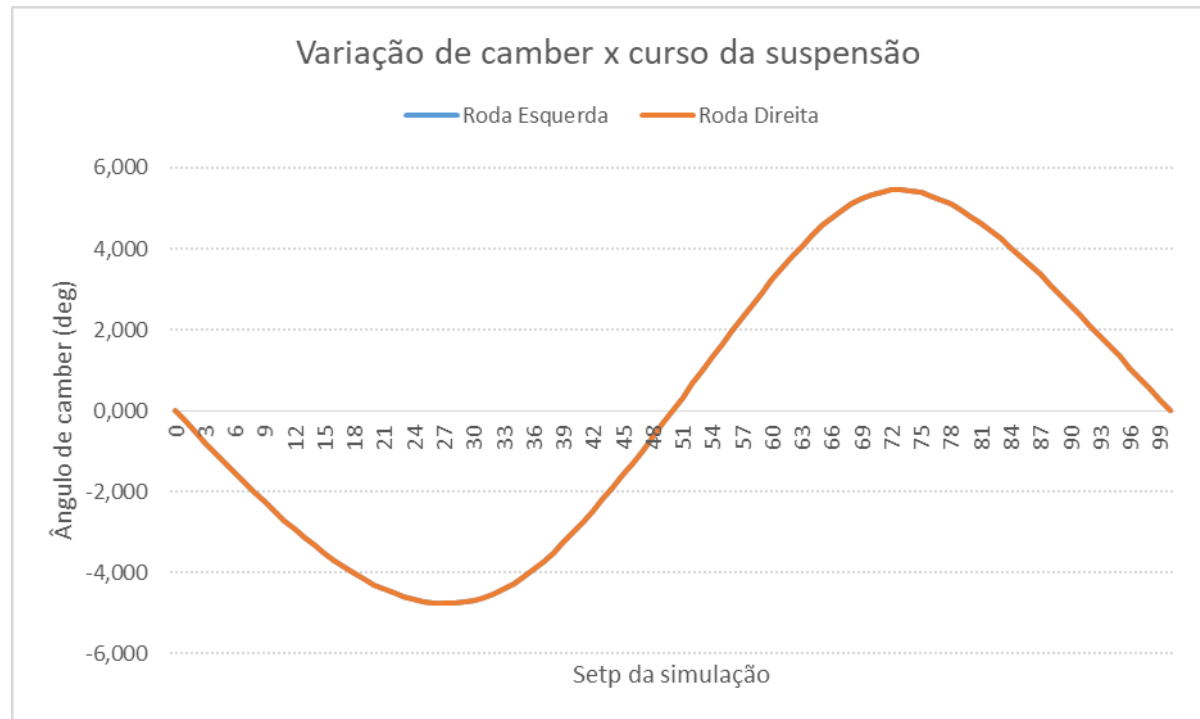


Figura 47 - Gráfico de variação de cambagem.

Fonte: Autoria própria

Nota-se que durante a compressão do sistema, ambas as rodas atingem um patamar de $4,7^\circ$ negativos, enquanto que na extensão atingem um máximo de $5,45^\circ$ positivos. Variações um pouco distintas mas justificáveis pelas não linearidades do sistema de suspensão.

4.9.3. Rolagem

A terceira simulação consiste em, com o carro parado, aplicar uma força horizontal e perpendicular ao plano central do carro de forma com que o mesmo sofra um movimento de rotação.

Esta força é aplicada nos dois sentidos do eixo y, gerando uma rolagem positiva e negativa.

Para este teste, adota-se um módulo de rolagem de $4,14^\circ$, o mesmo utilizado para o cálculo da taxa de variação necessária de caster e camber.

A Figura 48 mostra a curva de variação do ângulo de camber durante a rolagem.

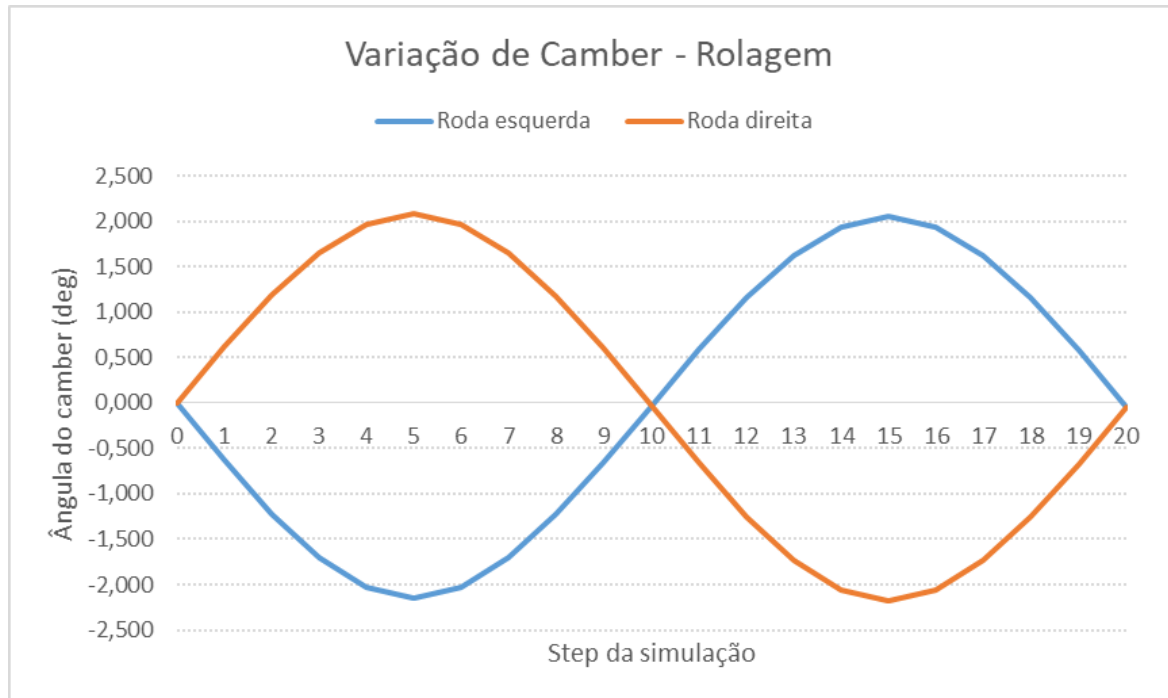


Figura 48 - Variação de camber pela rolagem.

Fonte: Autoria própria

Observa-se que durante os mínimos e máximos, step 25 e 75, respectivamente, para a roda esquerda, a roda chega a alcançar um módulo de $2,2^\circ$, aproximadamente, valor que é praticamente 50% menor do que o esperado no cálculo.

Metodologia que foi validada para o curso da suspensão, mas gera muita divergência para o mecanismo de rolagem.

4.9.4. Esterçamento e Rolagem

A quarta simulação consistem em reproduzir uma curva em alta velocidade em uma pista plana e sem qualquer tipo de imperfeição.

A simulação consiste em conciliar um esterçamento gradual e retorno do sistema para a posição de origem enquanto uma rolagem é aplicada no sistema simulando a ação de uma força lateral no veículo que é gerada durante a manobra de curva. A força e o esterçamento são aplicadas de forma gradativa até atingirem seu máximo em 50% da simulação e então retornam às condições de início.

A Figura 49 a variação do esterçamento com a presença do fenômeno da rolagem.

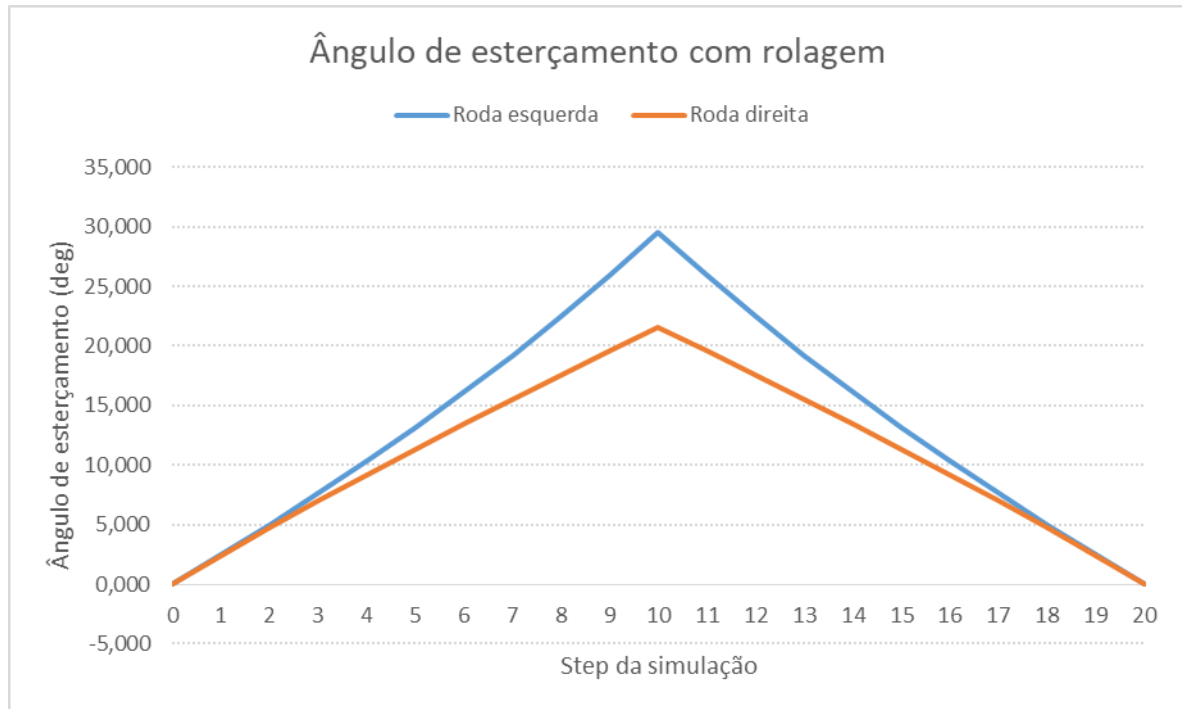


Figura 49 - Esterçamento + rolagem.

Fonte: Autoria própria

De maneira geral, não houve grande variação dos ângulos de esterçamento com o veículo estático e na presença de rolagem, gerada pela força lateral.

A Tabela 7 mostra os dados obtidos com a primeira simulação de esterçamento.

Tabela 7 – Comparação de resultados: Simulação x Ideal.

Roda	Estático	Dinâmico	Erro relativo
Interna	29,57°	29,23°	-1,19 %
Externa	21,59°	22,08°	2,18%

Fonte: Autoria própria

Observa-se que mesmo sobre a influência de uma força lateral gerada pela velocidade da manobra, os ângulos de esterçamento mantiveram-se praticamente constante, com uma variação menor que 2,5%, em módulo.

Em termos de dirigibilidade, este valor aproximadamente constante dos ângulos de esterçamento garante, para baixas e altas velocidades, que o sistema de direção do veículo não sairá do controle por conta deste fator.

Da mesma maneira, a variação de camber é importante para o entendimento do comportamento da direção sob condições de altas velocidades.

A Figura 50 ilustra a curva de variação do ângulo de camber na presença de uma força lateral.

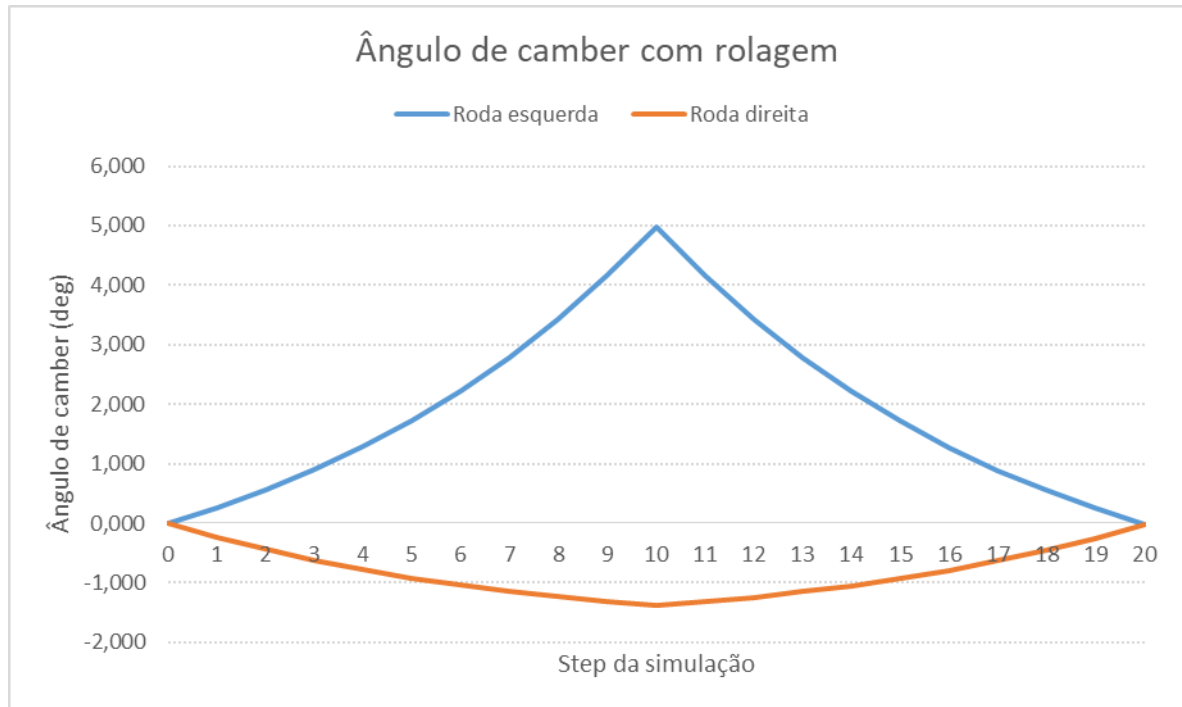


Figura 50 - Ângulo de camber com rolagem.

Fonte: Autoria própria

Evidencia-se uma diferença muito grande entre os ângulos de camber da roda interna e externa a curva, esquerda e direita, respectivamente, tal fato deve-se à soma das cambagens finais de esterçamento e rolagem, que geram uma configuração resultante como a apresentada.

Pode-se assumir que, no ápice da curva, step 10, a roda externa estando com sua cambagem quase zerada, estará com mais área de contato com o solo do que quando comparado com a roda interna, mais inclinada. Esta característica pode favorecer o sobre esterçamento, uma vez que a roda externa exercerá, de maneira relativa, a função de um pivô durante a manobra, fazendo com que a aderência das rodas dianteiras seja maior, se comparado com as rodas traseiras.

4.9.5. Esterçamento com compressão/extensão da suspensão

A quinta e última simulação reproduz uma situação muito comum na competição do Baja SAE Brasil, em especial durante a prova de enduro, onde o protótipo é submetido a várias irregularidades na pista, tais obstáculos que podem ocorrer durante uma reta e também em uma curva.

A simulação consiste em variar o ângulo de esterçamento enquanto o veículo o veículo passa por cima de uma lombada, cai em um buraco e volta a posição de origem.

A Figura 51 ilustra a curva do ângulo de esterçamento com a variação, positiva e negativa, do trabalho vertical da suspensão dianteira.

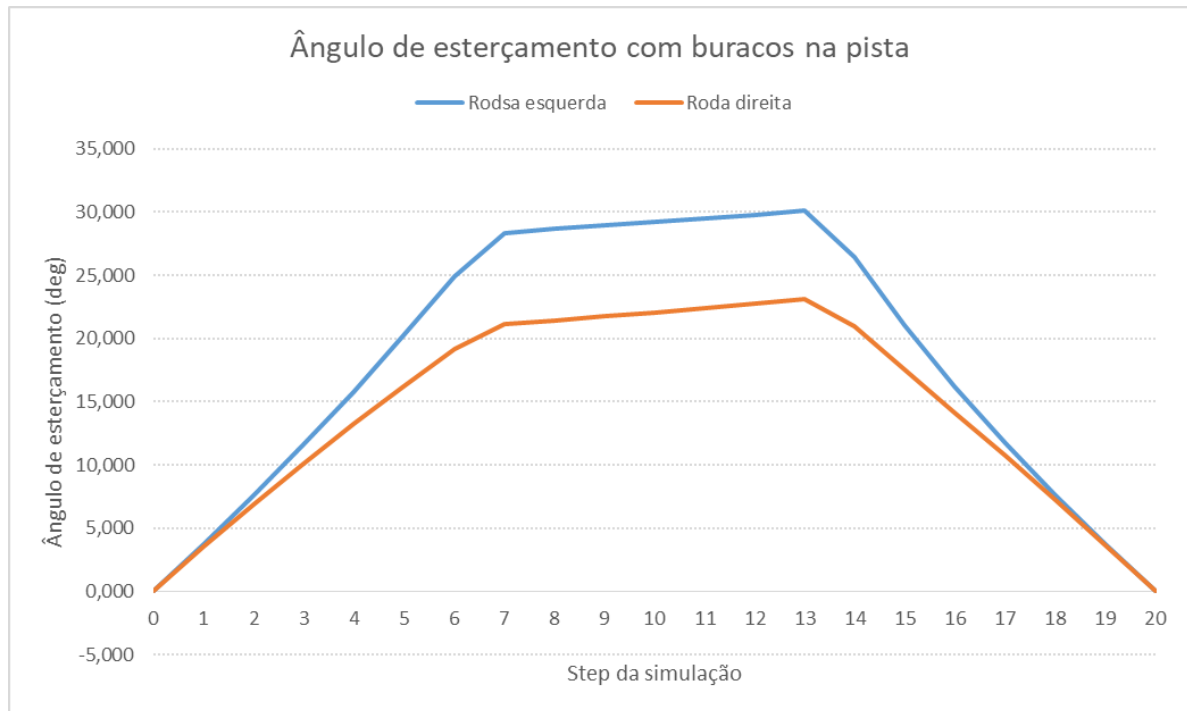


Figura 51 - Ângulo de esterçamento com imperfeições na pista.

Fonte: Autoria própria

Observa-se um comportamento próximo do estático para a direção até 30% da simulação, step 6, mas no máximo da compressão, tem-se uma variação do ângulo de esterçamento, step 6 até step 7. Conclui-se que com uma compressão exagerada da suspensão durante uma curva gera um pequeno desvio no sistema de direção, levando o protótipo a fechar ainda mais a curva. O sistema de direção fica completamente esterçado até a completa extensão, com 66,6% da simulação, durante a transição da compressão para a extensão da suspensão, verifica-se um aumento do ângulo de esterçamento até o pico de extensão, onde o comportamento do sistema é semelhante ao do início da simulação, e há o retorno gradativo ao estado inicial.

Com o comportamento variante do sistema de direção para o dado problema, a avaliação da variação do ângulo de camber devido ao trabalho vertical da suspensão durante uma curva se faz necessário.

A Figura 52 ilustra a curva de variação do ângulo de camber sob a interferência de imperfeições na pista.

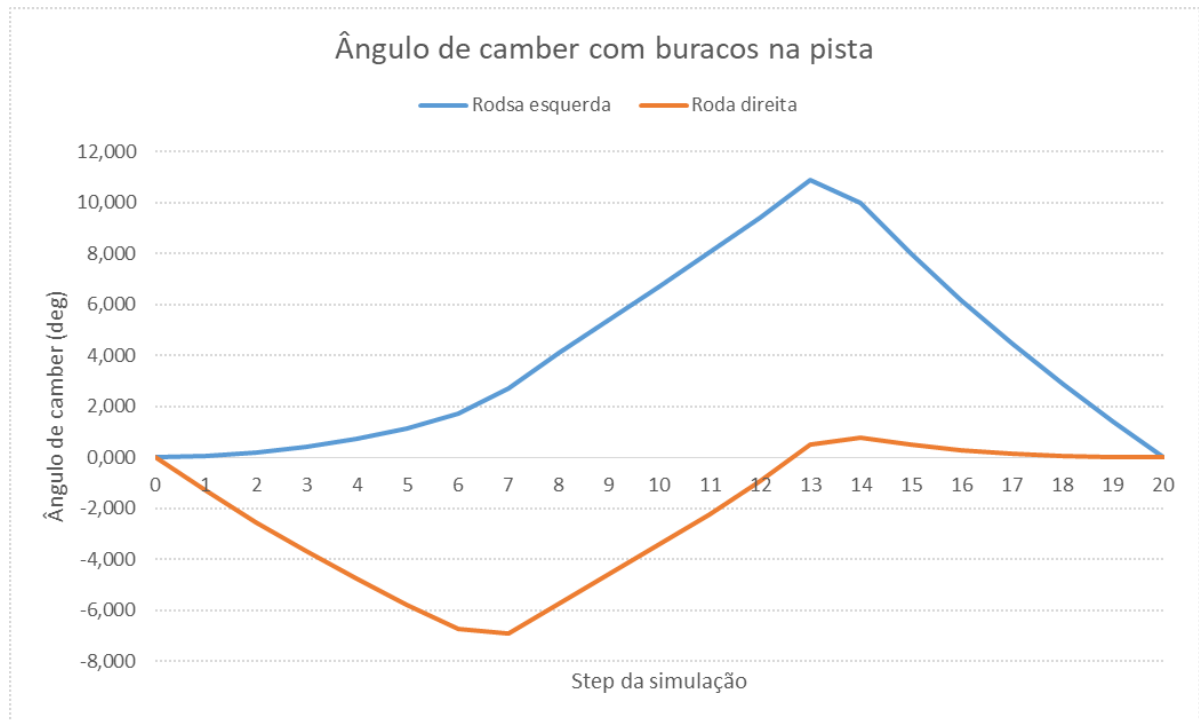


Figura 52 - Ângulo de camber com imperfeições na pista.

Fonte: Autoria própria

Observa-se que a variação do ângulo de camber comporta-se de maneira muito distinta à observada com o trabalho vertical da suspensão pura, ao contrário do ângulo de esterçamento que possui comportamento semelhante com pouca variação. Verifica-se que as inclinações das rodas tendem a aumentar conforme a suspensão vai estendendo de forma que, quando o veículo está no ápice da lombada, a roda interna está com o ângulo de camber praticamente zerado enquanto a roda externa com quase -8° , fato completamente diferente da completa extensão, onde as inclinações são todas positivas, porém a roda interna com uma angulação muito maior que a externa de, aproximadamente, 11° e 1° , respectivamente.

4.10. Forças do sistema de direção

Com todos os parâmetros da geometria de direção definidos, calcula-se as forças e momentos atuantes na direção durante uma dada situação.

Para fim de cálculo, adota-se uma condição específica. Uma curva, de raio constante, de 3 m, simulando a prova de manobrabilidade da competição nacional.

Os dados referentes à parâmetros de força vertical nas rodas foram fornecidos pela equipe de suspensão das equipe Baja UEA, como mostrado na Tabela 8.

Tabela 8 – Condições para o cálculo de torque.

Parâmetro	Valor
Raio da curva	3,0 m
Velocidade	6,0 m/s
Angulação da pista	0°
Aceleração lateral	1,223 g
Força trativa	720 N
Força na roda interna	33,55 N
Força na roda externa	868,65 N

Fonte: Autoria própria

E, utilizando-se das variáveis definidas nas seções anteriores e os cálculos comentados na seção 2.3.5, obtém-se os momentos exercidos no sistema de direção. Como mostra a Tabela 9.

Tabela 9 – Momentos calculados.

Parâmetro	Valor
Momento Vertical	7,803 N.m
Momento Lateral	102,291 N.m
Momento Trativo	0 N.m
Torque auto alinhante	7,515 N.m

Fonte: Autoria própria

Desta maneira, observa-se os módulos dos momentos atuantes no sistema de direção, e verifica-se que o momento de maior influência, para a nossa configuração e condição aplicada, é o lateral, o momento trativo o de menor influência, uma vez que se assume que a força trativa é igual nas duas rodas do eixo motor do carro.

O torque auto alinhante calculado não é o mesmo que chegará ao piloto por meio do volante. O esforço do piloto será em função da relação das transmissões e rendimentos utilizados para conectar todo sistema de direção.

Desta forma, pode-se analisar as contribuições que o pino mestre e o ângulo de caster geram para o momento vertical.

A Figura 53 mostra a curva de torque gerada pelo pino mestre do veículo.

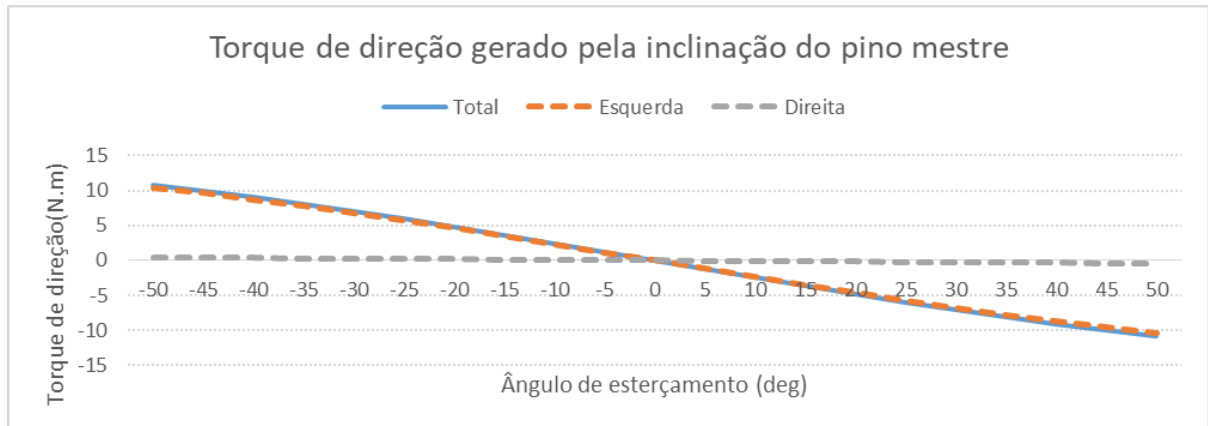


Figura 53 - Curva de torque gerado pelo king pin.

Fonte: Autoria própria

Nota-se que o pino mestre começa a influenciar o momento vertical da direção quando há esterçamento, de forma que sua contribuição é proporcional ao ângulo de esterçamento sendo que a roda externa sofre mais a ação deste momento.

De maneira análoga, observa-se a parcela de contribuição do ângulo de caster para o momento vertical na roda.

A Figura 54 mostra a curva de torque gerada pelo ângulo de caster.

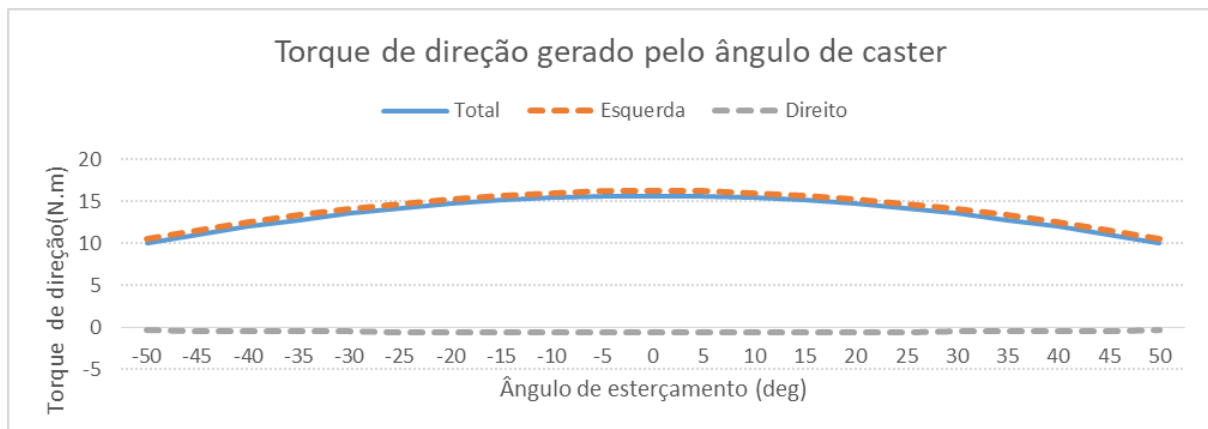


Figura 54 - Curva de torque gerada pelo ângulo de caster.

Fonte: Autoria própria

De maneira contrária ao pino mestre, o torque máximo gerado pelo ângulo de caster para a direção é no momento que o ângulo de esterçamento é nulo, ou seja, o veículo trafegando em linha reta, o ângulo de caster faz oposição ao movimento das rodas, sendo um dos principais fatores que geram o torque auto alinhante do sistema.

5. CONCLUSÃO

Dentre os objetivos desta monografia, estavam a modelagem de uma geometria de direção que atendesse os requisitos da competição e a simulação desta geometria afim de comprovar sua performance perante às condições da competição.

Estes objetivos foram alcançados e confirmam a primeira hipótese apresentada para o referido problema, onde uma metodologia bem apurada é uma ótima ferramenta para a otimização de projetos e redução do tempo entre a concepção e a manufatura.

De tal forma, a metodologia desenvolvida neste projeto mostrou-se eficiente e eficaz para o projeto e concepção de geometrias de direção para veículos do tipo Baja SAE Brasil, pois aborda, de maneira comentada, as principais etapas do projeto delimitado de maneira teórica e prática.

Embora sejam utilizados softwares específicos para a modelagem e simulação, neste trabalho, estes podem ser realizados em outros softwares de modelagem 3D e de análises veiculares sem maiores dificuldades.

O comportamento do sistema de direção durante as simulações foi satisfatório e condiz com o que foi proposto durante a seleção dos parâmetros e configurações do sistema. De forma que, as forças e momentos atuantes na direção calculadas para a situação proposta são condizentes com o a situação abordada e as condições de trabalho do sistema.

Portanto, conclui-se que a metodologia definida para esta monografia otimiza o projeto de dimensionamento e validação de um veículo *off-road* do tipo Baja SAE e cria oportunidades para a definição de novos conceitos deste tipo de sistema dentro do mundo da competição Baja SAE Brasil.

5.1. Sugestões para trabalhos futuros

A dinâmica veicular e o estudo sobre sistema de direção já é bastante antigo no mundo da engenharia de mobilidade, porém, ainda há escassez de bibliografias e pesquisas em português que abordem, de maneira profunda, o comportamento do sistema de direção no estado transiente.

A região norte do Brasil ainda é pouco desenvolvida em projetos de veículos para competição e a continuação desta linha de pesquisa fomentará o ramo automobilístico de desenvolvimento e manufatura.

Portanto, ainda há muito a ser estudado e descoberto em termos de sistema de direção veicular, bem como o comportamento dinâmico do veículo. Como por exemplo:

- Estudo sobre a influência dos pneus no comportamento dinâmico do veículo;
- Otimização de parâmetros visando desempenho;
- Dimensionamento de uma caixa de direção compatível com as condições da competição;
- Correlação entre o comportamento vertical da suspensão do veículo com a dinâmica do sistema de direção.

Entre outros vários temas, que fomentaram o desenvolvimento de projetos de veículos na região norte do Brasil.

Desta forma, espera-se incentivar pesquisas e projetos no ramo da dinâmica veicular no estado do Amazonas e nos outros estados da região.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALMEIDA JUNIOR, VALDECK. Parametrização dos valores de geometria do sistema de suspensão de veículos de passageiros. São paulo, 2007. 104 p.

ALMEIDA, DANIEL DE ARAÚJO. Dimensionamento cinemático e dinâmico de suspensão duplo a. Brasília, 2012.

ANDRADE, Maria Margarida de. Introdução a metodologia do trabalho científico. 3ª ed . São paulo: atlas, 2000. 172 p.

ARRONILAS FERNANDES, Marcelo. Estudo em sistemas de direção veicular. São paulo. 2005.

As vantagens e (poucas) desvantagens da direção elétrica - Quatro Rodas. Disponível em: <<http://quatorrodas.abril.com.br/auto-servico/as-vantagens-e-poucas-desvantagens-da-direcao-eletrica/>> Acesso em 10/06/2017.

BUDYNAS, Richard g. Shigley's mechanical engineering design. 9th ed. P. Cm. 2011.

Cambagem, Convergência e Caster. Disponível em: <<http://seatclube.forumeiros.com/t525-cambagem-convergencia-e-caster>> Acesso em 13/06/2017.so em 13/06/2017.

Como funciona a Direção Hidráulica - Como Funciona - Salão do Carro. Disponível em: <<https://salaodocarro.com.br/como-funciona/direcao-hidraulica.html>> Acesso em 09/06/2017.

Dinâmica da Frenagem - Coisas de Engenheiro. Disponível em: <<https://coisasdeengenheiro.wordpress.com/category/dinamica-da-frenagem/>> Acesso em 13/06/2017

Direção Eletro Hidráulica em SP, Direção Eletro Hidráulica na Zona Oeste, Direção Eletro Hidráulica na Zona Sul, Direção Eletro Hidráulica no Butantã, Morumbi, Vila Sônia, Taboão

da Serra, Osasco, SP. Disponível em: <<http://www.braketester.com.br/direcao-eleto-hidraulica-em-sao-paulo/>> Acesso em 10/06/2017.

DIXON, John C. Suspension geometry and computation. United kingdom. 2009.

Funcionamento e Detalhes da Caixa de Direção tipo Pinhão e Cremalheira. Disponível em <<http://www.carrosinfoco.com.br/carros/2017/01/funcionamento-e-detalhes-da-caixa-de-direcao-tipo-pinhao-e-cremalheira/>> Acesso em 09/06/2017.

GENTA, Giancarlo. Motor Vehicle Dynamics: modeling and simulation; singapore : world scientific, 2003.

GILLESPIE, T. D. Fundamentals of vehicle dynamics. Warrendale: sae, 1992.

Heisler, Heinz. Advanced vehicle technology. 2nd ed. London. 2002.

HERB, Adams. Chassis engineering: chassis design building & tuning for high performance handling. New york. 1993.

HIBBELER, R. C. **Estática**: mecânica para engenheiros. 12. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2011. xiv, 512 p

JAZAR, re\Za n. Vehicle dynamics: theory and applicantion. New york. 2014.

LAKATOS, Marconi. Metodologia científica. 2.ed. São paulo : atlas, 1994.

LEAL DA COSTA M.; Da Rosa e.; Nicolazzi I. C.; Uma introdução à modelagem quase estática de veículos automotores de rodas, florianópolis, abril de 2008, ufsc.

Métodos de abordagem e de procedimento – Videolivrraria. Disponível em: <<http://www2.videolivrraria.com.br/pdfs/14017.pdf><http://www2.videolivrraria.com.br/pdfs/14017.pdf>> Acessado em 13/06/2017.

MILLIKEN, William F. Race car vehicle dynamics. Warrendale. 1995.

MONTEIRO, Renan D. Estudo básico de uma suspensão do tipo duplo a com ênfase para um veículo mini baja.

NORTON, L. Robert, 2004, “Projeto de máquinas: uma abordagem integrada”, 2ª ed., bookman, porto alegre.

Pocket rockets contra canhões: prazeres diferentes, pilotagens opostas - FlatOut!. Disponível em: <<https://www.flatout.com.br/pocket-rockets-contra-canhoes-prazeres-diferentes-pilotagens-opostas/>> Acesso em 10/06/2017.

PUHN, Fred. How to make your car handle. 1976.

REIMPELL, J. The automotive chassis: engineering principles. 2nd ed. 2001.

SAE International – Wikipedia. Disponível em <https://en.wikipedia.org/wiki/SAE_International> Acesso em 06/06/2017.

SEKC: Smart Electric KartCross Direção paralela e geometria de Ackerman. Disponível em <<http://electrickartcross.blogspot.com.br/2010/11/direccao-paralela-e-geometria-de.html>> Acesso em 08/06/2017.

STONE, Richard. BALL, Jeffrey. Automotive engineering fundamentals. Warrendale. 2004.

VON DER OHE, Manfred. Front and rear suspension of the new mercedes model w201. wanrrandle. 1983.