

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

Acácio Antônio Mesquita Furtado Neto

Cesar Matheus Miranda Bitencourt

Tales Moreira Matos

**PROJETO DE UMA SUSPENSÃO PARA VEÍCULO DE COMPETIÇÃO
FÓRMULA SAE**

RIO DE JANEIRO

2021

PROJETO DE UMA SUSPENSÃO PARA VEÍCULO DE COMPETIÇÃO FÓRMULA SAE

Trabalho de Conclusão de Curso na disciplina de Projeto Final,
conforme as normas do Departamento de Educação
Superior, parte dos requisitos para obtenção do
Bacharelado em Engenharia Mecânica no CEFET/RJ.

Orientador(a): Profa. Doina Mariana Banea

Coorientador(a): Daniel Kawasaki

**RIO DE JANEIRO
2021**

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

F992 Furtado Neto, Acácio Antônio Mesquita
Projeto de uma suspensão para veículo de competição fórmula
SAE / Acácio Antônio Mesquita Furtado Neto, Cesar Matheus
Miranda Bitencourt [e] Tales Moreira Matos – 2021.
82f.: il. color. + anexos, enc.

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

Bibliografia: f. 82

Orientadora: Doina Mariana Banea

Coorientador: Daniel Kawasaki

1. Engenharia mecânica. 2. Automóveis – Molas e suspensão.
3. Indústria automobilística – Inovações tecnológicas. I. Banea,
Doina Mariana (Orient.). II. Kawasaki, Daniel (Coorient.).
III. Bitencourt, Cesar Matheus Miranda [e] IV. Matos, Tales Moreira
V. Título.

CDD 620.1

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

RESUMO

NETO, Acácio; MOREIRA, Tales; BITENCOURT, Cesar. Projeto de suspensão para veículo de competição fórmula SAE. 2021. 32 páginas. Trabalho de Conclusão de Curso – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2021.

Ao longo dos anos as disputas por inovações foram impulsionando o desenvolvimento de veículos cada vez mais rápidos, eficientes e confortáveis. Ao decorrer do avanço da tecnologia e das competições estipuladas entre as faculdades, com a Fórmula SAE não poderia ser diferente. Com o intuito de auxiliar a evolução da equipe de Fórmula SAE do CEFET/RJ, foi desenvolvido ao longo deste trabalho, o projeto de uma suspensão adequada aos parâmetros e exigências da competição, porém um ponto importante e tratado como decisivo foi o custo. Visto que o orçamento das equipes universitárias é bem restrito, se tornou ponto determinante no momento das tomadas de decisões. Ao longo deste texto foram discutidas as principais características de uma suspensão e como elas afetam o desenvolvimento do veículo ao longo da pista, a qual apresenta a principal função de absorver as irregularidades da pista e manter o veículo estável. Para isso, foram pontuados e realizados os principais cálculos envolvidos, adequando a estrutura da suspensão para tais cálculos. As realizações dos cálculos foram realizadas através do software Excel. Após todos os cálculos feitos foram analisados os pontos críticos através das análises geométricas utilizando o software Lotus Suspension Analysis. Por fim, foi utilizado o software Carsim para validar e verificar o desempenho dinâmico da suspensão. Com isso foram comparados os resultados teóricos encontrados através das análises e o máximo suportado pelo veículo, ao ser simulado nos programas.

Palavras chaves: Suspensão. Fórmula. SAE. Carsim. Lotus Analysis.

ABSTRACT

NETO, Acacio; MOREIRA, Tales; BITENCOURT, Cesar. Suspension design for Fórmula SAE Racing vehicles. 2021. 32 pages. Conclusion of Course Work – Federal Center of Technological Education. Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2021.

Over the years, the competition for innovations has driven the development of the most efficient, fastest, and comfortable vehicles. Throughout the advancement of the technology and the competition between universities, with Formula SAE would be no different. To be useful for the CEFET's Formula SAE team, this project developed a suspension that would meet all parameters and requirements established for the competition, but cost was a relevant point at the time of suspension's development. As the budget of all University teams are very limited, it has become a turning point in all decision-making. Throughout this text, the main characteristics and how they affect the progress of the suspension on the track were discussed, where the main function is to cushion the most irregularities and make the vehicle stable. For this, the main calculations involved was made, designing a suitable suspension model. To support the realization of these calculations, the Excel software was used, after all calculations had been made, the critical points were analyzed through dynamics and geometrics analyzes using the Carsim software. Finally, the Lotus Suspension Analysis was used to validate and verify the suspension geometry.

Keywords: Suspension. Formula. SAE. Carsim. Lotus Analysis.

Sumário

Sumário	6
1. INTRODUÇÃO	12
1.1 Motivação	12
1.2 Objetivo	13
1.2.1 Objetivo Geral	13
1.2.2 Objetivos Específicos	13
1.3 METODOLOGIA.....	14
1.4 Organização do Trabalho	15
2. Revisão Bibliográfica	16
2.1 Fórmula SAE	16
2.2 Componentes da Suspensão	17
2.3. Tipos de Suspensão.....	18
2.3.1 Suspensão de Eixo Rígido	18
2.3.2 Suspensão Independente	19
2.4 Centro de Gravidade	22
2.5 Comportamento do Pneu	23
2.5.1 Ângulo de Deslizamento	23
2.5.2 Geometria de <i>Ackerman</i>	24
2.5.3 Coeficiente de Fricção	25
2.6 Transferência de Carga.....	25
2.6.1 Longitudinal.....	25
2.6.2 Lateral	26
2.7 GEOMETRIAS ANTI-DIVE E ANTI-SQUAT	27
2.7.1 Anti-Dive	27
2.7.2 Anti-Squat	28

2.8 Rolagem	29
2.8.1 Eixo de Rolagem.....	30
2.8.2 Momento de Rolagem.....	30
2.8.3 Centro de Rolagem	31
2.8.4 Anti-Rolagem	32
2.9 Posicionamento na Manga e Cubo	32
2.9.1 Cáster e <i>Mechanical Trail</i>	33
2.9.2 Scrub Radius	34
2.9.3 Pino Mestre.....	34
2.9.4 Convergência e Divergência	35
2.9.5 Ângulo de Cambagem	35
2.10 bumpsteer	36
2.11 ENTRE EIXOS E BITOLA	37
3. Cálculos.....	40
3.1 Parâmetros iniciais	40
3.1.1 Balizas de Projeto	40
3.1.2 Pneu e Roda	41
3.1.3 Dimensões gerais	41
3.1.3 Centro de gravidade.....	42
3.1.4 Massa total do veículo	42
3.1.5 Distribuição de carga e momento de inércia	43
3.1.6 Ângulo de deslizamento.....	44
3.2 Coeficiente de Fricção.....	46
3.4 Cornering Stiffness.....	48
3.5 Geometria de Ackerman	50
3.6 DesAceleração e Aceleração	52
3.7 Rolagem	53

3.8 Anti-dive e Anti-squat	58
3.8.1 Anti-Dive	58
3.8.2 Anti-squat.....	62
3.9 Cambagem.....	63
4. Análise Geométrica	66
4.1 Análise de BumpSteer.....	67
4.2 Cambagem.....	69
4.3 AckerMan	70
5. Validação Dinâmica.....	72
5.1 SKIDPaD.....	73
5.2 Slalon	77
5.3 Curva a 180°	79
6. Considerações Finais	82
7. Referências bibliográficas.....	83
ANEXO I – PONTOS CRÍTICOS EIXO FRONTAL.....	84
ANEXO II – pONTOS CRÍTICOS EIXO Traseiro.....	85

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Suspensão de um eixo rígido [2]	19
Figura 2 - Suspensão independente [2].....	19
Figura 3 - Suspensão dianteira MacPherson [2].....	20
Figura 4 – Multi-link [3].....	21
Figura 5 - Duplo A (Double Wishbone) [3].....	21
Figura 6 - Representação dos eixos do sistema [3]	22
Figura 7 - Geometria de Ackerman [9].....	25
Figura 8 - Anti-dive [4].....	28
Figura 9 - Anti-Squat [4].....	29
Figura 10 – Eixos de rolagem [4].....	30
Figura 11 - Determinação do centro de rolamento [3].....	31
Figura 12 - Parâmetros da suspensão [4].....	33
Figura 13 - Inclinação do pino mestre	35
Figura 14 - Demonstração de cambagem[12]	36
Figura 15 - Bump Steer [13].....	37
Figura 16 - Entre-eixos X bitola [14].....	38
Figura 17 - Mola, amortecedor e Pneu	39
Figura 18 - Pneu 175/70 R13	41
Figura 19 – Gráfico ângulo de deslizamento x força lateral	46
Figura 20 - Geometria de Ackerman[3].....	51
Figura 21- Centro de rolagem.....	54
Figura 22- Coeficiente de fricção X Força vertical.....	55
Figura 23 - Anti-Dive [4]	59
Figura 24 - Parâmetros iniciais do modelo.....	66
Figura 25 - Modelo do protótipo	67
Figura 26 - Angulo de Esterçamento (Graus) x Posicionamento Vertical (mm)	68
Figura 27 - Halftrack Change x Posicionamento Vertical.....	68
Figura 28 - Wheelbase Change (mm) x Posicionamento Vertical (mm)	69
Figura 29 - Variação de cambagem a partir da rolagem.....	70
Figura 30 - Vista superior.....	71
Figura 31 - Simulação 3D Carsim	74

Figura 32 - Velocidade X posição.....	75
Figura 33 - Forças laterais	75
Figura 34 - Força vertical	76
Figura 35 - Aceleração lateral.....	76
Figura 36 - Ângulo de rolagem	77
Figura 37 - Slalon.....	78
Figura 38 - Ângulo de deslizamento - Slalon	78
Figura 39 - Aceleração lateral em Slalon	79
Figura 40 - Curva a 180°, Raio de 3,5 m	80
Figura 41 - Angulo de deslizamento X tempo - Curva 180°.....	81
Figura 42 - Velocidade longitudinal X tempo - curva a 180°	81

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Massa total do veículo	42
Tabela 2 - Carga total	43
Tabela 3 - Momento de inércia	44
Tabela 4 - Força lateral	45
Tabela 5 - Coeficiente de fricção	47
Tabela 6 - Cornering stiffness eixo frontal	49
Tabela 7 - Cornering stiffness eixo traseiro	49
Tabela 8 - Geometria de Ackerman	51
Tabela 9 - Parâmetros estabelecidos	52
Tabela 10 - Carga longitudinal	53
Tabela 11 - Cargas exercidas sobre a suspensão	55
Tabela 12 - Coeficiente da reta característica	56
Tabela 13 - Coeficiente de atrito	56
Tabela 14 - Rolagem para determinadas velocidades	57
Tabela 15 - Dados para cálculo de anti-dive	60
Tabela 16 - Relação e/d para 100% anti-dive	60
Tabela 17 - Angulação para 100% anti-dive	61
Tabela 18 - Medidas necessárias para 100% anti-dive	61
Tabela 19 - Medidas necessárias para 100% anti-squat	63
Tabela 20 - Dados para cálculo de cambagem	63
Tabela 21 - Valor de raio de curvatura em relação à cambagem	64
Tabela 22 - Ângulo de cambagem para determinadas velocidades	65
Tabela 23 - Valores de Ackerman	70
Tabela 24 - Dados de carga lateral	72
Tabela 25 - Cargas laterais para determinadas velocidades	73

Capítulo 1

1. INTRODUÇÃO

A tecnologia vem evoluindo de forma exponencial, favorecendo aqueles em constante busca pela alta performance, com isso, os veículos focados em competição vêm se tornando cada vez mais leves, potentes e conseqüentemente, mais ágeis. A evolução é boa para o avanço dos materiais e técnicas envolvidas, tornando a competição mais acirrada, e se manter em primeiro lugar vem se tornando um desafio mais difícil a cada dia.

Quando pensamos no desempenho do automóvel, logo remetemos a ideia de potência, torque e aceleração, porém, toda essa força gerada não teria utilidade caso não pudéssemos controlá-la e lidar com adversidades de uma pista. Nesse sentido, se faz essencial que tenhamos um bom projeto de suspensão, sempre visando a melhora de três fatores: conforto, estabilidade e desempenho de um carro.

A suspensão é um importante mecanismo com a capacidade de absorver as forças geradas pelas discontinuidades da pista, atenuando os efeitos desses esforços e a sua transmissão ao chassi. O papel da suspensão visa entregar a melhor dinâmica veicular possível, capaz de suavizar os desníveis e irregularidades presentes no solo, mantendo os quatro pneus sempre em contato com a pista. Ao se projetar uma suspensão é necessário que seja levado em consideração quais pontos dar ênfase no momento de elaboração do projeto, seja estabilidade ou conforto. Para isso, existem diversos tipos de configurações dos componentes do sistema, as principais são: eixo rígido ou barra de torção, suspensão independente, *MacPherson* e Duplo A.

1.1 MOTIVAÇÃO

O estudo de suspensões voltadas para veículos de corrida se tornou ponto fundamental para o desempenho dos veículos nas pistas. Dessa maneira, sendo o CEFET/RJ uma das principais equipes de Fórmula SAE no RJ, foi desenvolvido o presente trabalho, alinhando uma boa performance nas pistas com a realidade orçamentária das equipes.

1.2 OBJETIVO

Para auxiliar o projeto foi determinado os objetivos gerais e específicos que guiaram o projeto e todas as decisões envolvidas.

1.2.1 Objetivo Geral

O objetivo principal deste projeto será determinar os pontos críticos de uma suspensão do tipo *Double Wishbone push-rod to damper*, que alinhe performance com baixo custo devido as restrições orçamentárias de uma equipe universitária e impostas pelo regulamento proposto pela SAE do ano de 2018. O desenvolvimento adequado da suspensão terá influência direta na estabilidade, performance e conforto do veículo. Foram tratados todos os parâmetros necessários para a concepção da suspensão, desde seus conceitos básicos até as análises necessárias para futuros projetos.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Determinar os parâmetros iniciais estabelecidos pelo regulamento e componentes já adquiridos.
- Calcular as balizas do projeto e condições limitantes
- Determinar os pontos críticos do projeto através da análise geométrica usando um *software* específico para análises de suspensões automotivas.
- Simular através de um *software* específico o comportamento dinâmico dos pontos críticos escolhidos
- Analisar o resultado das análises dinâmicas e fazer ajustes para melhor performance dinâmica.

1.3 METODOLOGIA

A Fórmula SAE possui um regulamento que todo ano é enviado para as equipes com os principais parâmetros e regras que elas devem cumprir, o regulamento aborda alguns pontos importantes como por exemplo, apenas as rodas do protótipo podem estar em contato com o chão, caso contrário o veículo é automaticamente desclassificado daquele evento; o protótipo precisa ser projetado a possuir estabilidade de rolagem, a qual será testada através de um ensaio de força G; a suspensão deve ser equipada com um sistema de absorção de choques com medidas mínimas, estabelecidas pelo regulamento; e entre outros parâmetros mínimos de medidas que devem ser respeitados ao se projetar a suspensão. Foi utilizado o regulamento oficial da SAE do ano de 2018 como base.

Nesse sentido, o estudo consistiu em pesquisar e analisar em livros especializados sobre o tema, e artigos publicados por equipes que competiram em eventos passados. Na análise inicial foi utilizado alguns conceitos elementares no projeto de suspensão, para que fossem estabelecidas premissas que respeitassem o regulamento e limitações relativas a custos para uma equipe universitária.

Tendo esses dados calculados no *Microsoft Excel*, foram realizadas análises referentes ao comportamento geométrico utilizando o software *Lotus Analysis* para que fossem determinados os pontos críticos referentes ao projeto e estabelecer a localização adequada de cada componente. Após a conclusão da parte teórica referente ao estudo inicial, foram realizadas análises dinâmicas utilizando o software *Carsim*, validando as escolhas feitas através das análises geométricas anteriormente citadas, o software *Solidworks* também foi utilizado como suporte.

Esse projeto não visa analisar o comportamento das vibrações mecânicas do protótipo, portanto não foi analisado o comportamento do conjunto mola e amortecedor e seus impactos dinâmicos, visto que esses componentes já foram pré-definidos pela equipe.

1.4 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Visando uma organização de todo o conteúdo abordado no projeto, ele foi pensado e disposto da seguinte maneira:

- Capítulo 1: Introdução das motivações e processos que foram utilizados para o desenvolvimento do trabalho.
- Capítulo 2: Uma compilação de conceitos e parâmetros relacionados a uma estruturação adequada de uma suspensão devidamente projetada.
- Capítulo 3: Cálculo dos parâmetros e dados de entrada nos programas utilizados.
- Capítulo 4: Simulação geométrica no Lotus Suspension Analysis dos pontos críticos da suspensão
- Capítulo 5: Validação do comportamento dinâmico através do software Carsim.
- Capítulo 6: Conclusão dos resultados e análises.

Capítulo 2

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O objetivo deste capítulo é introduzir e aprofundar alguns conceitos determinantes no processo de elaboração da suspensão. O ponto inicial foi a compreensão da Fórmula SAE e suas regras específicas com o objetivo de definir as situações de contorno envolvidas no projeto. A partir disso foi realizada uma abordagem geral e destrinchada no mais específico, ou seja, uma análise *top-down*.

2.1 FÓRMULA SAE

O Projeto Fórmula SAE é uma competição de desenvolvimento de produtos, onde os estudantes devem conceber, projetar, fabricar e competir com pequenos carros de corrida. Iniciada no Texas em 1981, esta competição foi criada para promover uma oportunidade aos estudantes de nível superior de ganharem experiência no gerenciamento do projeto e construção, e para aplicar os conhecimentos adquiridos ao longo do curso de engenharia.

O ano de 2011, 160 equipes participaram da competição nos Estados Unidos (EUA), dentre estas, 45 equipes estrangeiras vindas de 14 países diferentes. Já no Brasil, em 2010, foram 19 instituições de ensino de sete estados brasileiros, num total de quase 350 estudantes de engenharia. As equipes melhor classificadas ganham o direito de representar o Brasil em duas competições internacionais realizadas nos EUA. As restrições impostas na estrutura do carro e no motor fazem com que o conhecimento, a criatividade e a imaginação dos estudantes sejam desafiadas. O carro deve ser construído por um grupo de alunos em um período de um ano e ser levado para a competição anual para julgamento e comparação com outros veículos de faculdades e universidades de todo o país. O resultado é uma grande experiência para jovens graduandos em um complexo projeto de engenharia, assim como a oportunidade de trabalhar em um dedicado esforço de equipe, que tem como maior motivação, o aprendizado.

A Fórmula SAE amplia os conhecimentos técnicos e a capacidade de liderança dos alunos, além da oportunidade de vivenciar o processo de

desenvolvimento do produto do início ao fim. A equipe precisa fabricar um produto de qualidade dentro de prazo e orçamento bastante limitados. Aqueles que participam do programa ganham experiência significativa em gerenciamento de projeto, design, ensaios, análises, controle financeiro, comunicação e planejamento. A complexidade dos veículos exige que seus integrantes se especializem nos variados sistemas que compõem um carro deste tipo, como o trem de força, freios, direção, suspensão, sistemas elétricos, chassis e segurança, o que aumenta ainda mais a qualidade dos profissionais que passam pelo projeto em sua vida universitária.

2.2 COMPONENTES DA SUSPENSÃO

O sistema de suspensão é composto por componentes que irão promover as características necessárias ao projeto, sendo eles:

- Molas, tem a função de absorver as irregularidades advindas da pista, contraindo e distendendo quando necessário, as molas podem ser do tipo helicoidal ou do tipo feixe de molas, são produzidas em aço e são muito flexíveis.
- Amortecedor, é um dos principais componentes, responsável por suavizar o movimento elástico da mola e dissipar a energia acumulada durante sua deflexão, tornando o veículo mais confortável e controlável, quando a mola contrai, o amortecedor faz uma força oposta de amortecimento para que haja um retorno a posição estática de forma branda.
- Braço de suspensão ou bandeja, componente que apoia a coluna de suspensão (mola e amortecedor) e faz ligação ao chassi do veículo. O braço é ligado à carroceria do veículo através de terminais rotulares, na outra extremidade sendo fixada a coluna de suspensão pelo pivô contudo o uso de buchas é mais comum em carros de passeio ou projetos mais simples, para alto desempenho o uso de terminais rotulares é dominante devido a menor deflexão dos pontos de ancoragem. Os terminais rotulares auxiliam o movimento da bandeja de cima para baixo sem gerar ruídos, com baixa deflexão nos pontos de ancoragem e auxiliam na absorção de impactos.

- Pivô de Suspensão, o pivô é responsável por permitir que a coluna de direção gire em seu próprio eixo, além de auxiliar a mesma nos movimentos constantes de sobe e desce, permitindo que o braço oscile.
- Barra anti-rolagem, tem a função de unir as duas partes da suspensão, mantendo-a em um único eixo. Os carros de fórmula utilizam uma forma reduzida e simples. A barra força que as rodas fiquem no chão, equilibrando o veículo na hora que realiza a curva. Assim, não há a possibilidade de que o carro fique com a roda solta.

Quando avaliada uma suspensão, é necessário sempre analisar para qual funcionalidade aquele veículo será empregado, pois toda suspensão é feita propriamente sob medida para cada automóvel. Uma suspensão para veículos de corrida é completamente diferente de uma suspensão projetada para veículos de passeios, cada um terá uma prioridade particular e uma ênfase diferente no projeto. Veículos de corrida priorizam estabilidade e performance frente ao conforto. Dessa forma, o trabalho tratou dos parâmetros estabelecidos pela Fórmula SAE. [1]

2.3. TIPOS DE SUSPENSÃO

Em veículos automotivos, é possível encontrar diversos tipos de configurações de suspensões, cada um privilegiando uma característica desejada na concepção do projeto, levando em consideração fatores como: conforto, custo, desempenho e controle. Assim, existem dois grandes grupos, as suspensões de eixo rígido e as suspensões independentes.

2.3.1 Suspensão de Eixo Rígido

O sistema de eixo rígido tem como característica a ligação das rodas por um único elemento. Esse tipo de mecanismo é largamente utilizado em suspensões traseiras de carros populares e caminhonetes sem tração integral devido ao seu baixo custo e robustez. Sua desvantagem se dá pela interdependência das

duas rodas, sendo uma afetada pelo movimento da outra, além de possuir um elevado peso em relação a outros tipos de suspensão. [1, 2]

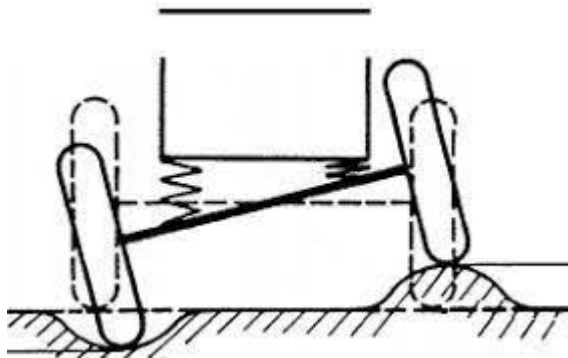


Figura 1 - Suspensão de um eixo rígido [2]

2.3.2 Suspensão Independente

Esse tipo de classe permite que as duas rodas possuam dinâmicas individuais, o que se torna excelente para lidar com irregularidades advindas do piso, fator muito importante, por conta do padrão nacional das rodovias. O sistema tem características mais versáteis e leves comparadas ao sistema de eixo único. Como principais tipos de modelos dessa classe: *Macpherson*, *Multilink* e Duplo A (*double wishbone*). Foi abordado no trabalho com mais ênfase na configuração duplo A, devido melhor aplicabilidade, rigidez e controle, principalmente, durante as acelerações. [1, 2]

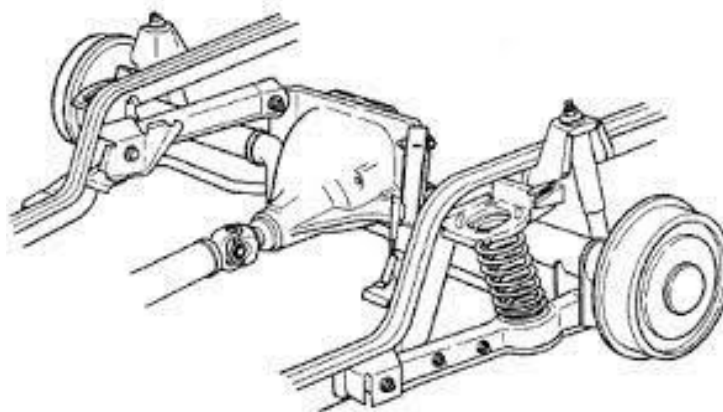


Figura 2 - Suspensão independente [2]

2.3.2.1 Macpherson

Sistema amplamente utilizado pela indústria de veículos, tem uma estrutura simples, feita por uma mola helicoidal que circunda o amortecedor fixado na parte superior ao chassi do carro por um batente e na parte inferior ligado a um mancal que fica apoiado a uma base comumente chamada de bandeja. Nessa configuração, as vantagens são o baixo custo de manutenção e estrutura compacta, podem também notar um bom conforto aos ocupantes do veículo quando bem projetada devido a flexibilidade do dimensionamento do curso do amortecedor. [1, 2]

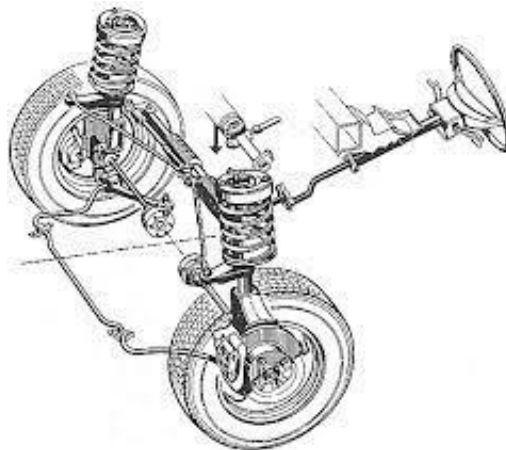


Figura 3 - Suspensão dianteira MacPherson [2]

2.3.2.2 Multi-link

A suspensão “*Multi-link*” ou multibraço está em carros de maior valor devido sua alta complexidade, ela utiliza de conexões existentes nas extremidades das barras, anulando os momentos fletores e tornando a suspensão traseira independente. [1, 2]

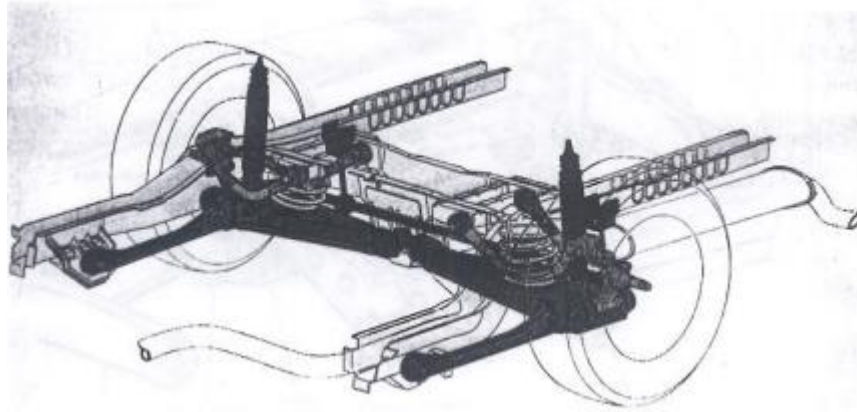


Figura 4 – Multi-link [3]

2.3.2.3 Duplo A

Também conhecida como A-arm é um tipo de suspensão independente com braços sobrepostos, atualmente existem diversos tipos diferentes com variadas organizações dos componentes de cada suspensão, o que determina o tipo de suspensão de braços sobrepostos é o arranjo que foi definido no momento do projeto. Com isso, quando os braços são sobrepostos com um formato de letra “A” recebe o nome de duplo A. Esse tipo de suspensão permite que os braços atrelados às rodas se movam verticalmente, exigindo maiores esforços na estrutura do veículo, sendo necessário que seja bem dimensionada, o que acaba tornando este tipo de suspensão muito mais complexa, além de deixar o veículo mais pesado. [1, 2]

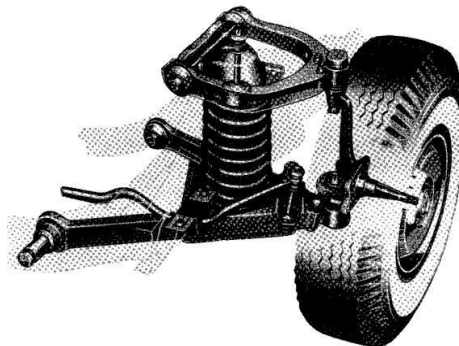


Figura 5 - Duplo A (Double Wishbone) [3]

2.4 CENTRO DE GRAVIDADE

Para analisar a interação entre as rodas e a pista se faz necessário inicialmente definir o centro de gravidade, de maneira que foram consideradas as forças atuantes ao redor deste ponto. Quando o veículo é analisado, levam em consideração a geometria simétrica longitudinalmente, facilitando assim a localização deste ponto, tanto com relação à altura quanto a localização longitudinal.

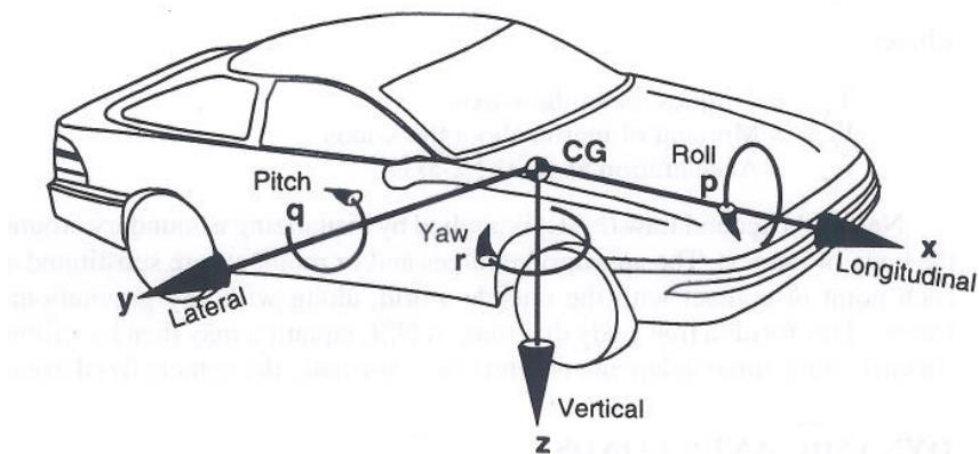


Figura 6 - Representação dos eixos do sistema [3]

Segundo Milliken [4] na dinâmica veicular a massa do veículo é comumente representada como uma massa concentrada posicionada no centro de gravidade do veículo. Esse ponto é a média ponderada dos centros de massa de cada peça que compõe o sistema, nesse caso o veículo. [5]

A fórmula para o centro de gravidade, ao redor de cada eixo (x,y,z) se dá pelo somatório das massas(m_i) e a distância do centroide de cada peça ao centro do veículo (x_i, y_i, z_i) como abaixo:

$$X_{cg} = \frac{\sum_i^n x_i m_i}{\sum_i^n m_i} \quad [1]$$

$$Y_{cg} = \frac{\sum_i^n y_i m_i}{\sum_i^n m_i} \quad [2]$$

$$Z_{cg} = \frac{\sum_i^n z_i m_i}{\sum_i^n m_i} \quad [3]$$

2.5 COMPORTAMENTO DO PNEU

“As principais forças pelas quais um veículo automotor de alta velocidade é controlado são desenvolvidas em quatro pequenas regiões – cada uma do tamanho de uma mão humana – onde os pneus entram em contato com a estrada”. [3] .

Os pneus são importantes componentes no estudo da dinâmica de um veículo, ao estudar uma suspensão é preciso levar em consideração a influência da pista, das forças atuantes e outros fatores no comportamento do pneu, é função de uma boa suspensão ser projetada para garantir que os quatros pneus permaneçam em contato direto com a pista atuante. São pontos que irão influenciar no comportamento do pneu, a força lateral atuante, o ângulo de deslizamento, o ângulo de *Ackerman* e o coeficiente de fricção. [6]

2.5.1 Ângulo de Deslizamento

Também chamado de ângulo de deriva, o ângulo de deslizamento é o ângulo formado entre a trajetória real definida pelo pneu e a trajetória imaginária na qual ele está apontando. Por conta da geometria de *Ackerman* e pela distribuição irregular do peso do automóvel ao longo de uma curva, os ângulos de deslizamentos para cada roda serão diferentes. Além disso, ele é determinante na capacidade de cada pneu gerar força lateral. Calculamos o ângulo de deslizamento (α) a partir do “*Cornering stiffness*” (C_α) e a força lateral (F_y) aplicada com a seguinte formula: [3, 4, 6, 7]

$$F_y = C_\alpha \alpha \quad [4]$$

Reescrevendo então a fórmula [4], substituindo o somatório de força lateral

$$\alpha = \frac{W_t \cdot v^2}{C_\alpha \cdot g \cdot R} \quad [5]$$

Sendo:

W_t - Carga total

V – Velocidade do veículo

R – Raio de Curvatura

2.5.2 Geometria de *Ackerman*

A geometria de *Ackerman* permite que a roda de fora da curva cubra um raio de curvatura maior que a roda interna a curva. Como resultado, a roda interna à curva vira mais que a roda externa, este tipo de configuração é do tipo *pro-ackerman*, contudo, dependendo da situação, pode utilizar também a geometria *anti-ackerman*, onde ocorre o inverso da *pro-ackerman*, ou *parallel-ackerman* que ocorre quando as duas rodas permanecem sempre paralelas. Quando a projeção dos braços de direção do eixo dianteiro se encontra no meio do eixo traseiro (demonstrado na Figura 7), tem uma geometria com *Ackerman* 100%. Chega no coeficiente de *Ackerman* através da seguinte fórmula:[3, 4, 6-8]

$$\delta_{\%} = \tan^{-1} \frac{D_e}{\frac{D_e}{\tan(\delta_{ext})} - D_{bf}} \quad [6]$$

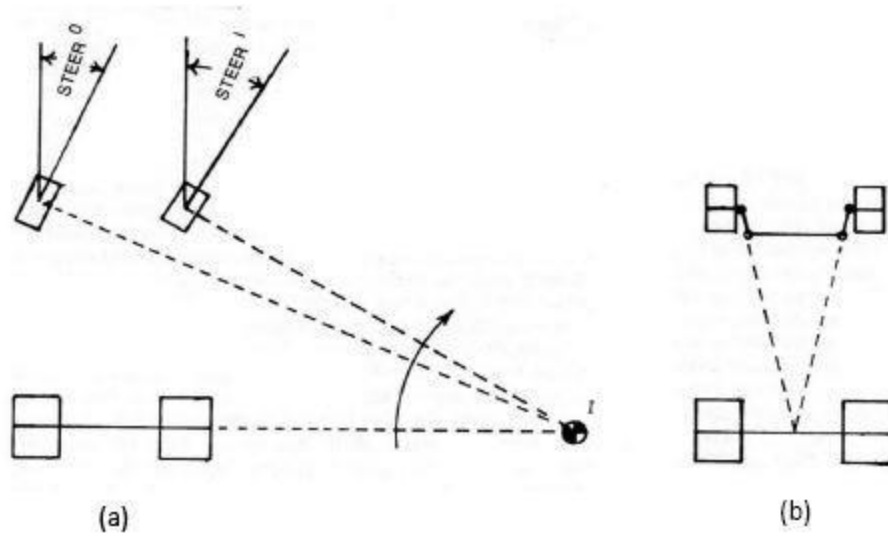


Figura 7 - Geometria de Ackerman [9]

2.5.3 Coeficiente de Fricção

É definido como a razão entre a força lateral gerada pelo pneu (F_y) e a carga normal (F_z) a qual está submetido.

2.6 TRANSFERÊNCIA DE CARGA

A transferência de carga é um efeito dinâmico do veículo que ocorre quando há uma mudança de direção, velocidade ou aceleração, acarretando uma redistribuição do peso do veículo em seus pontos de apoio, podendo essa redistribuição ser longitudinal ou lateral.

2.6.1 Longitudinal

Transferência de carga longitudinal é o resultado da massa do carro acelerando da frente do veículo para a traseira, ou vice-versa no caso da desaceleração. Vale ressaltar que “ o total de peso do veículo não muda; carga é meramente transferida de uma roda para outra” [9] . O total de carga transferida que ocorre é resultado da seguinte fórmula [9].

$$T_{long} = \frac{g \cdot W_t \cdot h_{cg}}{L_e} \quad [7]$$

g = Aceleração da gravidade

W_t = Carga total

h_{cg} – Altura do centro de gravidade

L_e – Comprimento entre eixos

T_{long} – Transferência longitudinal

2.6.2 Lateral

Possui o mesmo princípio de transferência longitudinal contudo, assim como o nome supõe, a carga é transferida lateralmente, durante a curva. A transferência ocorre na roda do lado interno do protótipo à curva para o lado externo. Quando a carga é excessiva pode-se ocorrer ou o capotamento do veículo ou o deslizamento, chamado de sobre esterço e sub-esterço. Quanto maior a capacidade do protótipo de resistir a aceleração centrípeta maior será sua velocidade durante a curva e maior será a transferência de carga lateral. De acordo com *Carol Smith*, é possível calcular a carga transferida com a seguinte formula:[10]

$$T_{lat} = \frac{g \cdot W_t \cdot CG_h}{B_f} \quad [8]$$

B_f = Largura da Bitola Frontal

T_{lat} = Transferência de carga lateral

Pelo regulamento, calcula-se os raios mínimos e máximos de cada tipo de curva a ser enfrentado nos testes dinâmicos. Com as fórmulas, calcula a aceleração centrípeta, permitindo calcular a força lateral de cada situação.

Como consequência da aceleração centrípeta gerada em uma curva, o veículo transfere o peso lateral das rodas internas à curva para as rodas externas. De acordo com Milliken [4], pode-se calcular o somatório de força lateral com a seguinte equação:

$$\Sigma F_y = \frac{m \cdot v^2}{R} \quad [9]$$

ΣF_y = Somatório de força lateral

v = Velocidade

R = Raio de curva

m = Massa do protótipo

2.7 GEOMETRIAS ANTI-DIVE E ANTI-SQUAT

Nos tópicos 2.7.1 e 2.7.2 foram abordadas as condições para se obter a dinâmica correta de *anti-dive* e *anti-squat*, gerando o melhor desempenho e o máximo de segurança. Os efeitos “*anti*” são as interações de massas suspensas, atuando sempre quando há uma aceleração positiva ou negativa.

2.7.1 Anti-Dive

A geometria *anti-dive* atua na desaceleração do veículo, definindo quanto de carga na massa suspensa será transferida para o eixo dianteiro. Quando há um movimento sem rotação da massa suspensa, ou seja, não há nenhum tipo de projeção de rotação da massa, a geometria é considerada total.

Para cálculo do percentual leva-se em consideração a distância entre eixos do veículo (D_e), da altura do centro de gravidade (CG_h), da tangente do ângulo (ϕF e θF) e ainda, da porcentagem de desaceleração no eixo dianteiro do veículo. Para a geometria de *anti-dive*, também é feita uma diferenciação, que, neste caso, é relativa aos tipos de freios *inboard*, (Figura 8(a)), que são aqueles que têm ligação com a

massa suspensa do veículo e os freios *outboard*, (Figura 8(b)), que não têm ligação com a massa suspensa. [4, 5]

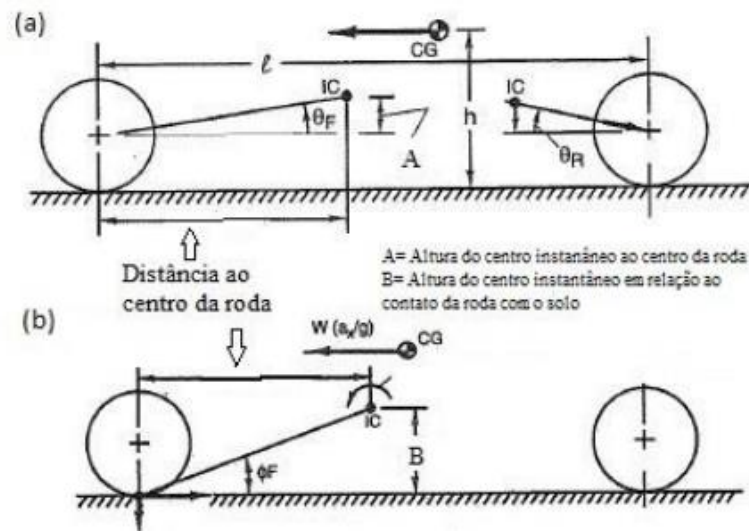


Figura 8 - Anti-dive [4]

O cálculo do percentual para cada tipo de freio segundo a literatura se dá por:

$$(A) \text{ Dive}_{f\%} = \frac{\tan(\theta_F) D_e}{CG_h B_{f\%}} \cdot 100 \quad [10]$$

$$(B) \text{ Dive}_{r\%} = \frac{\tan(\phi_F) B_{f\%}}{CG_h} \cdot 100 \quad [11]$$

2.7.2 Anti-Squat

A geometria *anti-squat* funciona de maneira análoga à *anti-dive*, agindo conforme a aceleração do veículo, realizando a projeção de rotação da massa suspensa a favor do eixo traseiro.

Esta porcentagem é dependente da distância entre eixos do veículo (D_e), da altura do centro de gravidade (CG_h), da tangente dos ângulos (ϕ_r e θ_r) e da posição

do centro instantâneo, como mostrado Figura 9, onde a Figura 9(a) representa a geometria para eixos rígidos e a Figura 9 (b) o cálculo para suspensão traseira independente. [4, 8]

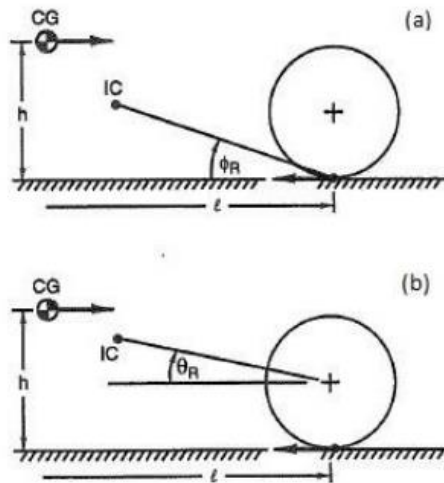


Figura 9 - Anti-Squat [4]

Calcula-se para os dois tipos de suspensões traseiras os percentuais da seguinte maneira. [4]

$$(a): Sq_f\% = \frac{\tan(\phi_r)}{\frac{CG_h}{L_e}} \cdot 100 \quad [12]$$

$$(b) Sq_r\% = \frac{\tan(\theta_r)}{\frac{CG_h}{L_e}} \cdot 100 \quad [13]$$

2.8 ROLAGEM

Uma propriedade muito importante da suspensão diz respeito à localização das forças laterais desenvolvidas pelas rodas que são transmitidas para a massa suspensa. O centro de rolagem afeta o comportamento das massas suspensas e não suspensas, e, portanto, influencia diretamente as curvas. [3]

2.8.1 Eixo de Rolagem

O eixo de rolagem é a linha que conecta o centro de rolagem traseiro com o centro de rolagem dianteiro, como demonstrado na Figura 10. Considerando que os centros de rolagem dianteiros e traseiros não se localizam sempre na mesma altura, conclui-se que o eixo de rolagem dificilmente será paralelo ao chão.

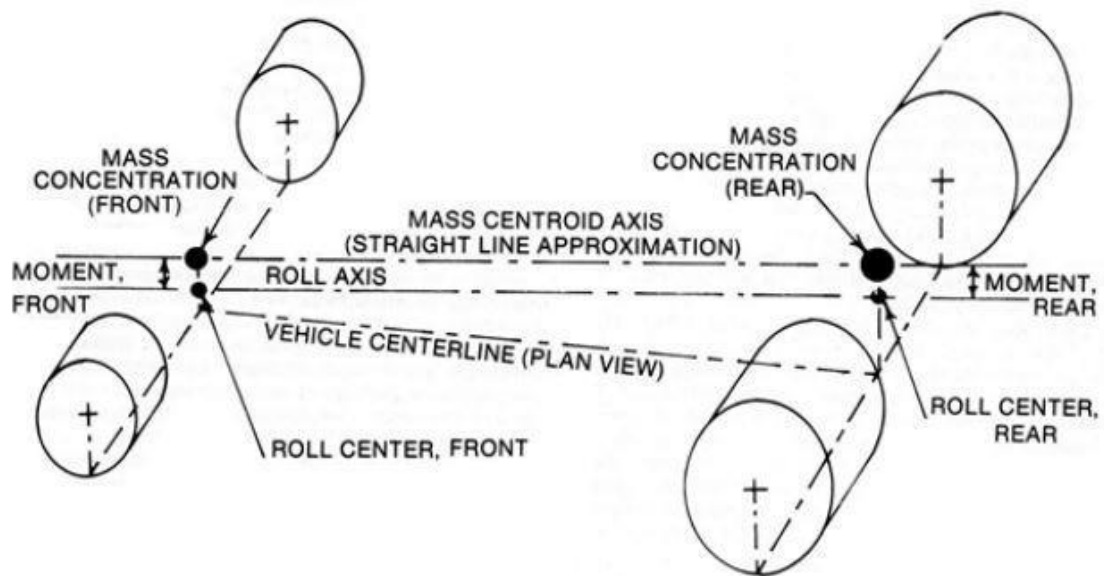


Figura 10 – Eixos de rolagem [4]

2.8.2 Momento de Rolagem

O momento de rolagem é a distância entre o centro de gravidade no plano transversal definido pelos eixos e o centro de rolagem. Para calcular o momento de rolagem do veículo como um todo, e não somente de cada eixo, é exigido achar o plano transversal, que geralmente é localizado no centro de gravidade do carro, e determinar a distância entre o eixo do centroide de massa e o eixo de rolagem.

A fórmula do momento de rolagem é demonstrada abaixo, onde Φ é a rotação sobre o centro de massa do veículo.

$$M_{\Phi} = \frac{W_t h_1 V^2}{Rg} + \Phi \quad [14]$$

2.8.3 Centro de Rolagem

Quando um carro sofre força centrífuga devido a ação de uma curva, a massa suspensa entre as rodas dianteiras e traseiras tende a rolar em torno de um centro, no qual é também localizado em um plano transversal dos eixos. Estes pontos são chamados de centros de rolagem, são a localização das forças laterais, que atuam sobre o chassi e são geradas pelo contato dos pneus com o solo. Também deve-se notar que o centro de rolagem dos eixos dianteiros e traseiros possuem normalmente localizações diferentes, porém sempre contidas no plano direito central do veículo.

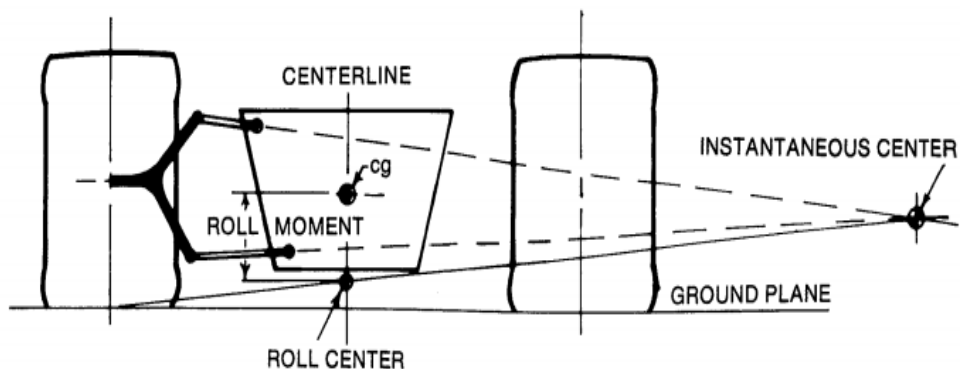


Figura 11 - Determinação do centro de rolamento [3]

Baixo centro de rolagem, possui pouca variação de bitola, menor temperatura do pneu, maior momento de rolagem atuando nas molas e amortecedores (transferência de peso elástica), portanto possui maior inércia na e as respostas do carro são mais lentas.

Alto centro de rolagem, maior variação de bitola, maior temperatura do pneu, menor momento de rolagem atuando nas molas e amortecedores, portanto, tem um carro com respostas mais rápidas em relação a transferência de carga.

Durante a transferência de peso, enquanto a aderência é gerada pelo eixo dianteiro, uma diferença de tempo entre o eixo dianteiro e traseiro acontece. Para diminuir esta diferença de tempo, é comum colocar uma altura do centro de rolagem menor no eixo traseiro. Com um centro de rolagem maior, é possível colocar molas mais deformáveis, o que afetaria o amortecimento.[4, 9]

Calcula-se o ângulo de rolagem usando a fórmula abaixo, utilizando de ângulos apresentados anteriormente nas geometrias de anti-dive e anti-squat (Φ_f , Φ_r)[15]:

$$\gamma = \frac{W_t h_1 V^2}{Rg(\Phi_f + \Phi_r - W_t h_1)} \quad [15]$$

2.8.4 Anti-Rolagem

As barras anti-rolagem melhoram a distribuição de cargas durante a transferência de carga lateral, reduzindo o ângulo de rolagem e aumentando o solavanco da suspensão.

“Ajustar as barras estabilizadoras é uma maneira comum de alterar a estabilidade de um carro em uma curva estável. Isso funciona por meio da sensibilidade de carga dos pneus - um par de pneus com carga não uniforme tem degradado o desempenho da força lateral em comparação com os mesmos pneus com a mesma carga total dividida igualmente entre eles. Assim, para degradar a capacidade da força lateral da extremidade dianteira de um carro, a barra estabilizadora é reforçada nessa extremidade. Isso funciona até que a roda dianteira interna esteja fora do solo e a pista dianteira não possa fornecer nenhum momento de rotação adicional.” [4, 9]

2.9 POSICIONAMENTO NA MANGA E CUBO

O conjunto pneu e roda é considerado o ponto mais importante de qualquer veículo, pois como esse é ponto de contato com o solo dita as mudanças de direção do veículo e a transmissão de tração para aceleração e desaceleração. Portanto, estudando o posicionamento deste conjunto com a manga e o cubo, foram selecionados os parâmetros desejados e assim encontrados os posicionamentos dos pontos críticos para o desenvolvimento do projeto.

2.9.1 Cáster e *Mechanical Trail*

O cáster é o ângulo entre o eixo de direção (*steering axis*) e a linha central perpendicular, podemos observar melhor na Figura 12. *Mechanical Trail* é diretamente relacionado ao cáster.

Um valor mais positivo no cáster, dá ao piloto um melhor feedback em linha reta. Isto torna o veículo mais fácil de dirigir e com melhor resposta na dirigibilidade e estabilidade direcional. Além disso, causa um maior ganho positivo no câmbor na roda interna e negativo na roda externa, quando ocorre o esterçamento das rodas, portanto melhora o comportamento do veículo durante a curva.

Com um *mechanical trail* positivo a roda tende a retornar para a posição inicial, o que ajuda a manter o carro em linha reta.[4]

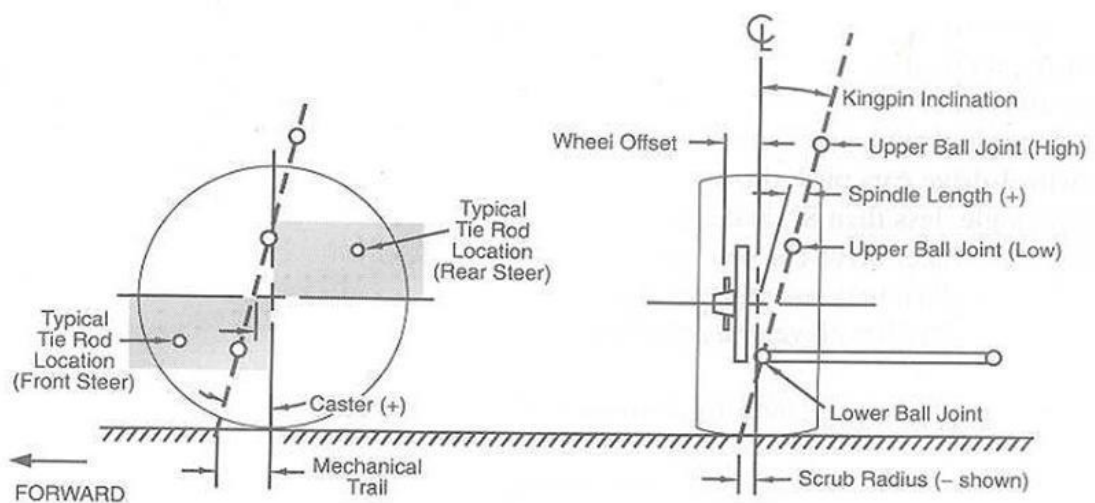


Figura 12 - Parâmetros da suspensão [4]

2.9.2 Scrub Radius

O *scrub radius* é o braço de alavanca das forças longitudinais aplicadas na área de contato. Na suspensão dianteira, um valor positivo ganha-se estabilidade, porque ganha-se divergência nas rodas quando está desacelerando, e convergência quando se acelera. Um valor negativo é usado em veículos com motor de alta potência.[8]

2.9.3 Pino Mestre

A roda direcional é feita para rodar em torno do pino mestre, tanto nas rodas traseiras como dianteiras. O pino mestre possui uma inclinação que é ângulo entre o plano da roda e seu eixo.

O ângulo do pino mestre (kingpin) tem influência nas variações geométricas do plano da roda quando esterçadas e nas forças transmitidas para o chassi. Combinado com o ângulo de cáster, afeta a estabilidade de direção. Este ângulo precisa ser positivo para permitir um melhor feedback, mas não deve ser muito alto para limitar o ganho de câmbio quando esterçado.

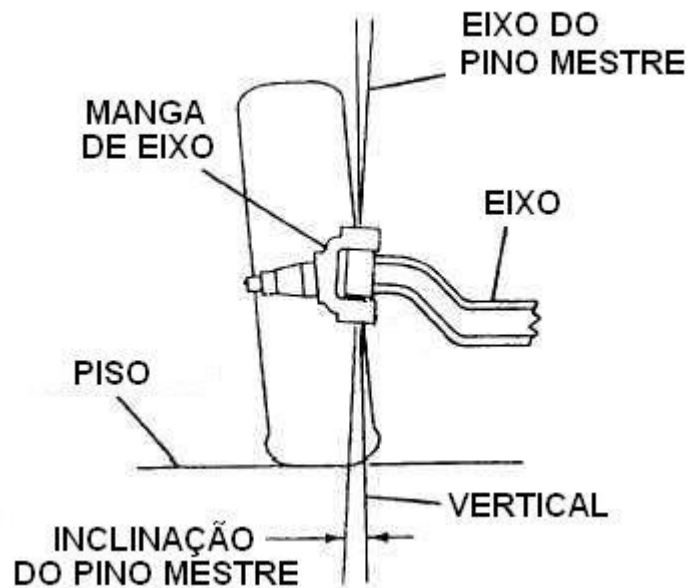


Figura 13 - Inclinação do pino mestre

2.9.4 Convergência e Divergência

Um veículo desalinhado causa desgaste excessivo no pneu devido a forças atuantes contrárias à desejada, ao fazer o alinhamento das rodas busca-se pelos corretos ângulos de convergência e divergência, que são marcados pelo fechamento ou abertura do ângulo formado entre os planos médios das rodas, quando as rodas são apontadas para o lado de dentro, é considerado convergência, e o oposto divergência.

Convergência, torna o veículo mais estável na reta e permite absorver irregularidades e desníveis com mais facilidade sem tirar o veículo da trajetória.

Divergente, causa maior agilidade para o esterçamento, porém há maior instabilidade na reta.[3]

2.9.5 Ângulo de Cambagem

O ângulo de cambagem é a inclinação da roda de um veículo em relação ao plano vertical, como na Figura 14. Sendo positivo quando a parte superior da roda se inclinar para fora e negativo ao contrário. Ao se contornar uma curva, o ângulo de cambagem da roda externa e interna são diferentes da posição estática, a roda externa tende a diminuir o ângulo de cambagem e a roda interna tende a ganhar cambagem, o quanto se ganha depende do câster, pino mestre, bitola, velocidade da curva e raio de curvatura.

Quando o ângulo de cambagem está muito negativo, o efeito chamado *camber thrust* aumenta. Trata-se, da força lateral formada pela distorção elástica do pneu, pela adesão e pelo encaixe de suas moléculas na superfície do asfalto poroso. Ou seja, muita cambagem gera baixa superfície de contato, reduzindo a aderência. Desta forma, o ideal é possuir a maior área de contato do pneu com o solo.

Em suma, maior cambagem negativa leva um o veículo a possuir maior aderência em curva, contudo piora a desaceleração do veículo. [6, 9, 11]

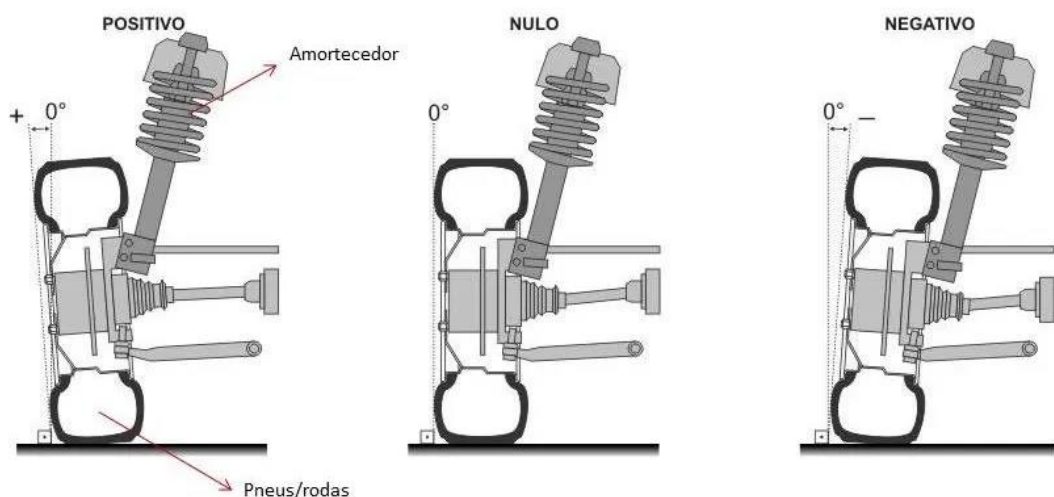


Figura 14 - Demonstração de cambagem[12]

2.10 BUMPSTEER

Quando ocorre movimento vertical da massa suspensa do veículo, as rodas devem manter a direção desejada, contudo dependendo do alinhamento das balanças e braço de direção, pode ocorrer um esterçamento indesejado da roda e, conseqüentemente, instabilidade da direção. A Figura 13, demonstra como devem ser posicionados os componentes, a fim de não se obter *bumpsteer*.

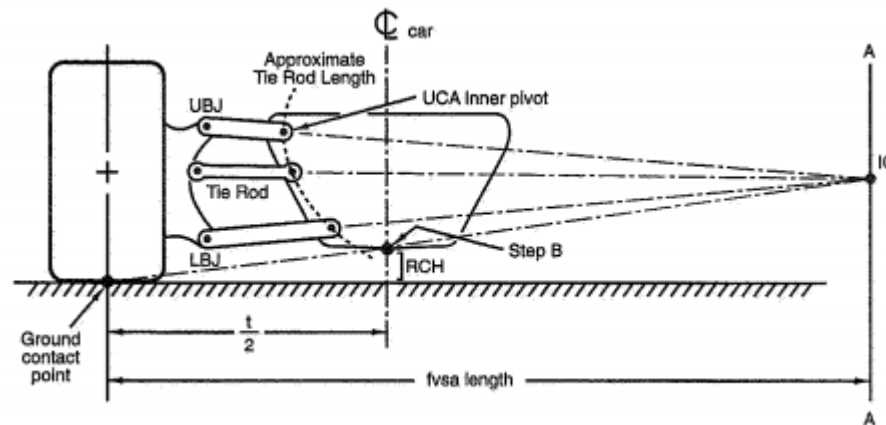


Figura 15 - Bump Steer [13]

Na figura 15, deixa claro que é preciso posicionar as balanças (“*Upper A-arm*” e “*Lower A-arm*”) e o braço de direção (*Tie-Rod*) de forma que suas projeções se encontrem no mesmo ponto. Também há melhora se os pontos internos de fixação, da balança com o chassis, e o ponto de conexão, entre a barra de direção e a caixa de direção, forem posicionados na mesma linha, como demonstrado na figura 13. Obter nenhum *bumpsteer* é o ideal para o melhor comportamento do protótipo. [4, 9]

2.11 ENTRE EIXOS E BITOLA

Entre eixos é a medida entre o centro das rodas do eixo dianteiro e o centro das rodas do eixo traseiro. Já as bitolas são a distância entre as rodas de um mesmo eixo. Na figura 16 é possível visualizar a influência dos entreeixos nas características dos veículos:

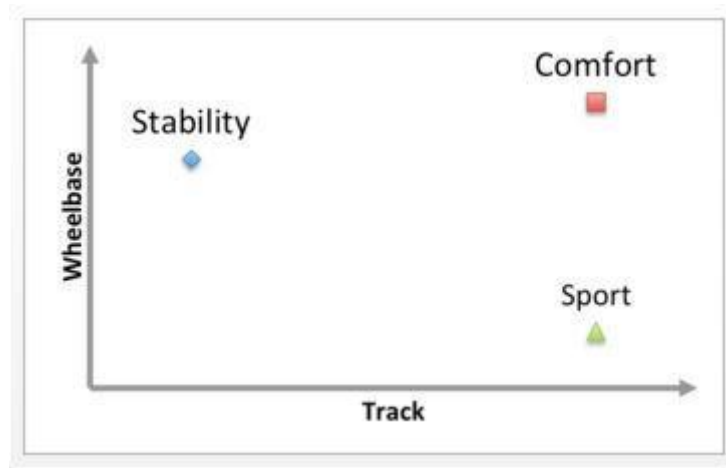


Figura 16 - Entre-eixos X bitola [14]

Como demonstrado na Figura 16, para um desenvolvimento de um protótipo esportivo, é preciso de um entre eixos curtos e uma bitola larga.

Para a bitola, apenas algumas análises levaram ao resultado. Procura-se utilizar pequenas bitolas visto que essa é uma competição com curvas de alta maneabilidade, baixa velocidade e baixíssimo raio de curvatura. [2, 4, 9]

2.12 Modelo $\frac{1}{4}$ de veículo

Os sistemas de suspensão de um veículo possuem influência direta sobre o seu desempenho dinâmico e conforto do usuário. Em um automóvel, a suspensão é responsável pela interface entre a pista, que possui irregularidades, e a carroceria, cujas acelerações são percebidas pelo condutor e passageiro. De forma simplificada, o sistema de suspensão de um veículo pode ser modelado por um conjunto de duas massas, acopladas entre si por um sistema de mola e amortecedor, ligado à pista por uma mola. Este modelo é conhecido como “modelo de um quarto de carro”. Como mostrado na Figura 17.[15]

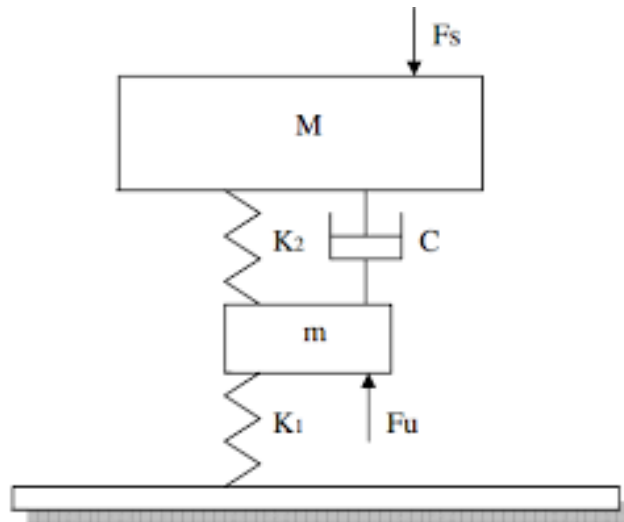


Figura 17 - Mola, amortecedor e Pneu

Onde:

M - Massa suspensa

m - Massa não suspensa

C - Coeficiente de amortecimento da suspensão

K2 - Rigidez da mola

K1 - Rigidez do pneu

Fs - Força atuante na massa suspensa

Fu - Força atuante na massa não suspensa

CAPÍTULO 3

3. CÁLCULOS

Quando se fala no desenvolvimento de um projeto de suspensão, é necessário partir do contato do veículo com o solo através dos pneus. Desta maneira, o tipo de pneu utilizado e as suas características, irão influenciar em todos os cálculos efetuados para o desenvolvimento da suspensão. O pneu utilizado irá afetar a força lateral desenvolvida de acordo com o ângulo de deslizamento gerado com determinada força vertical aplicada pelo veículo. Para saber os parâmetros das forças geradas de acordo com as variações dos ângulos de escorregamentos, foi preciso realizar um teste de “tire stress”, porém para isso, é preciso determinar diversas medidas do veículo que serão usadas como dados de entrada, como iremos observar abaixo.

3.1 PARÂMETROS INICIAIS

3.1.1 Balizas de Projeto

Para se iniciar os cálculos e atestar as influências no comportamento da suspensão, foram utilizadas algumas medidas preestabelecidas. Tais medidas foram retiradas das regras da competição, conhecimentos prévios acerca do comportamento das partes, e dados já estabelecidos pelo mercado, realizando assim uma pesquisa e coleta de informações.[14]

Pelo regulamento da competição temos as seguintes definições:

- Entre-eixo Mínimo de 1525 mm
- Bump/Rebound Mínimo de 25,4/25,4 mm
- Tipo de suspensão deve ser independente com balanças duplo A.

3.1.2 Pneu e Roda

O pneu utilizado, e conseqüentemente influenciando no restante do projeto, foi do tipo comercial 175 70 r13, como podemos visualizar na imagem abaixo, com as seguintes medidas: uma largura de 175 mm, porcentagem da banda de 0,70% e o Raio de 287,60 mm.



Figura 18 - Pneu 175/70 R13

3.1.3 Dimensões gerais

Como os parâmetros são regulados e possuem uma faixa de valores a ser respeitada, os conhecimentos prévios acerca da pista foram balanceados com os valores limites a serem respeitados. A pista a ser percorrida possui um diâmetro de curvatura muito pequeno, com isso para manter a efetividade do veículo é necessário um entre eixos curto, como a regra estabelece um entre eixos de no mínimo 1525 mm, e utilizando uma pequena margem de segurança, foi escolhido o valor de 1550 mm. Desta forma, é possível manter perto do limite inferior que a regra estabelece e realizar curvas com pequenos raios de curvatura.

Pelo regulamento a menor bitola não pode ser menor que 75% do tamanho da maior bitola, a partir de estudos sobre as especificações técnicas das outras equipes (quanto menor a bitola, menor é o ângulo de esterçamento das rodas), foi encontrado empiricamente o valor de 1200 mm de bitola, sendo um bom tamanho inicial, que posteriormente foi validado nas simulações geométricas e dinâmicas.

3.1.3 Centro de gravidade

O centro de gravidade foi encontrado de maneira empírica. Depois de pronto o projeto, diferentes centros de gravidade foram simulados e suas possíveis consequências em todo o resto do projeto. Após diversas simulações no software *Carsim*, foi estudado em todas as simulações onde seria mais efetivo manter o centro de gravidade. Desta maneira os valores encontrados foram: altura de 335 mm, distância para o eixo dianteiro de 775 mm e distância ao eixo traseiro de 775 mm.

3.1.4 Massa total do veículo

Foram utilizados limites máximos e mínimos de massa total para calcular o peso do veículo e estimar os valores de carregamento vertical em cada roda. Para isto os valores médios das massas de cada componentes foram respeitados.

Tabela 1 - Massa total do veículo

Massa total do veículo [kg]		
Componente	Ideal	Max
Chassis	40	50
Motor	70	80
Transmissão	20	30
Suspensão frontal	8	15
Suspensão traseira	8	15
Sistema de direção	8	10
Bateria	3	5
Tanque com combustível	10	15
Radiador	7	8
Piloto	70	100
Rodas frontais	23	26
Rodas Traseiras	23	26
Carenagem	10	20

Total	300	400
-------	-----	-----

Fonte: Elaborada pelos autores

Com uma massa total de 300 kgs, e um fator de segurança (F_{es}) igual a 2,34 (sendo o ideal para veículos um fator de segurança de 2 a 2,5 [16]). Desta maneira, com a massa de 300 kgs, teremos em cada roda uma força vertical de 735,75 N, utilizando o fator de segurança especificado, vamos obter em cada roda do veículo uma força vertical do projeto de 1725 N. A força vertical de 1725 N irá guiar todo o projeto, sendo não mais necessário a aplicação do fator de segurança em outros parâmetros, já que a força vertical é o ponto inicial do projeto e todos os outros cálculos dependeram desta.

3.1.5 Distribuição de carga e momento de inércia

Com estudo de uma distribuição de peso, assumindo para fins de cálculo a simetria do eixo longitudinal, foi utilizado uma proporção de 50% do peso concentrado no eixo traseiro e 50% do peso no eixo dianteiro.

Tabela 2 - Carga total

Carga [N]	
Frontal	1471
Traseira	1471
Roda dianteira	735
Roda traseira	735
Total	2942

Fonte: Elaborada pelos autores com base nos dados colhidos.

Com valores colocados na Tabela 2, é possível achar os momentos de inércia nas 3 direções do plano, conforme a Tabela 3, assumindo o veículo como um paralelepípedo, utilizando as fórmulas abaixo:

$$I_x = \frac{1}{12} m(b^2 + c^2) \quad (15)$$

$$I_y = \frac{1}{12} m(c^2 + a^2) \quad (16)$$

$$I_z = \frac{1}{12} m(a^2 + b^2) \quad (17)$$

Tabela 3 - Momento de inércia

Momento de Inércia (Kg.m ²)	
<i>Roll Inertia (I_{xx})</i>	41,14
<i>Pitch inertia (I_{yy})</i>	70,95
<i>Yaw Inertia (I_{zz})</i>	90,31

Fonte: Elaborada pelos autores

3.1.6 Ângulo de deslizamento

Durante a movimentação do veículo em diferentes pistas, o pneu sofrerá deformações, que gerarão diferentes ângulos de escorregamento. A união da variação do ângulo de escorregamento com a aplicação da força vertical, advinda do peso do conjunto veículo + motorista, irá gerar diferentes forças laterais.

O ângulo de escorregamento α é definido como o ângulo entre a velocidade de rolamento V_r e a velocidade de deslocamento V_{cx} . [3, 14]

$$\tan \alpha = \frac{-V_{cy}}{V_{cx}} \quad (18)$$

Para analisar as forças laterais geradas no pneu 175/70 R13, o pneu foi submetido ao teste de "tire stress", onde uma força vertical é aplicada e foram

gerados, propositalmente, diferentes ângulos de escorregamento, e assim medidas as forças laterais geradas.

Na Tabela 4 é possível observar as diferentes forças laterais geradas em determinado ângulo de escorregamento com determinada força vertical aplicada.

Tabela 4 - Força lateral

Ângulo de escorregamento [graus]	Força lateral Fy [N]				
0,5	444,36	894,19	1293,54	1601,93	1784,39
1	843,55	1694,50	2452,99	3047,78	3417,90
1,5	1162,09	2327,41	3373,13	4214,48	4780,29
2	1403,45	2800,60	4064,18	5111,02	5873,77
2,5	1580,72	3142,10	4565,24	5779,43	6731,16
3	1707,08	3379,93	4915,41	6261,69	7385,32
3,5	1795,66	3542,12	5153,78	6599,82	7869,06
4	1859,60	3656,67	5319,43	6835,85	8215,23
4,5	1893,83	3713,24	5402,64	6968,31	8439,30
5	1904,16	3724,46	5422,23	7019,99	8564,79
5,5	1896,19	3701,92	5395,45	7011,91	8613,61
6	1875,03	3656,45	5337,38	6962,70	8605,54
6,5	1845,30	3597,00	5261,20	6887,90	8557,90
7	1810,95	3531,15	5177,14	6800,20	8485,17
	1725	3500	6100	6950	9005
	Carga vertical da roda [N]				

Fonte: Elaborada pelos autores, com os dados fornecidos pelo *Carsim*.

Através dos cálculos, o ângulo máximo de escorregamento foi de aproximadamente 5 graus para uma carga vertical de 1725 N por roda, pois há um declínio na força lateral a partir deste ponto.

Com os seguintes dados foi traçada, na Figura 19, as curvas das forças laterais, originadas por determinado ângulo de escorregamento, em função da carga vertical atuante no sistema.

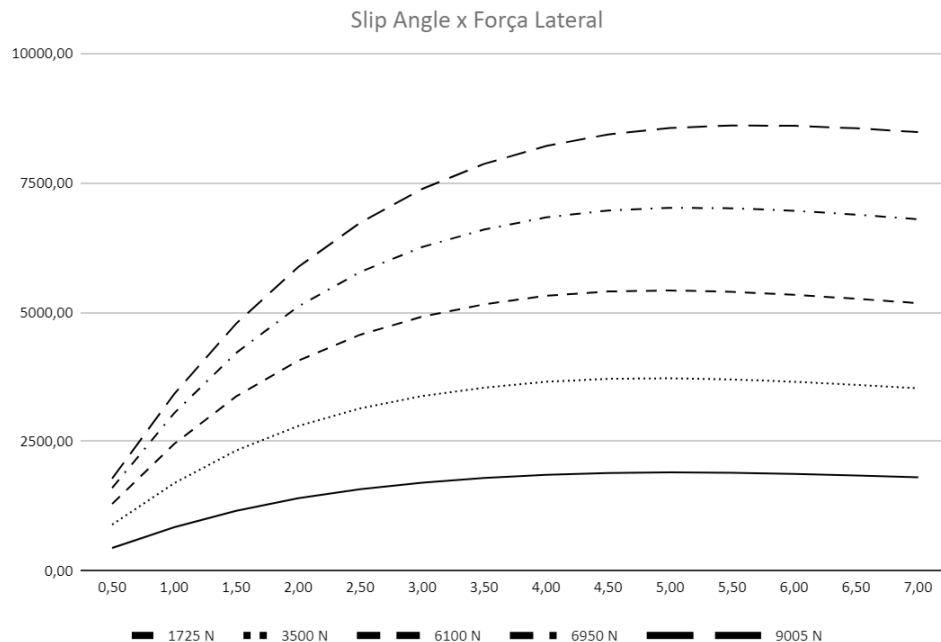


Figura 19 – Gráfico ângulo de deslizamento x força lateral

3.2 COEFICIENTE DE FRICÇÃO

A razão da força que o pneu é capaz de gerar em função do carregamento vertical é chamado de “coeficiente de fricção”. [9] Ou seja, define-se com a razão entre a força lateral gerada pelo pneu (F_y) e a carga normal (F_z) no qual está submetido.

$$C_y = \frac{F_y}{F_z} \quad (19)$$

É importante notar que o coeficiente de fricção é adimensional, isso é uma indicação da força máxima que pode ser desenvolvida por um pneu quando comparado por outro pneu nas mesmas condições. Entendido o seu significado como

um conceito no estudo da dinâmica dos pneus, os projetistas usam isso como um dos fatores para estimar a performance e as características de manuseio de diferentes pneus. [3, 4, 9, 17]

Como o coeficiente de fricção é a razão entre a força lateral gerada pelo pneu e a força normal aplicada, e a força lateral, sob mesma força normal, será influenciada em função do ângulo de deslizamento aplicado. Desta maneira, o coeficiente de fricção vai depender do ângulo de escorregamento atuante, conforme a tabela abaixo:

$$F_c = \frac{F_z}{F_y} \quad (20)$$

Desta maneira, o coeficiente de fricção vai depender do ângulo de escorregamento atuante, conforme a Tabela 5:

Tabela 5 - Coeficiente de fricção

Ângulo de escorregamento [graus]	Coeficiente de fricção				
0,5	0,26	0,26	0,21	0,23	0,20
1	0,49	0,48	0,40	0,44	0,38
1,5	0,67	0,66	0,55	0,61	0,53
2	0,81	0,80	0,67	0,74	0,65
2,5	0,92	0,90	0,75	0,83	0,75
3	0,99	0,97	0,81	0,90	0,82
3,5	1,04	1,01	0,84	0,95	0,87
4	1,08	1,04	0,87	0,98	0,91
4,5	1,10	1,06	0,89	1,00	0,94
5	1,10	1,06	0,89	1,01	0,95
5,5	1,10	1,06	0,88	1,01	0,96
6	1,09	1,04	0,87	1,00	0,96
6,5	1,07	1,03	0,86	0,99	0,95

7	1,05	1,01	0,85	0,98	0,94
	1725	3500	6100	6950	9005
Carga vertical da roda [N]					

Fonte: Elaborada pelos autores de acordo com os dados do *Carsim*.

3.4 CORNERING STIFFNESS

O *cornering stiffness* depende de várias variáveis dentre elas: tamanho do pneu e tipo, número de camadas, ângulo dos sulcos, largura do pneu. Para um dado pneu a carga e a pressão de inflação são as principais variáveis. A velocidade não tem forte influência nas forças laterais (*cornering*) produzidas por uma roda. [3, 4, 6]

Cada tipo de pneu terá uma dureza diferente, relacionada ao material utilizado na fabricação dele. Essa dureza determinará o quanto um pneu é capaz de ser deformado ao longo do processo de performance do veículo em uma pista, quanto mais macio um pneu for, mais ele se deformará em função da mesma carga vertical na mesma pista, mais contato com a pista ele terá, conseqüentemente maior aderência, entretanto, maior será o desgaste. Essa capacidade de deformação do pneu irá determinar a carga G máxima suportada pelo veículo, que será onde o ângulo de escorregamento é máximo, influenciando diretamente a geometria de Ackerman. Ao calcular o ângulo de escorregamento do sistema, verifica se que seu valor máximo se dá em 5 graus, com isso, nesse momento o sistema possui a carga máxima lateral atuando. Nas Tabelas 6 e 7 pode-se observar os valores das forças G em função dos ângulos de escorregamento em determinada força vertical, de acordo com as equações:

Cornering Stiffness:

$$C_s = \frac{F_y}{\alpha} \quad (21)$$

Cornering coeficiente:

$$C_c = \frac{C_s}{F_z} \quad (22)$$

Tabela 6 - Cornering stiffness eixo frontal

Externa Frontal				Interna Frontal			
Slip angle [graus]	Força lateral Fy [N]	Cornering Stiffness [N/graus]	Cornering Coeficient	Slip angle [graus]	Força lateral Fy [N]	Cornering Stiffness [N/graus]	Cornering Coeficient
0,5	385,20	770,40	0,72	0,5	234,02	468,04	1,82
1,0	721,29	721,29	0,68	1,0	431,28	431,28	1,68
1,5	970,25	646,83	0,61	1,5	563,67	375,78	1,46
2,0	1138,62	569,31	0,53	2,0	637,70	318,85	1,24
2,5	1244,00	497,60	0,47	2,5	668,50	267,40	1,04
3,0	1304,05	434,68	0,41	3,0	671,27	223,76	0,87
3,5	1336,40	381,83	0,36	3,5	661,16	188,90	0,74
4,0	1358,66	339,67	0,32	4,0	653,32	163,33	0,64
4,5	1357,23	301,61	0,28	4,5	632,02	140,45	0,55
5,0	1337,74	267,55	0,25	5,0	600,86	120,17	0,47
5,5	1305,45	237,36	0,22	5,5	563,23	102,41	0,40
6,0	1265,29	210,88	0,20	6,0	522,37	87,06	0,34
6,5	1221,39	187,91	0,18	6,5	480,99	74,00	0,29
7,0	1177,24	168,18	0,16	7,0	441,42	63,06	0,25
Carga vertical da roda [N]			1067	Carga vertical da roda [N]			257

Fonte: Elaborada pelos autores com os cálculos encontrados.

Tabela 7 - Cornering stiffness eixo traseiro

Externa traseira				Interna traseira			
Slip angle [graus]	Força lateral Fy [N]	Cornering Stiffness [N/graus]	Cornering Coeficient	Slip angle [graus]	Força lateral Fy [N]	Cornering Stiffness [N/graus]	Cornering Coeficient
0,5	432,87	865,73	0,65	0,5	241,22	482,45	1,63
1,0	812,72	812,72	0,61	1,0	445,10	445,10	1,51
1,5	1098,44	732,30	0,55	1,5	583,03	388,69	1,32
2,0	1296,56	648,28	0,49	2,0	661,56	330,78	1,12
2,5	1425,45	570,18	0,43	2,5	695,92	278,37	0,94
3,0	1503,56	501,19	0,38	3,0	701,41	233,80	0,79
3,5	1549,29	442,66	0,33	3,5	693,32	198,09	0,67

4,0	1581,05	395,26	0,30	4,0	686,91	171,73	0,58
4,5	1585,88	352,42	0,27	4,5	666,56	148,13	0,50
5,0	1570,07	314,01	0,24	5,0	635,96	127,19	0,43
5,5	1539,47	279,90	0,21	5,5	598,58	108,83	0,37
6,0	1499,53	249,92	0,19	6,0	557,76	92,96	0,31
6,5	1454,83	223,82	0,17	6,5	516,26	79,42	0,27
7,0	1409,24	201,32	0,15	7,0	476,47	68,07	0,23
Carga vertical da roda [N]			1323	Carga vertical da roda [N]			295

Fonte: Elaborada pelos autores com os cálculos encontrados.

3.5 GEOMETRIA DE ACKERMAN

A Geometria de Ackerman foi elaborada para analisar a diferença entre os raios de curvatura gerados pelo caminho realizado entre a roda interna e externa durante uma curva pois, como os raios dos arcos são diferentes o ideal é que tenhamos ângulos de esterçamentos diferentes. Desenvolver um sistema de direção eficiente através dos cálculos da geometria de Ackerman diminui a instabilidade e desgaste primitivo.

Ao realizar o desenvolvimento de uma suspensão, deve-se levar em consideração a geometria escolhida da direção, podendo esta ser paralela, Ackerman, Pró-Ackerman ou Anti-Ackerman.

Na geometria de Ackerman é traçada uma linha estendendo o eixo traseiro e uma linha perpendicular às rodas, encontrando a linha estendida do eixo traseiro, calcula-se o ângulo entre cada linha perpendicular a cada pneu com a extensão do eixo traseiro, esse ângulo será o ângulo de esterçamento. Como demonstrado na Figura 20.

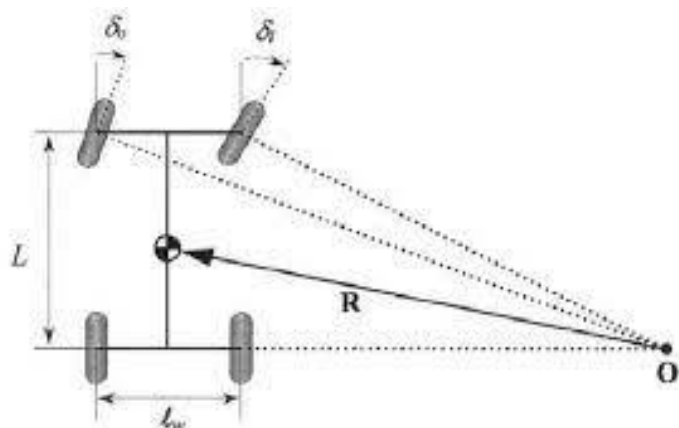


Figura 20 - Geometria de Ackerman[3]

Durante a prova, foi medido o raio de curvatura da maioria das curvas. Com este valor, estende-se o eixo traseiro e o liga até cada pneu, para encontrar o ângulo adequado de esterçamento para a prova. Como demonstrado na tabela 8, os ângulos de esterçamento necessário para cada roda e para a geometria de Ackerman, de acordo com o raio de curvatura.

Tabela 8 - Geometria de Ackerman

Geometria de Ackerman			
Raio da curva [mm]	ângulo roda interna [°]	ângulo roda externa [°]	Ângulo de Ackerman [°]
1000	75,53	44,09	57,17
2000	47,91	30,8	37,78
3000	32,86	23,29	27,32
4000	24,51	18,62	21,18
5000	19,41	15,47	17,22
6000	16,02	13,22	14,48
7000	13,61	11,53	12,49
8000	11,83	10,22	10,97
9000	10,45	9,17	9,77
10000	9,36	8,32	8,81
15000	6,14	5,67	5,92

Fonte: Elaborada pelos autores com os dados calculados previamente.

Como a média dos raios das curvas realizadas durante as provas terão um raio de 5000 mm, os ângulos utilizados para a roda interna e externa foram, respectivamente, 19,41 graus para a roda interna e 15,47 graus para a externa, assim o Ackerman utilizado foi de 17,22 graus.

É importante frisar que, quando adotada, a geometria de Ackerman a roda interna ao movimento irá esterçar mais do que a roda externa, por conta das distâncias ao centro de curvatura, mantendo assim as trajetórias concêntricas e reduzindo o deslizamento do carro durante o movimento, reduzindo resistência ao rolamento quando tivermos 100% de Ackerman.

3.6 DESACELERAÇÃO E ACELERAÇÃO

Quando a aceleração é diferente de zero é importante estudar a maneira que a massa suspensa do veículo se comportará. Essa mudança de velocidade com o tempo gera um desbalanceamento com relação a distribuição dos esforços na suspensão traseira e dianteira. Quando o veículo é acelerado a massa do carro tende a ser transferida para trás, fazendo um movimento horário, levando em consideração a linha longitudinal do veículo. Para este aspecto podemos contabilizar esta transferência de carga a partir da fórmula detalhada por.

$$transferencia\ longitudinal(N) = Aceleração\ (g) * \frac{peso(n) * altura\ cg(m)}{Wheelbase(m)} \quad (23)$$

Conforme dados imputados na Tabela 9:

Tabela 9 - Parâmetros estabelecidos

Dados usados (não alteráveis)		
Gravidade	9,81	m/s ²
Peso carro	300	Kg
Carga Total	2.942	N
Carga Frontal	1471	N
Carga Traseira	1471	N
Entre-eixo	1550	Mm

Bitola dianteira	1200	Mm
Bitola traseira	1150	Mm
Altura CG	335	Mm

Fonte: Elaborada pelos autores com os dados encontrados nas regras da competição e calculados.

Agora, calcula-se para determinadas acelerações as transferências de carga longitudinais conforme Tabela 10:

Tabela 10 - Carga longitudinal

G.s	[N]
0,15	95
0,3	191
0,45	286
0,6	382
0,75	477
0,9	572
1,05	668
1,2	763
1,35	859
1,5	954
1,65	1049
1,85	1177
2	1272

Fonte: Elaborada pelos autores de acordo com os dados calculados.

3.7 ROLAGEM

Um dos momentos mais críticos do projeto de uma suspensão é o centro de rolagem. Este irá depender da altura da suspensão, onde é prolongada uma reta através do braço superior da suspensão que irá entrar em contato com a carroceria, prolonga-se uma outra reta proveniente do braço inferior e é marcado o ponto onde ambas se encontram, chamado de centro instantâneo. Feito isso, o ponto onde o pneu

entra em contato com o solo é ligado ao centro instantâneo. Traça-se uma reta vertical que divide o esquema carroceria e suspensão em dois, perfeitamente simétricos, marcando o ponto que esta cruza a reta que sai do ponto de contato do pneu, tal ponto é chamado de centro de rolagem. Seu cálculo e dimensionamento são de extrema importância, pois quanto mais afastado esse centro de rolagem se encontrar do centro de gravidade, maior será a alavanca gerada no momento das curvas, ou seja, maior é o momento gerado e assim maior será o torque. Com isso, é possível estimar nos momentos críticos a quantidade de força resultante que será aplicada sobre os braços das suspensões externas, e se o carro tenderá ao capotamento ou não em determinada velocidade. Através da Figura 21 podemos observar o esquema explicado: [4, 17, 18]

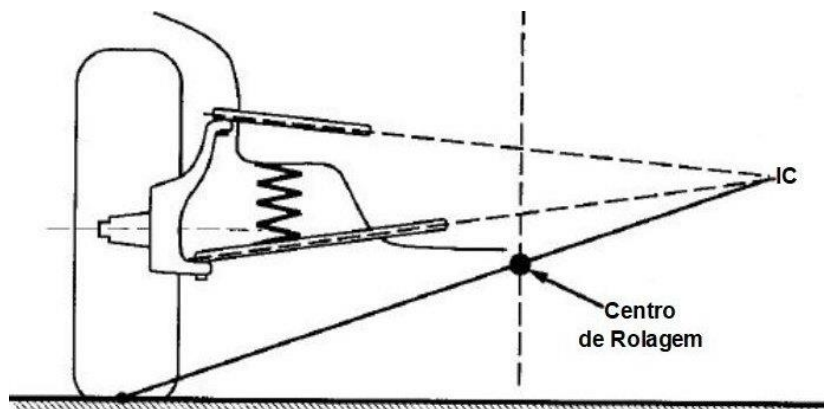


Figura 21- Centro de rolagem

Com isso, é calculado o centro de rolagem e todos os seus efeitos em função das velocidades aplicadas no veículo ao longo da pista e diferentes curvas. Considerando que o *Skidpad* é o teste em que mais adequado para estudar os efeitos da rolagem, usamos como base seu raio de curvatura de 9,125 metros como conta no regulamento da corrida. Na tabela 11 foram calculados os parâmetros necessários para o estudo, contudo, a partir do cálculo da força lateral máxima, é possível determinar a velocidade máxima.

Cargas:

$$Wt = m_t g \quad (24)$$

$$Wf = 0,5 m_t \quad (25)$$

$$Wr = 0,5 m_t \quad (26)$$

Tabela 11 - Cargas exercidas sobre a suspensão

Carga [N]	
Carga Total	2.942
Carga Frontal	1.471
Carga Traseira	1.471
Carga/roda dianteira	735
Carga/roda traseira	735

Fonte: Elaborada pelos autores.

Para a sequência de cálculos, é necessário utilizar as informações colhidas a partir do teste do ângulo de deslizamento feito no pneu, esses valores são fornecidos pelo fabricante e estão na Tabela 4, com eles foram calculados os coeficientes de fricção da Tabela 5 e desta forma plotamos o seguinte gráfico da Figura 22:

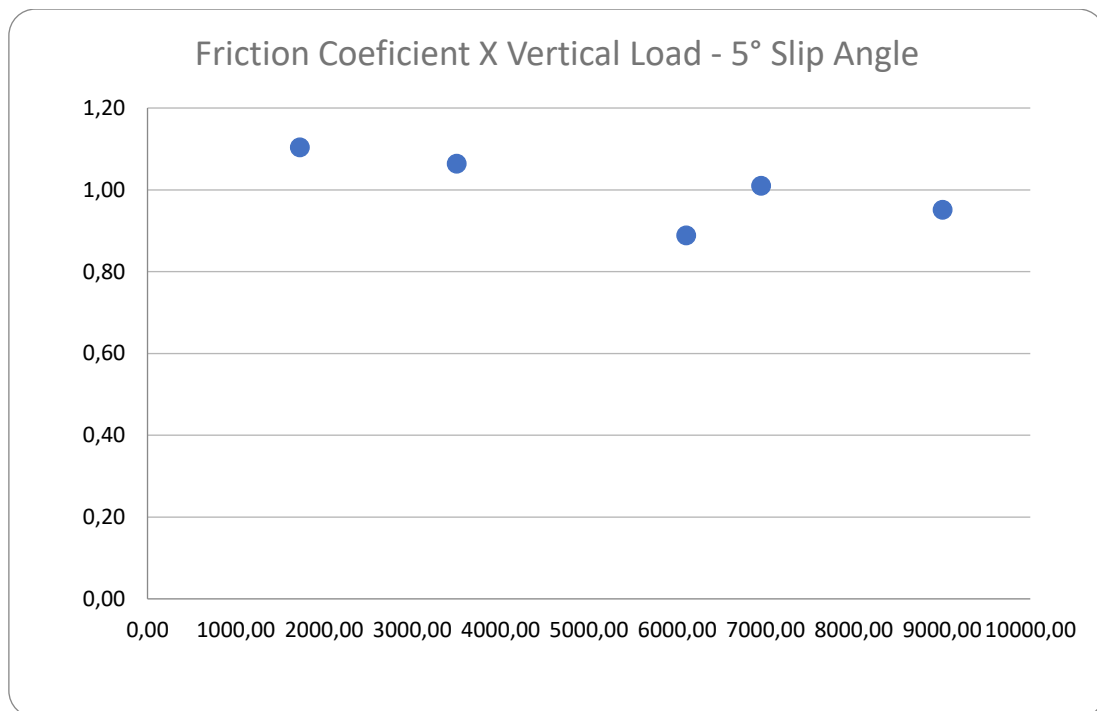


Figura 22- Coeficiente de fricção X Força vertical

Para uma reta traçada entre os pontos estimados, calcula-se os coeficientes a e b da função de primeiro grau estimada:

$$F_c = ax + b \quad (27)$$

Tabela 12 - Coeficiente da reta característica

Friction Coefficient 5°	
A	B
-0,00002	1,12649

Fonte: Elaborada pelos autores com os dados retirados da literatura.

Para o cálculo do coeficiente de atrito:

$$W_r = 2 W_f 0,5 a + b \quad (28)$$

Assim, o coeficiente de atrito seco foi encontrado empiricamente, e a partir da literatura, o coeficiente de atrito em condições de pista molhada foi considerado como metade do coeficiente de atrito seco, como retratado na Tabela 13.

Tabela 13 - Coeficiente de atrito

Coeficiente de atrito		
Local	Seco	Molhado
Frontal	1,09	0,55
Traseira	1,09	0,55

Fonte: Elaborada pelos autores com os dados obtidos da literatura.

Desta forma, a força máxima lateral total é encontrada, sendo:

$$F_{y'} = 1,09 W_t \quad (29)$$

Portanto, a força máxima lateral foi de 3206,78 Newtons.

Com isso, a velocidade máxima, para esse pneu antes do seu deslizamento durante um raio de curvatura de 9,125 metros, no *Skid Pad*, foi descoberta:

Para a velocidade máxima:

$$V_{max} = \sqrt{F_y' \frac{R}{mt}} \quad (30)$$

Como resultado, a velocidade máxima foi de 35,62 km/h, analisa-se a Tabela 14 para encontrar o ângulo de rolagem do CG, e os momentos de rolagem.

Para o ângulo de rolagem a partir do CG :

$$\gamma = \frac{W_t h_1 V^2}{Rg(\Phi_f + \Phi_r - W_t h_1)} \quad (31)$$

Tabela 14 - Rolagem para determinadas velocidades

Rolagem							
Velocidade [km/h]	Ângulo de rolagem CG [graus]	Força Lateral Total [N]	Momento rolagem frontal [N.m]	Momento rolagem traseiro [N.m]	Diferença de carga frontal [N]	Diferença de carga traseira [N]	Diferença de carga total [N]
5	0,02	63	10	12	8	10	17
10	0,1	254	40	46	34	40	67
15	0,22	571	90	104	75	90	151
20	0,39	1.015	161	185	134	161	268
25	0,61	1585	251	289	209	251	419
30	0,87	2.283	362	416	302	362	603
35	1,19	3.108	493	566	411	492	821
40	1,55	4.059	643	739	536	643	1.072

45	1,97	5.137	814	936	679	814	1.357
----	------	-------	-----	-----	-----	-----	-------

Fonte: Elaborada pelos autores de acordo com os dados calculados

Assim, sabendo que a velocidade de contorno exigida será de 35,62 Km/h, foi colocado esse valor na tabela 14 e retirados os dados necessários em função desta velocidade, que se dá em função do peso do veículo e da potência do motor estabelecido pela norma da competição. O ângulo de rolagem será de grande importância para continuar os cálculos, assim como os ângulos de cambagem das rodas internas e externas em diferentes velocidades.

3.8 ANTI-DIVE E ANTI-SQUAT

Após o cálculo do centro de rolagem, foi estipulada as geometrias para 100% de anti-dive e anti-squat. Para começar, foi preciso conhecer as coordenadas do centro de gravidade, o qual já foi calculado no item 3.1.1. O centro de gravidade irá funcionar como centro de rotação do veículo em cenário de aceleração e desaceleração. Quando acontece a frenagem do veículo, a tendência é o veículo realizar uma rotação ao redor do seu centro de gravidade, levantando sua traseira e abaixando a frente do veículo. Desta forma, para diminuir essa rotação ou para limitar a quantidade de rotação que irá ocorrer, foi realizada a redistribuição de parte das forças para o conjunto mola-amortecedor, para as balanças da suspensão, através da anti-geometria [19]

3.8.1 Anti-Dive

A geometria anti-dive é a geometria da suspensão que afeta a quantidade de deformação da suspensão no momento que os freios forem acionados. Para calcular a porcentagem de anti-dive, foi retomado o cálculo do centro instantâneo no tópico anterior, e prolongado até o infinito a linha que liga o ponto de contato do pneu com o solo até o centro instantâneo, feito isso, liga-se através de uma reta vertical o centro

de gravidade até a linha estendida. No ponto em que se interceptam será dada a porcentagem de anti-dive. Podemos observar na figura 23:

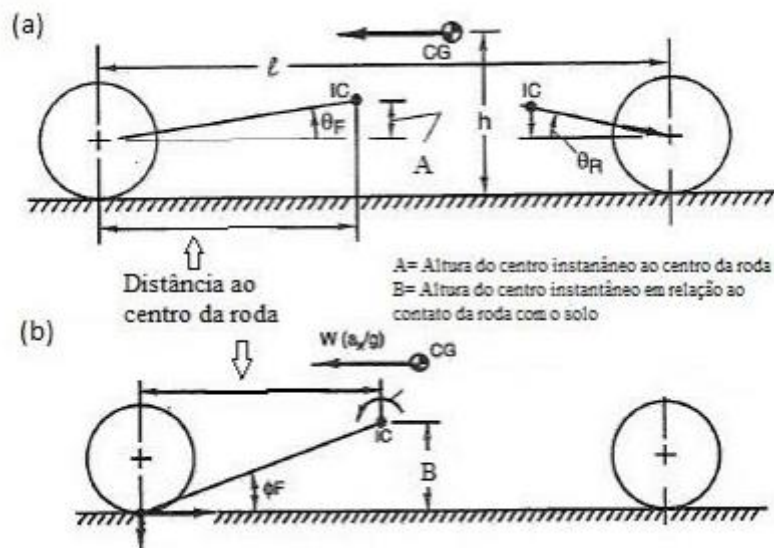


Figura 23 - Anti-Dive [4]

É importante notar que no momento no qual o centro de gravidade e o ponto de interceção forem coincidentes, a geometria será 100% *anti-dive* que foi o limite para o projeto, pois se por um lado, torna a manobrabilidade do veículo muito efetiva, torna a sensibilidade da direção em relação a pista muito baixa.

Para calcular a inclinação da reta que inerliga o ponto de contato com o solo e o centro instantâneo, para a geometria *anti-dive* necessária, foi utilizada a seguinte fórmula:

$$\% \text{ anti - dive} = \frac{F_{F\%} L \tan \theta_1}{h_m} \quad (32)$$

Onde,

$F_{F\%}$ = % do total de força aplicada no freio frontal

L = Distância entre eixos

h_m = Altura do centro de gravidade

θ_1 = Ângulo de inclinação da reta do ponto de contato do pneu com o solo com o centro instantâneo

Após a visualização da fórmula utilizada para o anti-dive, sabendo a quantidade de anti-dive a ser utilizado e os dados para tal, representados na Tabela 15, foi possível iniciar os cálculos, visando encontrar a inclinação necessária para compormos a suspensão.

Tabela 15 - Dados para cálculo de anti-dive

Dados Usados		
Entre-eixo	1550	Mm
Altura CG	335	Mm
Raio da roda	287,6	Mm
Coeficiente da mola frontal (k)	43,57	N/mm
Coeficiente da mola traseira (k)	56,96	N/mm
Distribuição de desaceleração	0,74	
Coeficiente de atrito frontal	1,09	
Coeficiente de atrito traseiro	1,09	
Módulo de cisalhamento	79300	N/mm ²
Módulo de elasticidade	207000	N/mm ²
Força de rolagem frontal	1184,63	N
Força de rolagem traseiro	1204,16	N

Fonte: Elaborada pelos autores de acordo com os dados encontrados na literatura e no *Carsim*.

Calculando a geometria para 100% de anti-dive, foi encontrada a relação entre a altura do centro de gravidade, a distribuição da desaceleração e o entre-eixo, como mostrado na Tabela 16.

Tabela 16 - Relação e/d para 100% anti-dive

100% Anti-dive	
e/d	0,29

Fonte: Elaborada pelos autores

Sendo,

$$\frac{e}{d} = \frac{\text{Altura do centro de gravidade}}{\text{Distribuição de frenagem X Entre – eixo}} \quad (33)$$

Tira-se a tangente de 0,29, chegando no valor da angulação para 100% anti-dive. Demonstrado na Tabela 17.

Tabela 17 - Angulação para 100% anti-dive

Angulação [graus]	
Θ	16,36

Fonte: Elaborada pelos autores.

Dessa maneira, para chegar em 100% de *Anti-dive*, a inclinação da reta que liga o ponto de contato, do pneu com o solo, ao centro instantâneo teve que ser de 16,36 graus. Com isso, é possível visualizar na Tabela 18, todas as medidas necessárias para chegar até a geometria necessária para satisfazer a condição de 100% *anti-dive*, que é a condição limitante.

Tabela 18 - Medidas necessárias para 100% anti-dive

100% Anti-dive		
e/d	0,29	
e frontal	175,46	Mm
e traseiro	194,83	Mm
d frontal	597,63	Mm
d traseiro	663,61	Mm
Θ	16,36	Graus

Fonte: Elaborada pelos autores

3.8.2 Anti-squat

Análogo ao anti-dive, o anti-squat ocorre quando o veículo é acelerado. O processo de cálculo é igual ao que vimos no anti-dive, porém é calculado a partir da traseira. A fórmula que rege o cálculo da geometria anti-squat é a seguinte:

$$\%anti - squat = \frac{L \tan \theta_2}{h_m} \times 100 \quad (34)$$

Onde,

L = Distância entre eixos.

h_m = Altura do centro de gravidade.

θ_2 = Ângulo de inclinação da reta do ponto de contato com o solo do pneu traseiro com o centro instantâneo.

Como no *anti-dive*, foi calculado o 100% para o anti-squat, reduzindo a fórmula acima a:

$$\frac{L \tan \theta_2}{h_m} \times 100 = 1 \quad (35)$$

Como $L = 335 \text{ mm}$ e $h_m = 1550 \text{ mm}$;

$$\frac{(335 \text{ mm}) \tan \theta_2}{1550 \text{ mm}} \times 100 = 1 \quad (36)$$

Calculando a expressão acima, foi encontrado θ_2 :

$$\theta_2 = 12,20 \text{ graus} \quad (37)$$

A inclinação da reta que parte da roda traseira ao centro instantâneo, foi igual a 12,20 graus. Na Tabela 19, foi demonstrada todas as medidas para a construção da geometria *anti-squat* em 100%;

Tabela 19 - Medidas necessárias para 100% *anti-squat*

100% <i>Anti-squat</i>		
<i>anti-squat</i>	0,22	
E	194,83	Mm
D	-429,10	Mm
(e-r) /d	0,22	
Θ	12,20	Graus

Fonte: Elaborada pelos autores de acordo com os dados calculados.

Feitos os cálculos para as geometrias *anti-dive* e *anti-squat*, foram encontrados todos os dados limitantes do projeto, com isso é conhecido onde as retas provenientes do encontro dos pneus, frontais e traseiros, ao solo com o centro instantâneo se encontraram para ter uma geometria 100% *anti-dive* e *anti-squat*.

3.9 CAMBAGEM

O ângulo do câmber será a inclinação da roda em relação ao plano vertical, podendo essa inclinação ser positiva ou negativa, o que irá influenciar na aderência do veículo na pista, e conseqüentemente, a sua desaceleração.

Através dos cálculos, foi definido um ângulo de cambagem estático igual a - 1,00 °, um câmber estático negativo é mais desejado em conduções de desempenho pois alinha perpendicularmente o plano médio da roda externa com o solo, condição ideal para maior contato entre pneu e solo.

Utilizando os dados pré-definidos na tabela 22, é visualizado o ângulo de cambagem para diferentes velocidades, chegando até a velocidade máxima do veículo, onde será tratada como a situação de contorno:[6, 8, 12]

Tabela 20 - Dados para cálculo de cambagem

Dados usados (não alteráveis)

Gravidade	9,81	m/s ²
Bitola dianteira	1200	Mm
Bitola traseira	1150	Mm
Altura CG	335,10	Mm
Peso carro	300	Kg
Altura do centro de rolagem frontal	40	Mm
Altura do centro de rolagem traseira	60	Mm
H1	282,60	Mm
Carga total	2.942,00	N
Carga frontal	1.471,00	N
Carga traseira	1.471,00	N
Rigidez de rolagem frontal	20343,95	N.m
Rigidez de rolagem traseira	22751,90	N.m

Fonte: Elaborada pelos autores

A tabela abaixo apresenta os valores para o raio de curvatura para o skid-pad e o câmbor estático, os quais guiarão todos os cálculos relacionados à cambagem daqui para frente.

Tabela 21 - Valor de raio de curvatura em relação à cambagem

Raio	9,125	M
Câmbor (estático)	-1	°

Fonte: Elaborada pelos autores

Quando o veículo entra em uma curva, as rodas e os pneus são empurrados em direção ao exterior da curva, à medida que isso ocorre e a carroceria rola, a área de contato entre o pneu e a superfície diminui significativamente quando a cambagem estática é zero. Com isso a cambagem estática negativa tem a função de corrigir os efeitos das inclinações e da força lateral sobre o pneu, resultando no pneu quase na vertical e com a maior área de contato possível.

Dessa maneira, utilizando alguns dados já conhecidos, como o câmbor estático e o ângulo de rolagem, pode-se calcular o câmbor na roda interna e externa, em função da velocidade empregada.

Sendo,

$$\text{Câmbor roda interna} = \text{Câmbor estático} + \hat{\text{Ângulo de rolagem}} \quad (38)$$

$$\text{Câmbor roda externa} = \text{Câmbor estático} - \hat{\text{Ângulo de rolagem}} \quad (39)$$

O ângulo de rolagem já foi previamente calculado, com isso, foi elaborada a tabela a seguir:

Tabela 22 - Ângulo de cambagem para determinadas velocidades

Velocidade (km/h)	Ângulo de rolagem [°]	Câmbor roda interna [°]	Câmbor roda externa [°]
20	0,41	1,41	0,59
25	0,65	1,65	0,35
30	0,93	1,93	0,07
35	1,27	2,27	-0,27
40	1,65	2,65	-0,65

Fonte: Elaborada pelos autores

Sabendo que a velocidade máxima do veículo é 35,61 km/h, interpola-se a tabela acima e encontra-se os valores do ângulo de câmbor nas rodas internas e externas. Desta maneira, chega-se a um ângulo de rolagem de 1,27°, seguindo o cálculo, resulta nos valores do câmbor na roda interna e na roda externa de 2,27° e -0,27°, respectivamente para uma velocidade de 35 km/h que foi calculada anteriormente.

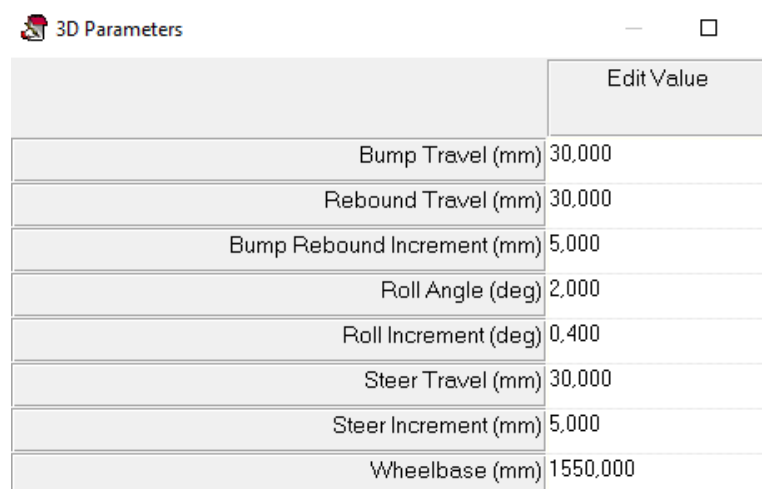
CAPÍTULO 4

4. ANÁLISE GEOMÉTRICA

A fim de se ter uma maior compreensão do comportamento geométrico dos componentes presentes, será abordado nesse capítulo a análise geométrica da suspensão a partir de três situações: “*bump/rebound*”, rolagem e esterçamento. Para a simulação geométrica foi utilizado uma ferramenta de modelagem geométrica e cinemática de suspensão, o software Lotus Suspension Analysis , que fornecerá, a partir do modelo geométrico escolhido, resultados cinemáticos graficamente ou numericamente que retratarão o comportamento da suspensão necessários para análise dinâmica e dessa forma valida-se o calculado anteriormente.[18, 20]

O Software Lotus Suspension Analysis é uma ferramenta de modelagem geométrica e cinemática da suspensão e avalia seu comportamento e impacto por meio de resultados gráficos.

No Capítulo anterior, foram calculados parâmetros para o desenvolvimento do projeto geométrico da suspensão, como parâmetros de entrada utilizaremos tanto as especificações calculadas, como os limites impostos pelo regulamento e especificações dos componentes já definidos, mostrados na figura 24.



	Edit Value
Bump Travel (mm)	30,000
Rebound Travel (mm)	30,000
Bump Rebound Increment (mm)	5,000
Roll Angle (deg)	2,000
Roll Increment (deg)	0,400
Steer Travel (mm)	30,000
Steer Increment (mm)	5,000
Wheelbase (mm)	1550,000

Figura 24 - Parâmetros iniciais do modelo

Os posicionamentos dos pontos críticos foram definidos através de uma extensa análise dos resultados a partir de um modelo inicial teórico usando os

parâmetros pré-definidos, como o modelo é simétrico, apenas os pontos do lado esquerdo precisaram ser colocados visto que o próprio programa define o lado direito como espelhado. No Anexo I encontra-se as coordenadas dos pontos críticos.

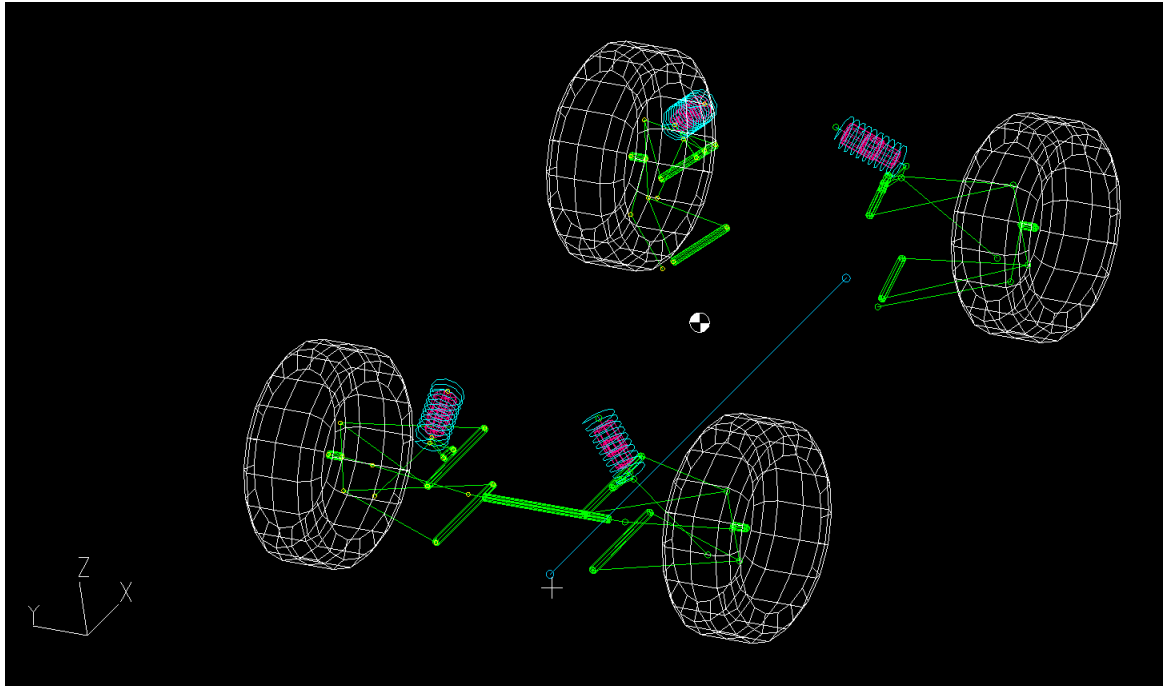


Figura 25 - Modelo do protótipo

Para um modelo final, foi necessário analisar os conceitos seguintes.

4.1 ANÁLISE DE BUMPSTEER

A fim de se obter nenhum *bumpsteer* ou o mais próximo disso foram avaliados os seguintes gráficos gerados: ângulos de esterçamento, *half-track change* e *wheelbase change* (Y) por posicionamento vertical, *bump/rebound* (X) de -30 a 30 mm como definido nos parâmetros.[4, 13]

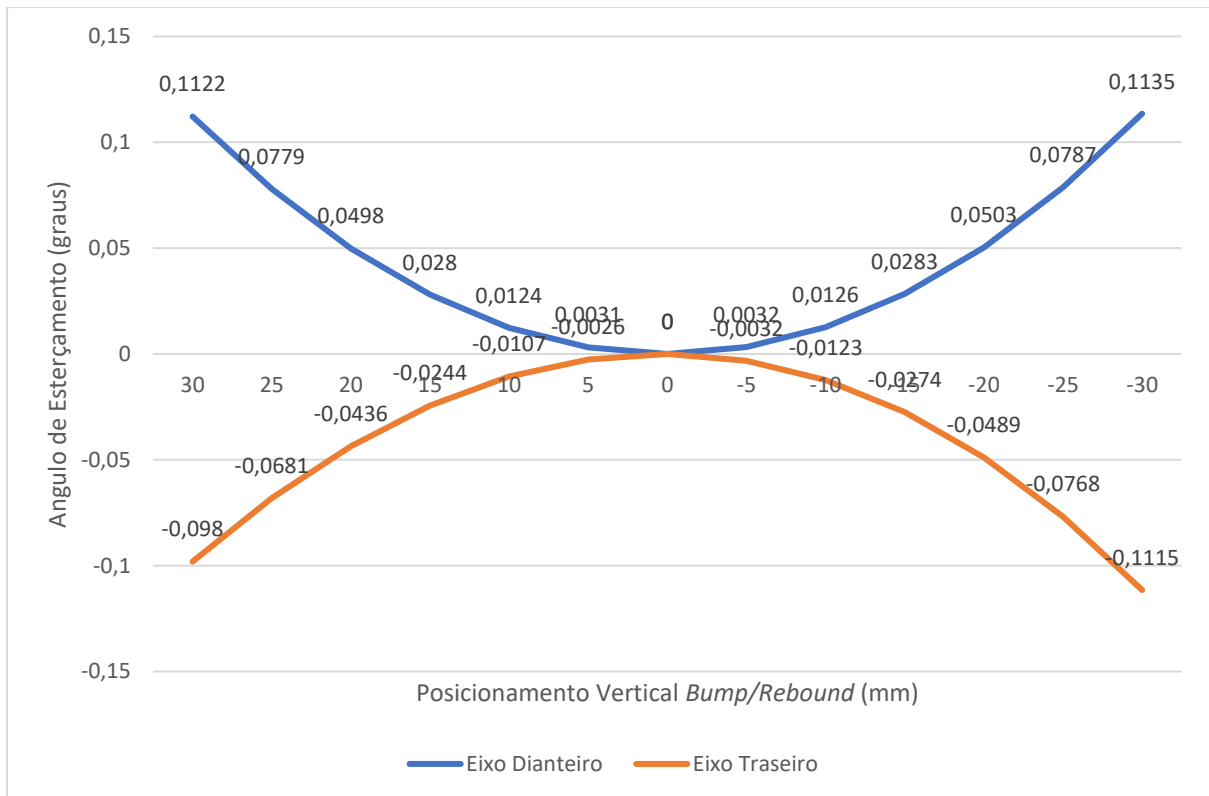


Figura 26 - Angulo de Esterçamento (Graus) x Posicionamento Vertical (mm)

A partir do gráfico da figura 26, conclui-se que foi obtido um resultado satisfatório com a geometria proposta, visto que a variação do ângulo de esterçamento é mínima.

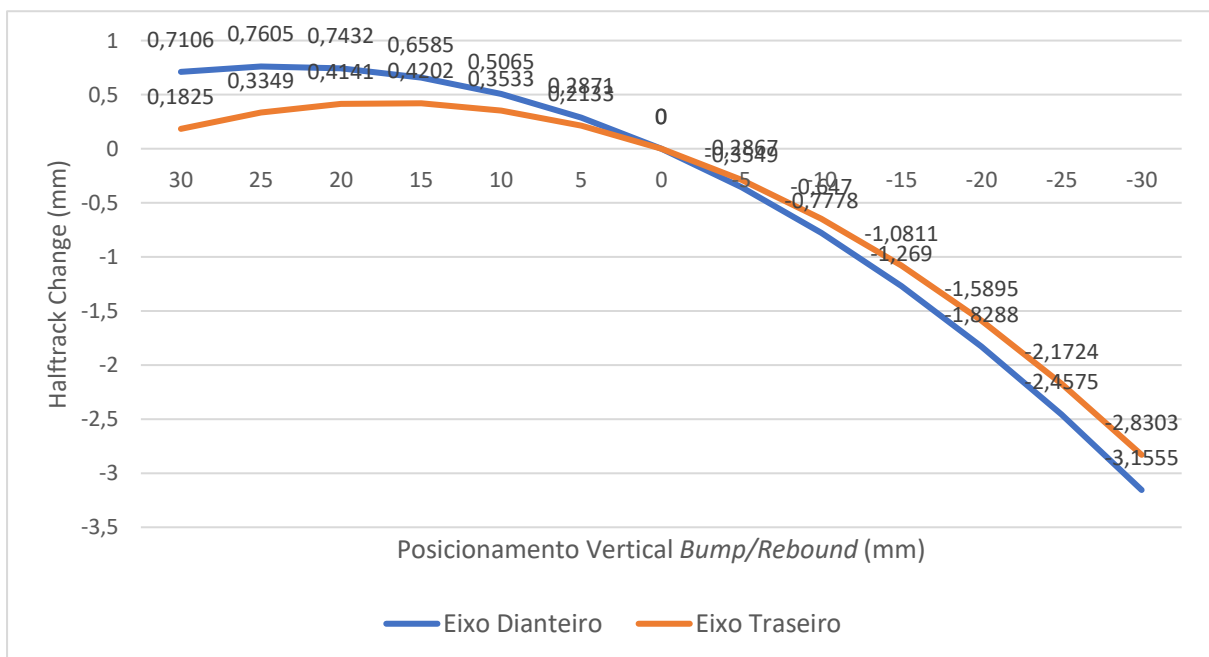


Figura 27 - Halftrack Change x Posicionamento Vertical

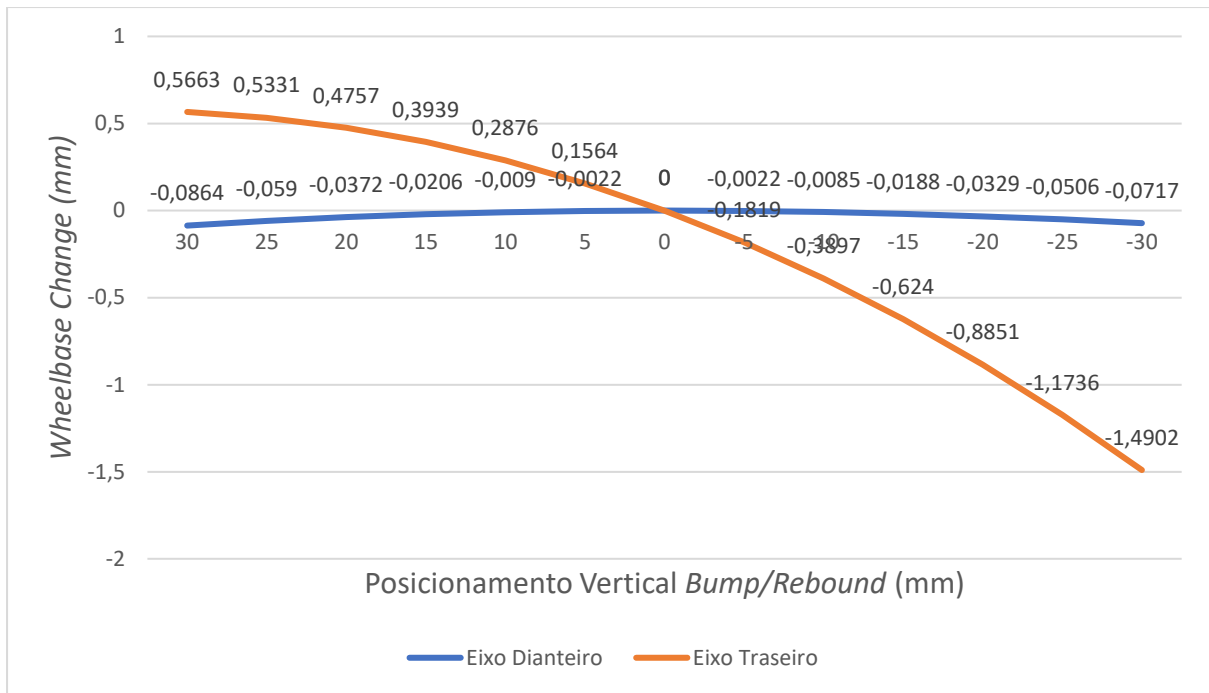


Figura 28 - Wheelbase Change (mm) x Posicionamento Vertical (mm)

Analisando também os gráficos das figuras 27 e 28, pode se perceber uma pequena variação, apenas alguns milímetros, tanto para a suspensão dianteira quanto para a suspensão traseira, portanto conclui-se que um resultado satisfatório é alcançado levando em consideração o posicionamento das balanças, do braço de direção e o centro instantâneo com baixo *bumpsteer*. [17]

4.2 CAMBAGEM

A variação da cambagem da geometria se mostrou um pouco acima de 1 grau de cambagem por 1 grau de rolagem além de constatar na dianteira uma variação menor que na traseira, o ideal seria o inverso para otimizar a aceleração, desaceleração e curva.

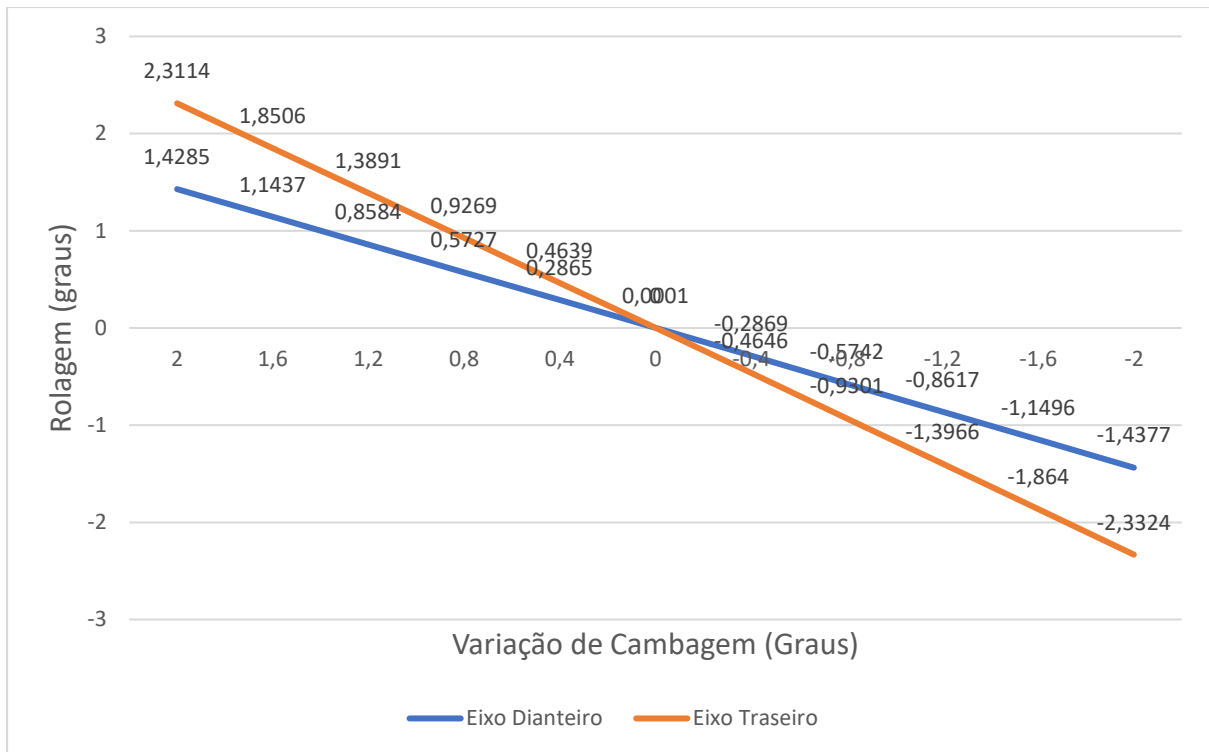


Figura 29 - Variação de cambagem a partir da rolagem

É importante frisar que o calculado foi feito a partir de uma configuração onde a cambagem inicial estática é de 0°.

4.3 ACKERMAN

A partir do ângulo de deslizamento calculado pela deformação do pneu, viu-se que o pneu tem pouca deformação, ou seja, muito duro, além disso os modelos de pistas e testes usados nas competições passadas, além do definido no regulamento, usam-se curvas de baixas velocidades com pequenos raios, esses fatores mais alguns testes feitos na validação dinâmica, demonstraram a necessidade de se usar uma geometria Pró-Ackerman. Cruzando os valores do ângulo de deslizamento com um raio de curvatura médio de 5 metros, busca-se achar uma geometria onde 100% de Ackerman seja atingido para esse raio, após inúmeros ajustes foi definida a geometria com os seguintes valores:[3, 4, 17]

Tabela 23 - Valores de Ackerman

Steer Travel	Ackerman	Toe Angle
--------------	----------	-----------

(mm)	(%)	Left (°)	Right (°)
30	121,02	32,50	-21,58
25	105,67	24,40	-18,16
20	97,64	18,26	-14,70
15	92,77	13,04	-11,18
10	89,79	8,36	-7,57
5	88,15	4,05	-3,86
0	87,63	0,00	0,00
-5	88,15	-3,86	4,05
-10	89,79	-7,57	8,36
-15	92,77	-11,18	13,04
-20	97,64	-14,70	18,26
-25	105,67	-18,16	24,40
-30	121,02	-21,58	32,50

Fonte: Elaborada pelos autores de acordo com os dados obtidos no *Carsim*.

Como só há esterçamento nas rodas dianteiras, não há necessidade de se analisar o Ackerman do eixo traseiro.

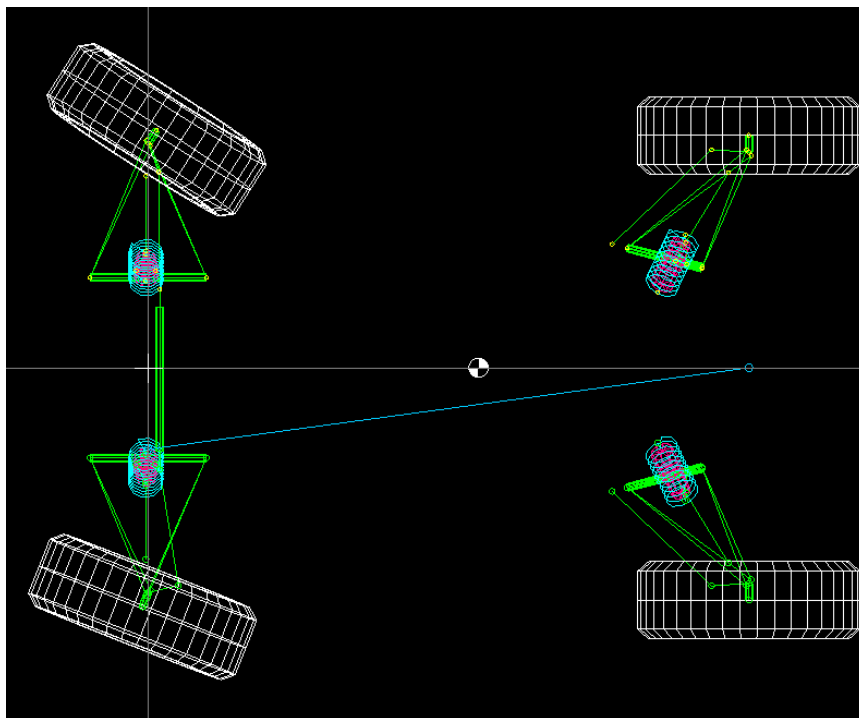


Figura 30 - Vista superior

Na figura 30, é ressaltado uma configuração Pró-Ackerman como resultado.

CAPÍTULO 5

5. VALIDAÇÃO DINÂMICA

A partir dos dados calculados e da análise geométrica, se torna preciso validar o projeto e gerar dados para os próximos passos do projeto, que seriam tema de outro trabalho, foi utilizado um software para analisar o comportamento dinâmico da suspensão projetada, o CarSim. Serão inseridos dados gerados anteriormente pelo Lotus além de parâmetros calculados analiticamente. Dessa forma é possível reproduzir dinamicamente a suspensão projetada realizando testes para melhor aprimoramento.

Em Kinjawadekar, T. et. al. [21] a simulação de um Ford *Expedition* no CarSim foi comparada com dados empíricos realizados, foi validado usando dois tipos de testes, rolagem e ressalto, mostrando que o CarSim consegue medir de forma conservadora, como o sistema de suspensão se comportaria.

De acordo com Tognolli, A. et. al. [22] o modelo do veículo no CarSim foi testado e seus resultados comparados com o modelo do Adams e os resultados empíricos realizados em um ambiente controlado simulando sempre as mesmas condições do teste *Skid Pad*, mostrando excelente concordância entre seus resultados logo afirmando o Carsim como uma ferramenta robusta para a predição de valores ótimos.

No CarSim, reproduziu-se as principais condições das provas da competição e como fruto, estimou-se a performance do protótipo a partir da reprodução das principais condições de prova.

Nas tabelas 24 e 25 foram avaliadas as velocidades máximas para cada curva definida no regulamento, essas velocidades são os parâmetros que serão usadas inicialmente em cada simulação dinâmica realizada, contudo, essa é uma situação ideal, portanto o provável é que a velocidade real simulada seja um pouco menor do que a calculada aqui.[23]

Tabela 24 - Dados de carga lateral

	Análise de carga lateral
--	--------------------------

Raio da curvatura [m]	Curvas constantes		Curva a 180°	Slalon		Skidpad
	Mínimo	Máximo		Mínimo	Máximo	
		12,19	26,31	3,5	4,5	6,81

Tabela 25 - Cargas laterais para determinadas velocidades

Velocidade [km/h]	Somatório de força lateral - Fy [N]					
5	47	22	189	129	85	70
10	190	88	756	515	340	278
15	427	198	1.701	1.158	765	627
20	760	352	3.023	2.059	1.359	1.114
25	1.187	550	4.724	3.217	2.124	1.740
30	1.709	792	6.803	4.632	3.058	2.506
35	2.327	1.078	9.259	6.305	4.162	3.411
40	3.039	1.408	12.094	8.235	5.437	4.456
45	3.846	1.781	15.306	10.422	6.881	5.639
50	4.748	2.199	18.896	12.867	8.495	6.962
55	5.745	2.661	22.865	15.569	10.279	8.424
60	6.838	3.167	27.211	18.529	12.232	10.025
65	8.025	3.717	31.935	21.746	14.356	11.766
Velocidade máxima [km/h]	41,15	60,47	20,63	25,00	30,77	35,61
Tempo mínimo para 360° [s]	6,70	9,84	3,36	4,07	5,01	5,28

5.1 SKIDPAD

A prova de *Skidpad* consiste em se dar duas voltas completas para cada lado com um raio de curvatura de 9,125 metros, essa prova tende a levar o protótipo ao

limite de suas acelerações laterais. De acordo com as especificações do regulamento foi possível reproduzir a prova *Skidpad* com o *Carsim* onde pode-se validar o que foi calculado anteriormente. Esse teste é melhor para analisar as situações de rolagem.

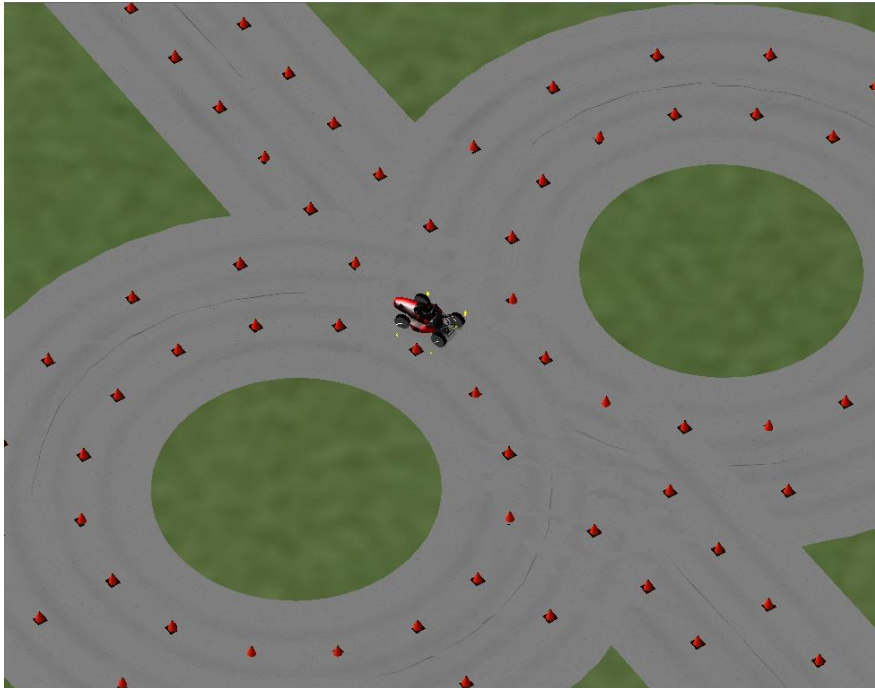


Figura 31 - Simulação 3D *Carsim*

Começando pela validação da velocidade máxima atingida no teste, o calculado foi de 35,64 km/h, nota-se no gráfico abaixo que nosso modelo alcançou uma velocidade máxima, antes que ocorra deslizamento, de 32,5 km/h como demonstrado na figura 32, portanto há ainda espaço para melhoras visto que o máximo simulado dinamicamente, não alcançou a velocidade máxima permitida calculada.

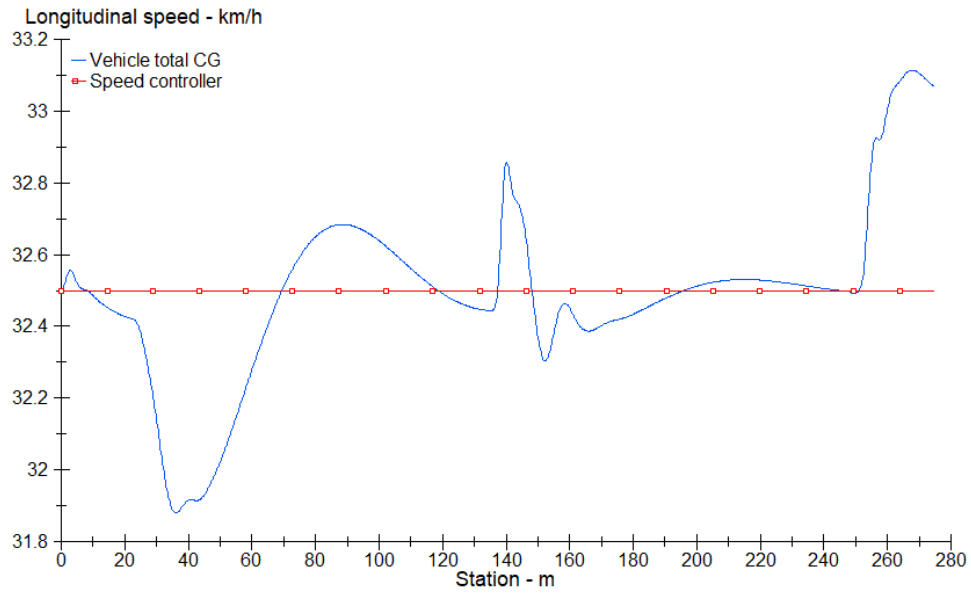


Figura 32 - Velocidade X posição

Também observa-se similaridades no gráfico de forças laterais, onde é estimado a força máxima lateral no capítulo 3.4, tabelas 6 e 7.

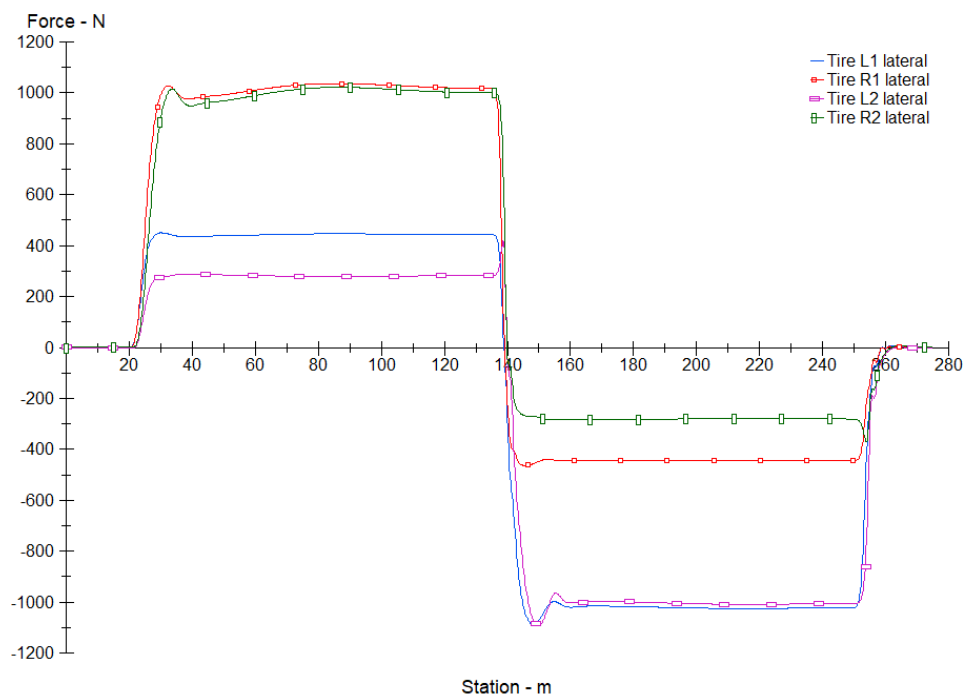


Figura 33 - Forças laterais

Também ao analisar na figura 34, visualiza-se que as forças verticais somadas, não ultrapassam a força máxima lateral calculada de 3206,78 Newtons.

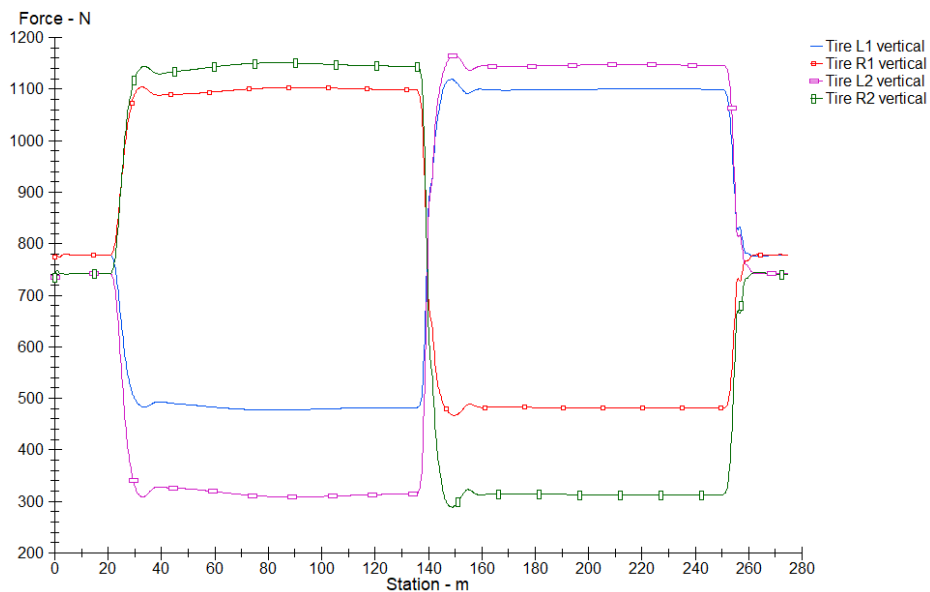


Figura 34 - Força vertical

Como não foi alcançada a velocidade máxima permitida pela aderência do pneu, é possível validar esse fator também observando o gráfico da aceleração lateral (Força g's) demonstrada na figura 35, mostrando claramente que não foi alcançado ao limite de 1,09 g's calculado previamente.

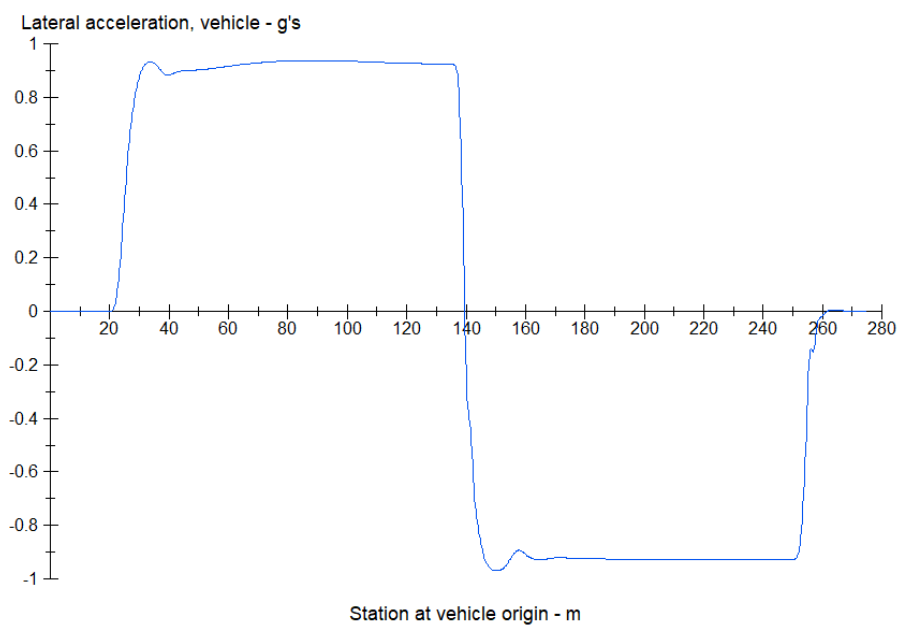


Figura 35 - Aceleração lateral

O ângulo de rolagem demonstrado no gráfico da figura 36, também está bem próximo ao calculado de 1,03 graus para uma velocidade de 32.5 km/h, achado através de uma interpolação dos dados gerados na tabela 14, pois há uma variação dessa velocidade ao longo da prova por conta das correções de direção do veículo para se manter no caminho certo da pista.

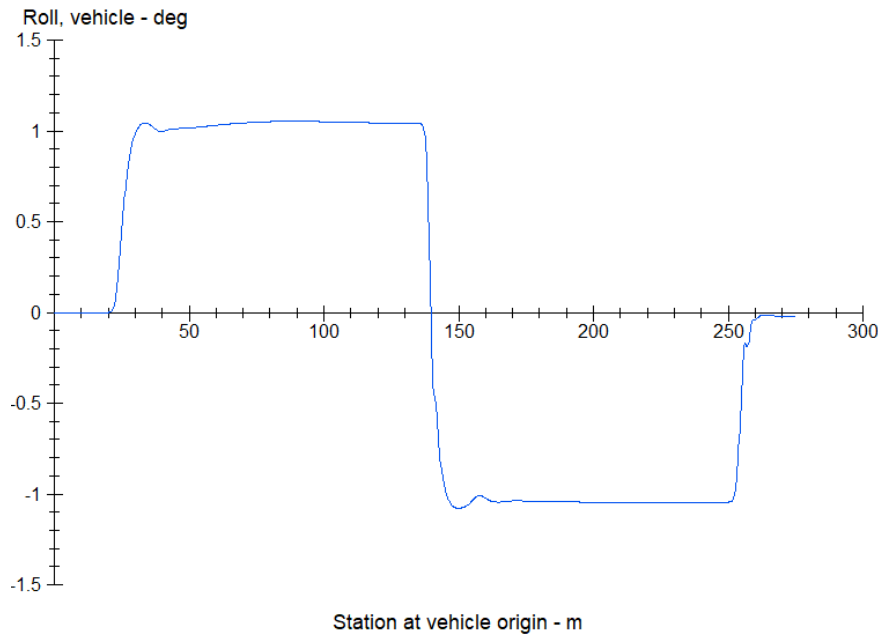


Figura 36 - Ângulo de rolagem

5.2 SLALON

Um dos obstáculos encontrados na competição é o Slalon. Ele consiste em colocar cones em linha a uma distância de 9 metros no mínimo, definido pelo regulamento.

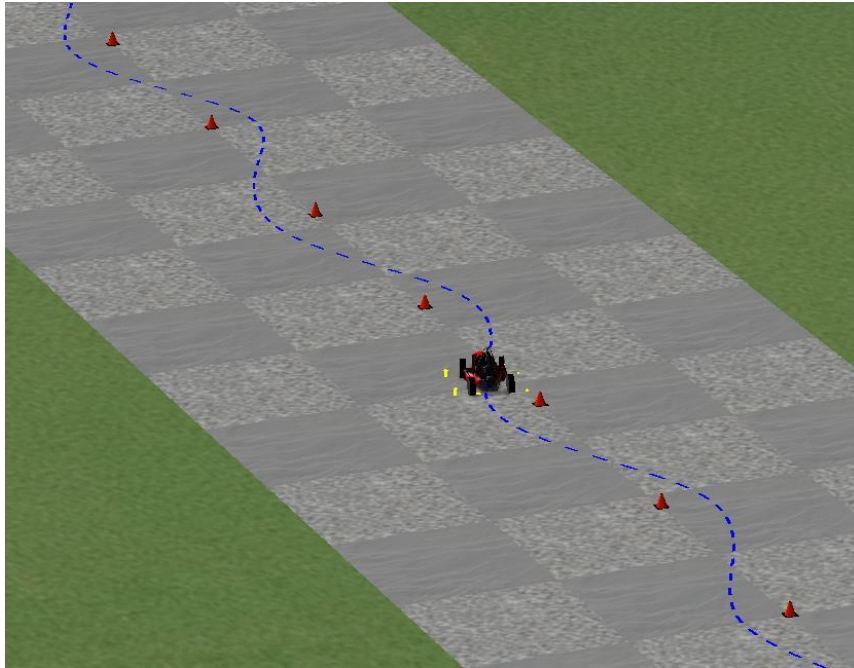


Figura 37 - Slalon

Esse teste é ótimo para analisar o ângulo de deslizamento máximo. Ajustando o protótipo a uma velocidade média de 36 km/h observa-se que a cada cone o deslizamento aumenta. Isso se deve a instabilidade do veículo devido a um excesso de velocidade, já que a velocidade máxima suportada pelo pneu é menor que a velocidade média usada.

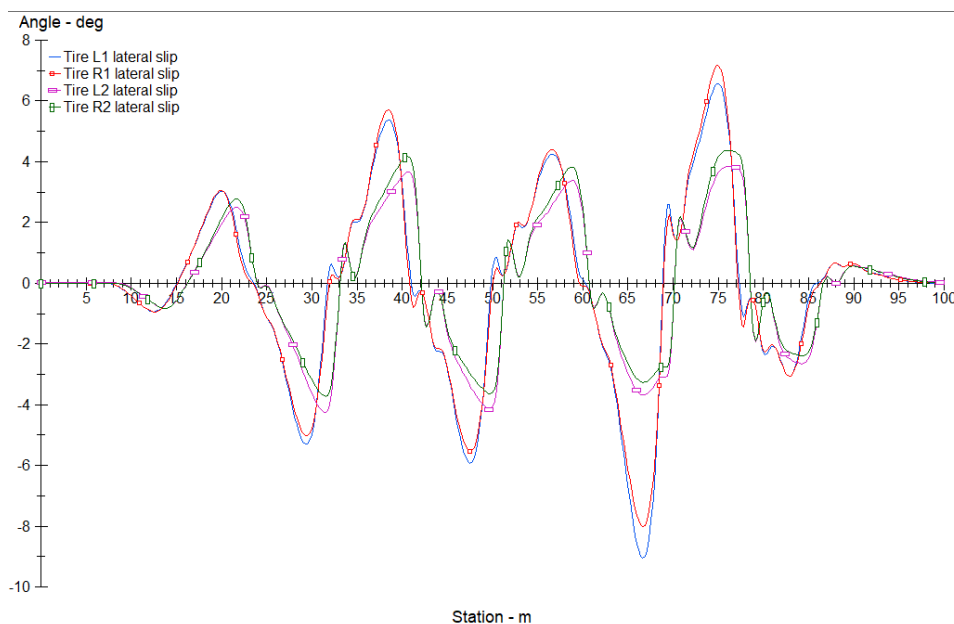


Figura 38 - Ângulo de deslizamento - Slalon

Também pode-se concluir que o ângulo de deslizamento de 5 graus é o limite do pneu para ocorrer instabilidade.

Nota-se mais uma vez que a aceleração lateral máxima calculada de 1,09 não é ultrapassada.

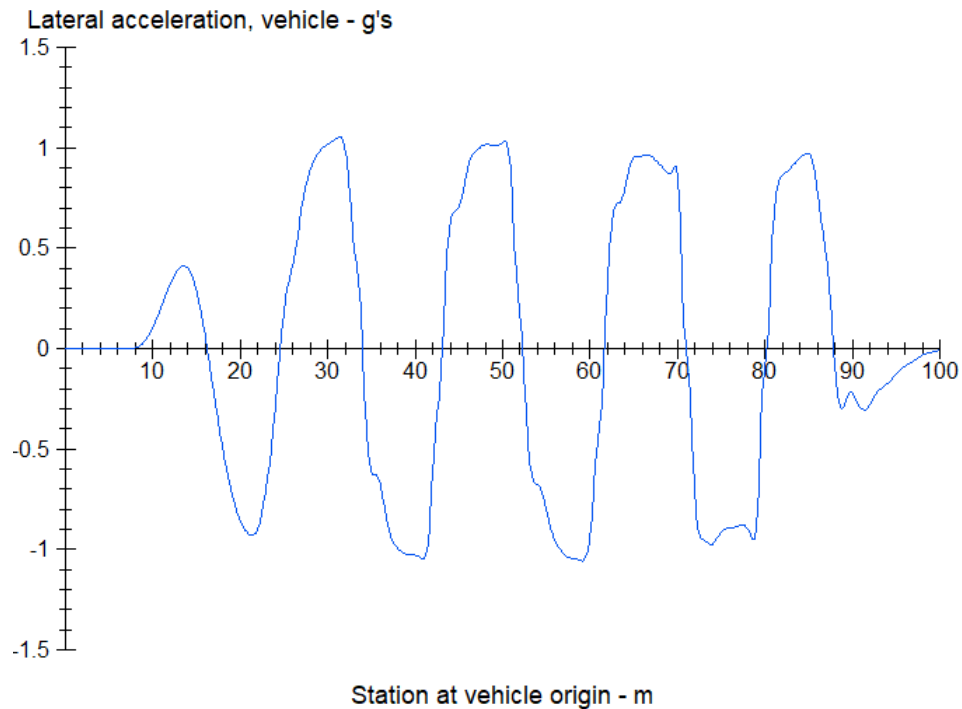


Figura 39 - Aceleração lateral em Slalom

5.3 CURVA A 180°

O ponto de maior dificuldade descrito pelo regulamento se deve ao obstáculo de uma curva de 180° com o raio definido de 3,5 metros. Reproduzindo esse obstáculo conclui-se que o protótipo tem condição de realizar essa curva sem que ocorra deslizamento.

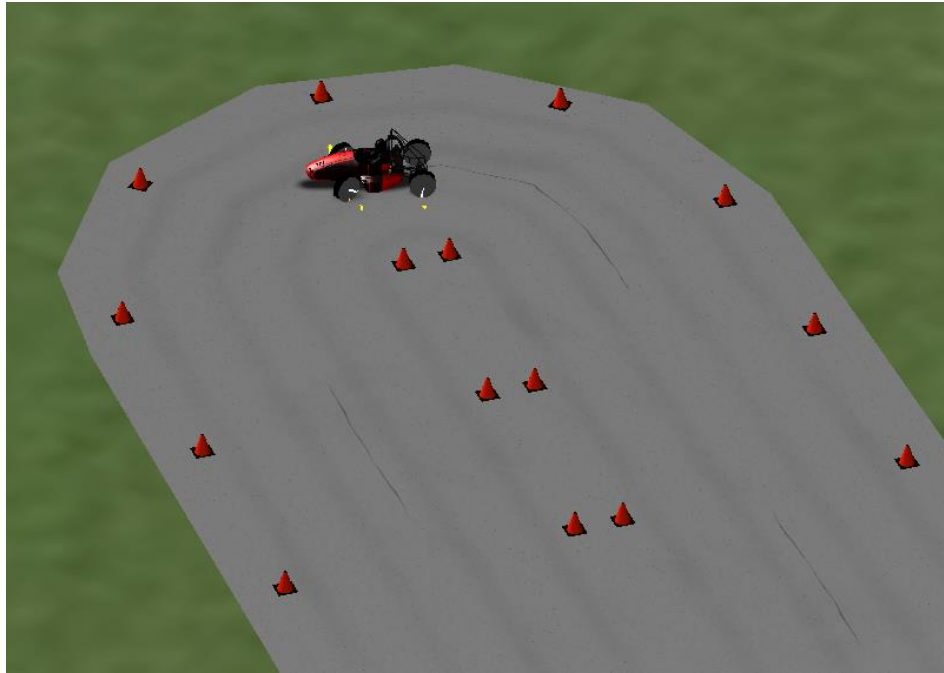


Figura 40 - Curva a 180°, Raio de 3,5 m

No gráfico da figura 42 percebe-se que a uma velocidade de 20 km/h é possível contornar a curva sem que se perca o controle do protótipo apesar de ocorrer um pouco de instabilidade a partir dos 3.5 segundos, algo que é amortecido pelo conjunto mola e amortecedor.

Já na figura 41, percebe-se a diferença do ângulo de deslizamento entre os 4 pneus do veículo devido a transferência de carga empregada, não há escorregamento, *oversteer* ou *understeer* pois o limite de 5 graus do ângulo de deslizamento não é ultrapassado por nenhum dos pneus.

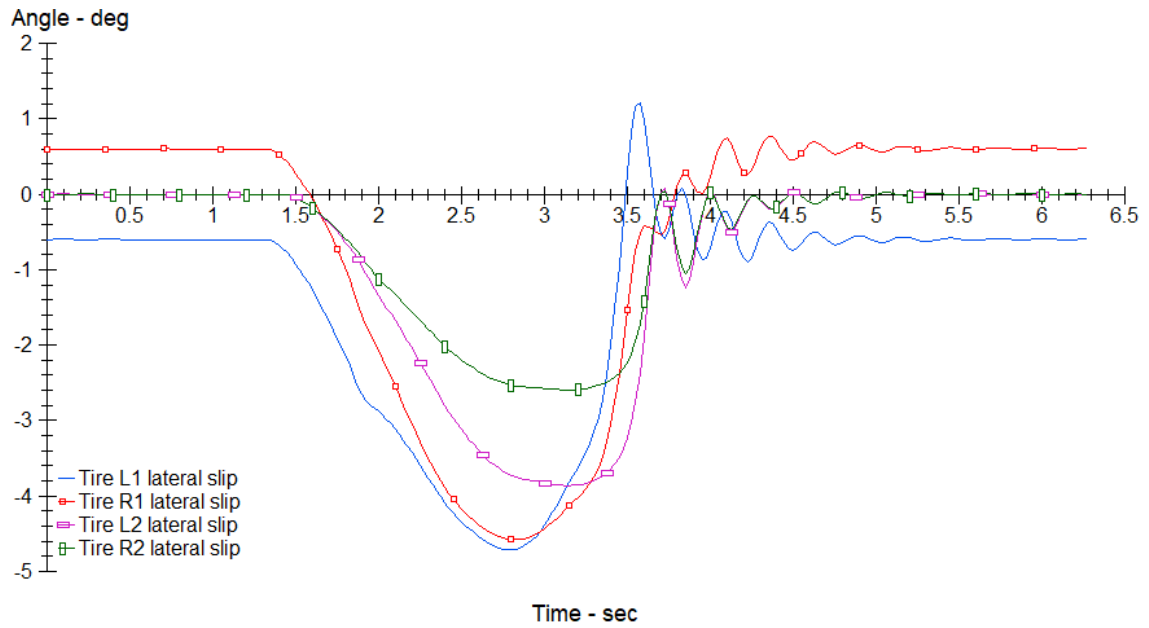


Figura 41 - Angulo de deslizamento X tempo - Curva 180°

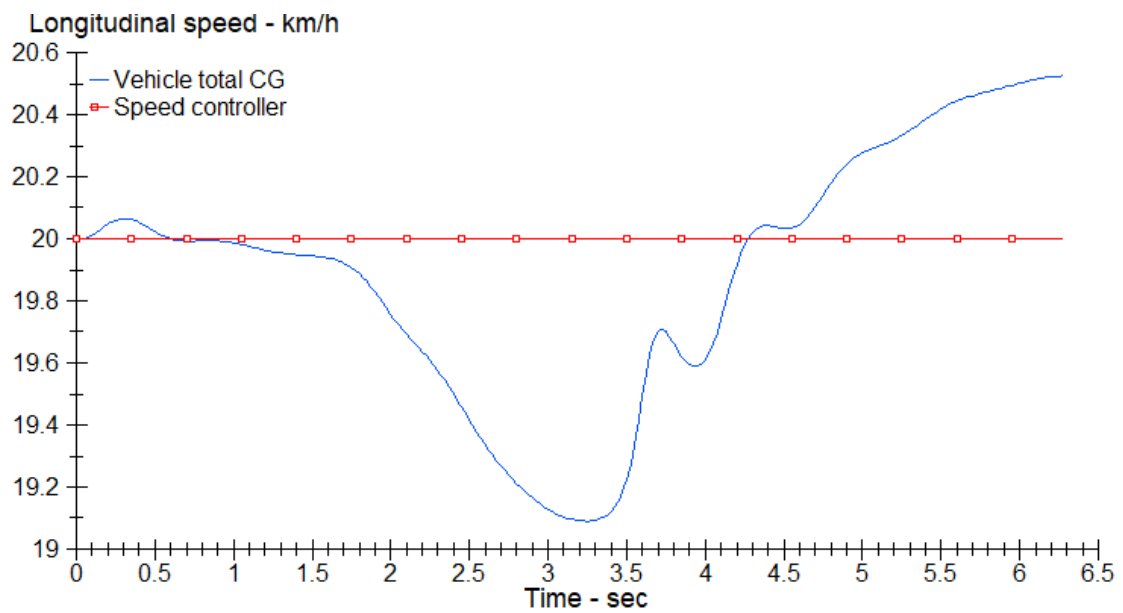


Figura 42 - Velocidade longitudinal X tempo - curva a 180°

CAPÍTULO 6

6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Dentro dos limites do projeto foi possível validar dinamicamente o que havia sido calculado e analisado geometricamente e com o software Carsim conclui-se que há margem para melhora visto que não foi alcançado o limite de velocidade disponível pelo pneu, sendo esse o principal fator limitante do desenvolvimento do projeto.

No geral o projeto cumpriu o que prometeu, deixando margem para melhora para projetos futuros da equipe, não foram encontrados nas análises erros substanciais que invalidariam uma possível produção baseada nos pontos críticos encontrados.

Com o projeto definido para análise dinâmica, foram encontrados dados importantes para outros setores analisarem e usarem como base para outros projetos, tais como para o desenvolvimento do chassis e o projeto do sistema de freio, visto que terão uma melhor noção de como seus sistemas irão se comportar dinamicamente, usando a base o modelo projetado.


Como próximo passo a concepção dos componentes a partir dos pontos críticos e usando as informações recebidas pelo carsim, visto que foi obtido como resultado as componentes das forças de cada pneu, para as principais situações que o protótipo irá ser testado. Dessa forma, é possível otimizar o design dos componentes, reduzindo a carga total do veículo, analisando numericamente as tensões aplicadas em cada peça, pois como foi demonstrado, um veículo tende a ser mais ágil com menor peso e centro de gravidade mais próximo ao chão.

É possível então obter as cargas longitudinais, verticais e laterais máximas em cada roda e refinar o projeto a fim de se projetar os componentes da suspensão com melhor precisão e leveza, resultando numa redução de peso do sistema. É importante frisar que será necessário recalcular os dados caso haja substancial redução de peso e repetir esse processo até atingir resultados satisfatórios.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Awari, G.K., V.S. Kumbhar, and R.B. Tirpude, *Automotive Systems : Principles and Practice*. 1 online resource (303 pages).
2. Reimpell, J., H. Stoll, and J.W. Betzler, *The automotive chassis engineering principles : chassis and vehicle overall, wheel suspensions and types of drive, axle kinematics and elastokinematics, steering, springing, tyres, construction and calculations advice*. 2001, Butterworth Heinemann,: Oxford. p. x, 444 p.
3. Gillespie, T.D., *Fundamentals of vehicle dynamics*. 1992, Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers. xxii, 495 p.
4. Milliken, W.F. and D.L. Milliken, *Race car vehicle dynamics*. 1995, Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers.
5. Bastow, D. and G. Howard, *Car suspension and handling*. 3rd ed. 1997, Warrendale, PA, USA: Society of Automotive Engineers. xv, 362 p.
6. Dixon, J.C., *Tires, suspension, and handling*. 2nd ed. 1996, Warrendale, PA Society of Automotive Engineers
7. Gerasimoff, S. and Massachusetts Institute of Technology. Department of Mechanical Engineering., *Open wheel racecar steering*. 2017. 36 pages.
8. Daniels, J., *Car suspension at work : theory & practice of steering, handling & roadholding*. 2nd ed. 1998, Croydon, England: Motor Racing Publications Ltd. viii, 168 p.
9. Smith, C., *Tune to win*. 1978, Fallbrook, Calif.: Aero Publishers. 172 p.
10. Conti, E.G.C., *Projeto de cinemática e análise dinâmica de sistema de suspensão para um protótipo do tipo fórmula SAE*. 2020.
11. Spender, J., *Car suspension : repair, maintenance and modification*. PB. ed. 2019, Ramsbury, Marlborough: The Crowood Press. 176 pages.
12. *Alinhamento, balanceamento, Câamber e Cáster*. 2017 2017; Available from: www.autocarup.com.br.
13. *How to correct Bump Steer*. 2014; Available from: <https://www.onallcylinders.com/2014/06/27/correct-bump-steer/>.
14. *Suspension design: definitions and effects on vehicle behavior*. 2014; Available from: <https://www.car-engineer.com/suspension-design-definitions-and-effects-on-vehicle-behavior/>.
15. Barbosa, P.H.Y.R.S., *Modelagem de sistema de suspensão e veículo Baja SAE com software de dinâmica de multicorpos*. 2018.
16. Camerini, M.S.N. *Resistência mecânica*. Available from: https://www.jcnet.com.br/auto_mercado/2010/01/564258-dr--automovel--resistencia-mecanica.html.
17. Seward, D.a., *Race car design*.
18. Figueiroa, D.C., *Determinação da posição do centro de rolagem em vaículos de competição utilizando ferramentas CAD/CAE*. 2017.
19. Argôlo, A.L.L., *Estudo de Geometria Anti-Dive e Anti-Squat para protótipos Baja SAE*. 2017.
20. ; Available from: <https://www.lotusengineering.com/engineering-software/>.
21. Kinjawadekar, T., Dixit, N., Heydinger, G. J., Guenther, D. A., & Salaani, M. K. , *Vehicle Dynamics Modeling and Validation of the 2003 Ford Expedition with ESC using CarSim*. . SAE Technical Paper Series, (2009).
22. Tognolli, A., Serafim, C. C. G., & Garcia, B. A., *Study of Geometric Parameters for Validation and Reduction Effort in Steering System of a Vehicle FSAE*. SAE Technical Paper Series, 2015.
23. Petuya, V.M., E.; Altuzarra, O.; Pinto, C. and Hernández, A, *Educational Software Tools for the Kinematic Analysis of Mechanisms*. 2011.

ANEXO I – PONTOS CRÍTICOS EIXO FRONTAL

 Front (-ve Y) Suspension Coords (3D)

	Label	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Long Label
1	1	-150.0000	-232.5000	180.0700	Lower wishbone front pivot
2	2	150.0000	-232.5000	180.0700	Lower wishbone rear pivot
3	3	-5.2400	-586.8700	187.8400	Lower wishbone outer ball joint
4	4	-150.0000	-232.5000	348.1500	Upper wishbone front pivot
5	5	150.0000	-232.5000	348.1500	Upper wishbone rear pivot
6	6	5.2400	-572.9000	387.3600	Upper wishbone outer ball joint
7	7	-6.0300	-493.9600	189.2600	Push rod wishbone end
8	8	-6.0300	-302.2000	381.8700	Push rod rocker end
9	9	64.0000	-533.5900	233.2700	Outer track rod ball joint
10	10	30.0000	-232.5000	220.0000	Inner track rod ball joint
11	11	-6.0300	-223.8000	550.0200	Damper to body point
12	12	-6.0300	-293.3900	400.4100	Damper to rocker point
13	13	0.0000	-579.8900	287.6000	Wheel spindle point
14	14	0.0000	-620.0000	287.6000	Wheel centre point
15	15	18.8800	-250.0000	356.8700	Rocker axis 1st point
16	16	-30.9400	-250.0000	361.0800	Rocker axis 2nd point

ANEXO II – PONTOS CRÍTICOS EIXO TRASEIRO

 Front (-ve Y) Suspension Coords (3D)

	Label	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Long Label
1	1	-150.0000	-232.5000	180.0700	Lower wishbone front pivot
2	2	150.0000	-232.5000	180.0700	Lower wishbone rear pivot
3	3	-5.2400	-586.8700	187.8400	Lower wishbone outer ball joint
4	4	-150.0000	-232.5000	348.1500	Upper wishbone front pivot
5	5	150.0000	-232.5000	348.1500	Upper wishbone rear pivot
6	6	5.2400	-572.9000	387.3600	Upper wishbone outer ball joint
7	7	-6.0300	-493.9600	189.2600	Push rod wishbone end
8	8	-6.0300	-302.2000	381.8700	Push rod rocker end
9	9	64.0000	-533.5900	233.2700	Outer track rod ball joint
10	10	30.0000	-232.5000	220.0000	Inner track rod ball joint
11	11	-6.0300	-223.8000	550.0200	Damper to body point
12	12	-6.0300	-293.3900	400.4100	Damper to rocker point
13	13	0.0000	-579.6900	287.6000	Wheel spindle point
14	14	0.0000	-620.0000	287.6000	Wheel centre point
15	15	18.8800	-250.0000	356.8700	Rocker axis 1st point
16	16	-30.9400	-250.0000	361.0800	Rocker axis 2nd point