

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Eider Gomes Conti

**PROJETO DE CINEMÁTICA E ANÁLISE DINÂMICA DE SISTEMA
DE SUSPENSÃO PARA UM PROTÓTIPO DO TIPO FÓRMULA SAE**

Santa Maria RS

2020

Eider Gomes Conti

**PROJETO DE CINEMÁTICA E ANÁLISE DINÂMICA DE SISTEMA DE
SUSPENSÃO PARA UM PROTÓTIPO DO TIPO FÓRMULA SAE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica, da Universidade Federal de Santa Maria, como requisito parcial para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Mario Eduardo Santos Martins PhD.

Santa Maria, RS

2020

Eider Gomes Conti

**PROJETO DE CINEMÁTICA E ANÁLISE DINÂMICA DE SISTEMA DE
SUSPENSÃO PARA UM PROTÓTIPO DO TIPO FÓRMULA SAE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica, da Universidade Federal de Santa Maria, como requisito parcial para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Aprovado em 10 de dezembro de 2020:

Mario Eduardo Santos Martins, PhD. Eng. (UFSM)

(Presidente/Orientador)

Thompson Diordinis Metzka Lanzanova, PhD. Eng. (UFSM)

Adriano Gonçalves Schommer, MSc. Eng.

Santa Maria, RS

2020

DEDICATÓRIA

Dedico à minha família, Edenilson, Rejane, Ligia, Bruna, Magali, Mingau e Madalena por estarem sempre ao meu lado e me fazerem chegar até aqui, mesmo quando eu não acreditava mais que conseguiria. Nos dias mais difíceis, vocês sempre foram a luz no fim do túnel. Amo todos vocês do fundo do meu coração.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Rejane e Ednilson, por todos os ensinamentos, ajuda, carinho e amor. Sem eles, eu não teria sobrevivido a várias situações e não conseguiria traçar a jornada até aqui. Aos demais integrantes da minha família, Ligia, Bruna, Magali e Jamerson por todo suporte, atenção amor e carinho ao longo de toda a minha trajetória de vida. Vocês serão, para sempre, o meu alicerce.

Ao meu orientador, professor Mario, que ao longo de todo o período de elaboração deste trabalho proporcionou diversos aprendizados extremamente relevantes para a vida profissional e acadêmica. Além dele, os professores Fernando Bayer e Roberto Hausen pelos contínuos ensinamentos durante os quatro anos de participação das competições Formula SAE Brasil.

À equipe Formula UFSM que, durante quatro anos de minha graduação, me proporcionou as emoções mais vívidas que uma equipe de *motorsport* pode proporcionar. Além disso, possibilitou que eu me tornasse um profissional ainda mais qualificado para o mercado de trabalho, além de viabilizar a elaboração deste trabalho, fornecendo os dados necessários, além de me oportunizar desenvolver o projeto da nova cinemática de suspensão.

Aos ex-integrantes da equipe Formula UFSM Cassio Freitas, Ângelo Baratto, Marcelo Michael, Fernando Leal, Adriano Schommer, Pedro Toniasso, Eugênio Pozzobon e Matheus Zanon por toda a ajuda com o projeto e a análise que aqui está descrita.

Aos meus amigos Mateus Culleton, Carlo Rocchi e Poliana Ferronato que foram da equipe para a vida, e, mesmo não participando da elaboração deste, serão sempre lembrados.

A todos que, de certa maneira, fizeram a diferença aqui ou de qualquer outra maneira em minha vida. Muito Obrigado!

“O medo faz parte da vida da gente. Algumas pessoas não sabem como enfrentá-lo, outras – acho que estou entre elas – aprendem a conviver com ele e o encaram não como uma coisa negativa, mas como um sentimento de autopreservação.”

(Ayrton Senna)

Santa Maria, RS

2020

RESUMO

PROJETO DE CINEMÁTICA E ANÁLISE DINÂMICA DE SISTEMA DE SUSPENSÃO PARA UM PROTÓTIPO DO TIPO FÓRMULA SAE

AUTOR: Eider Gomes Conti

ORIENTADOR: Prof. Mario Eduardo Santos Martins, PhD

Ao longo do crescimento da categoria Fórmula SAE, surge a demanda de que o veículo em movimento fosse previamente considerado durante sua fase de projeção de modo a observar os esforços de entrada nas massas suspensas, prever parâmetros de performance e antecipar o seu comportamento em suas condições mais severas. Sendo assim, o presente trabalho tem como principal objetivo desenvolver um sistema de suspensão observando a seleção e caracterização adequada do pneu a ser utilizado de maneira a pré-definir parâmetros geométricos do sistema e verificar a influência da variabilidade de configuração de amortecimento e rigidez dos pneus no comportamento de pista. Através da pré definição de limites para as variáveis geométricas do sistema, os pontos de ancoragem dos braços independentes duplo-A foram definidos de modo a obter os melhores valores de contato do pneu com o solo, esterçamento e empacotamento do veículo. Em seguida, um modelo computacional com sete graus de liberdade (*full car*) foi desenvolvido para analisar o desempenho do veículo em três condições críticas: curva em regime transiente, manobra do tipo *chicane* e *slalom*. Em comparativo com o protótipo anterior, os novos pontos de ancoragem possibilitaram (em rolagem e esterçamento) redução do raio mínimo de curvatura, aumento do contato do pneu com o solo e menores esforços para esterçamento das rodas. A análise dinâmica possibilitou observações da resposta vertical nas três condições críticas, conclusões sobre a correlação entre estabilidade e resposta vertical, caracterização do perfil do índice de estabilidade transiente, investigações e sugestões sobre a configuração mais favorável para cada manobra e para cada evento dinâmico

Palavras-Chave: Cinemática. Dinâmica. Full Car. Centro de Gravidade.

ABSTRACT

KINEMATICS DEVELOPMENT AND DYNAMIC ANALYSIS OF SUSPENSION SYSTEM FOR A FORMULA SAE PROTOTYPE

AUTHOR: Eider Gomes Conti

ADVISOR: Mario Eduardo Santos Martins, PhD

During the increase of the Formula SAE category, a request to consider the vehicle movement behavior during design process emerged, with the purpose of observe the efforts input into sprung masses, predict performance parameters and anticipate its attitude into severe track conditions. Therefore, the present work has the main objective to design a suspension system considering selection and characterization of the tire, in order to pre-select geometrical parameters of the system performance and verify, on track conditions, the influences of the setup variation for damping ratio and tire stiffness. Throughout the predefinition of geometrical variables, spatial points of double wishbone system were defined to obtain better values of tire contact with ground, steer travel and car packaging. Subsequently, a computational model with seven degrees of freedom (full car model) was developed to analyze configurations response on three critical conditions: transient-state cornering, chicane and slalom. In comparison with previous car, the new suspension hardpoints allowed small range of curvature radius, more contact between tire and ground and small forces and moments to steer the front wheels. The ride analysis enabled observations of the vertical response on the three critical conditions, conclusions of the correlation between stability and vertical response, characterization of transient stability index profile, investigations and suggestions of useful setup to each maneuver and dynamic event into Formula SAE competition.

Keywords: Kinematics. Dynamic. Full Car. Center of Gravity.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Mecanismo de adesão Pneu x Superfície.....	17
Figura 2 - Deformação do pneu em rolagem.....	18
Figura 3 - Coeficiente de Atrito x Porcentagem de escorregamento.....	19
Figura 4 - Ângulo de deriva x Força Lateral	20
Figura 5 - Representação dos braços mecânico, pneumático e totais de auto alinhamento.	21
Figura 6 - Gráfico de componente de força lateral por ângulo de camber	22
Figura 7 - Camber (°) x Deslocamento da Suspensão (mm).	23
Figura 8 - Efeito de desalinhamento da roda devido à inclinação de Pino Mestre.....	24
Figura 9 - Diagrama de corpo livre com forças e momentos produzidos na roda.....	26
Figura 10 - Convergência das rodas	27
Figura 11 - Variação da Convergência (V) devido ao curso de Suspensão (S).....	28
Figura 12 – Setup para a traseira do veículo devido à convergência das rodas	29
Figura 13 - Geometria de Ackermann	30
Figura 14 – Gráfico δ_i x δ_o – Relação entre Bitola e Entre Eixos	31
Figura 15 - Geometrias para Esterçamento.	32
Figura 16 – Diagrama de Corpo Livre em Rolagem	35
Figura 17 - Eficiência de Transmissão x Ângulo de Articulação.....	36
Figura 18 - Distribuição de Massa - Corpo Humano	37
Figura 19 – Alteração da altura do centro de rolagem x Alteração da bitola.	38
Figura 20 - Razão de Instalação - Movimento vertical da suspensão.	39
Figura 21 - Modelo quarter-car	43
Figura 22 - Quarter-car - diagrama de corpo livre.....	44
Figura 23 - Modelo quarter-car modificado.	45
Figura 24 - Modelo Half-Car.....	46
Figura 25 - Modelo half-car para consideração de suspensões ativas.....	47
Figura 26 - Comparativo entre medições e simulações - modelos de análise de ride (full car, quarter-car e half-car).	49
Figura 27- Histerese do Sistema de Suspensão - Molas.....	50
Figura 28- Não linearidade no sistema de resposta no amortecimento	51
Figura 29 - Comparativo de amortecimento linear e não linear – Modelo full car.	52

Figura 30 - Método de filtragem e separação dos dados do TTC em MATLAB®	56
Figura 31 - Fluxograma de para o projeto cinemático.....	59
Figura 32 - Relação de triângulos para seleção de câster e raço mecânico preliminar	57
Figura 33 - Trecho de análise selecionados	64
Figura 34 - Traçado da pista do Kartódromo Olhos D'água - Cruz Alta - Rio Grande do Sul	72
Figura 35- Imagem de GPS do traçado do circuito montado no Kartódromo Olhos D'água...	73
Figura 36 - Representação da instalação do potenciômetro linear nas rodas do veículo	74
Figura 37 - Diagrama de Mudge para os critérios de seleção do pneu.....	77
Figura 38 - Matriz de decisão para os pneus a serem analisados quantitativamente.....	78
Figura 39 - Força Lateral x Ângulo de deriva - pneu Hoosier R25B 16 x 6-10 e Hoosier R25B 16 x 7.5 -10.....	80
Figura 40 - Torque de auto alinhamento x Ângulo de deriva.....	80
Figura 41- Distribuição prévia de massas em CAD.	83
Figura 42 - Força longitudinal x escorregamento - pneu Hoosier R25B 16 x 6 - 10	83
Figura 43 - Ângulo de esterçamento x raio de curvatura e Porcentagem de Ackermann x raio de curvatura	84
Figura 44 - Resultados para as iterações de variação de câster em relação ao ganho de cambagem.....	86
Figura 45- Raio de curvatura x deslocamento da caixa de esterçamento.....	87
Figura 46 - Ganho de camber x deslocamento da caixa de direção	88
Figura 47 - Porcentagem de Ackermann x deslocamento da caixa de direção	89
Figura 48 - Força lateral (N) x Ângulo de deriva (graus).....	100
Figura 49 - Razão de mola x deslocamento vertical - eixo dianteiro e traseiro - configurações 1 e 2 de análise.....	102
Figura 50 - Resultado para os valores de ganho de camber x ângulo de rolagem - eixo dianteiro e traseiro.....	93
Figura 51 - Variação de Camber x Deslocamento vertical das rodas - Eixo dianteiro e traseiro	94
Figura 52 - Variação de <i>toe</i> x deslocamento vertical das rodas - Eixo Dianteiro e traseiro.....	95
Figura 53 - <i>Anti-dive e anti-squat</i> x movimento vertical das rodas.....	108
Figura 54 - Ganho de camber, porcentagem de Ackermann e raio de curvatura x deslocamento da caixa de direção.....	97

Figura 55 -Altura do Centro de rolagem e transferência de carga x ângulo de rolagem (graus) - Eixo dianteiro e traseiro	99
Figura 56 - Representação em CAD da distribuição espacial dos pontos finais de suspensão	99
Figura 57 - Rigidez x Pressão - Pneu dianteiro e traseiro.	102
Figura 58 - Forças de amortecimento x Velocidade de Resposta.	103
Figura 59 - Aceleração vertical das massas não suspensas x tempo - manobra do tipo chicane - Ajustes 1, 2 e 3.....	104
Figura 60 - Aceleração vertical das massas suspensas x tempo	105
Figura 61 - Limite de aceleração lateral x tempo - manobra chicane.....	106
Figura 62- Derivada da aceleração lateral limite - slalom	107
Figura 63 - Aceleração vertical da massa suspensa x tempo - manobra slalom.....	108
Figura 64 - Forças de amortecimento x Velocidade de Resposta.	109
Figura 65 - Deslocamento da massa suspensa x tempo - manobra do tipo curva em regime transiente.....	110
Figura 66 - Variação da aceleração vertical x número de elementos - massa não-suspensas - curva em regime transiente.....	111
Figura 67 - Aceleração lateral x tempo - índice de estabilidade - manobra do tipo curva em regime transiente.....	112
Figura 68 - Análise da variável <i>run time</i>	113
Figura 69 - Perfis de aceleração lateral, longitudinal e deslocamento vertical da roda x comprimento do vetor - Análise de pista.....	113
Figura 70 - Deslocamento das massas não suspensas x tempo - avaliação de pista (todos os valores de deslocamento $\times 10^{-4}$)	114
Figura 71 - Deslocamento e erros médios percentuais - valores reais e simulados.....	115
Figura 72 - Aceleração vertical da massa suspensa x tempo - valores reais e simulados	116

LISTA DE TABELAS

Quadro 1 - Configurações dos protótipos de 2018 e 2019 da equipe Fórmula UFSM	53
Quadro 2 - Sensores utilizados para as medições feitas no protótipo de 2018.....	53
Quadro 3 - Parâmetros iniciais para a rotina de simulações dinâmicas	71
Quadro 4 - configurações de pista - testes no Kartódromo Olhos D'água	72
Quadro 5 -Relação dos primeiros colocados da competição Fórmula SAE Brasil 2018 - Provas de skid pad e enduro.....	53
Quadro 6 -Relação dos primeiros colocados da competição Fórmula SAE michigan 2018 - Provas de skid pad e enduro.....	76
Quadro 7 -Relação dos primeiros colocados da competição Fórmula SAE Lincoln 2018 - Provas de skid pad e enduro.....	76
Quadro 8 - Levantamento de bitolas dos primeiros colocados - prova de enduro - Fórmula SAE Brasil 2018	81
Quadro 9 - Distribuição de massa dos componentes.....	82
Quadro 10 -Iterações para Seleção de Cáster	85
Quadro 11 - Resultados para variação de camber devido as interações de Cáster.....	88
Quadro 12 - Resultados para os hardpoints do centro de roda traseiro	92
Quadro 13- Coordenadas espaciais finais da suspensão dianteira e traseira	99
Quadro 14- Parâmetros geométricos da suspensão do FU-19.....	100
Quadro 15 - Valores e erros médios para aceleração longitudinal e lateral	100

LISTA DE SÍMBOLOS

μ - Coeficiente de Atrito do Pneu com o solo [-]

e - Limite de Escorregamento do Pneu [-]

v_t - Velocidade Tangencial do Veículo [m/s²]

v - Velocidade de Translação do Veículo [m/s²]

ΔW_f - Transferência Lateral de Carga [N]

A_y - Aceleração Lateral [G].

W - Peso do Veículo [N].

H - Altura de Rolagem (Diferença entre a altura do centro de gravidade ao centro de rolagem) [m].

K_f - Rigidez de Rolagem do eixo dianteiro [Nm/grau].

K_r - Rigidez de Rolagem do eixo traseiro [Nm/grau].

b - Distância longitudinal do centro de gravidade em relação ao eixo traseiro [m].

l - Entre Eixos [m].

Z_{RF} - Altura do Centro de Rolagem em relação ao solo [m].

c_{cr} - Fator de Amortecimento Crítico [Ns/m].

ω_n - Frequência Natural [Hertz]

SSF - Fator de Estabilidade [-]

F_{LD} - Força Proveniente da Transferência de Carga [N].

F_c - Força Proveniente do Amortecedor [N]

S_{LA} - Desvio Padrão [-]

σ_{LA} - Erro Padrão [-]

I_{xx} - Momento de Inércia em torno do eixo X [kg.m²]

I_{yy} - Momento de Inércia em torno do eixo Y [kg.m²]

$[M]$ - Matriz de Massa [kg]

$[I]$ - Matriz Identidade [-]

$[C]$ - Matriz de Amortecimento [Ns/m]

M_{zmax} - Torque máximo de auto alinhamento [N.m]

R_I - Força normal no eixo dianteiro [N]

R_{II} - Força normal no eixo traseiro [N]

F_z - Força de Sustentação [N]

Q_l - Resistência ao rolamento [kg.m²]

δ - Ângulo de esterçamento [graus]

$C_{\alpha r}$ - Rigidez de rolagem – pneu traseiro [N/grau]

$C_{\alpha f}$ - Rigidez de rolagem – pneu dianteiro [N/grau]

a_y - aceleração lateral [m/s²]

A_x - aceleração longitudinal [G]

h_{roll} – Altura de rolagem [mm]

ρ_w - Raio de rolagem do pneu [mm]

δ_i^p – Deflexão dos pneus [mm]

$z_i(t)$ – Deslocamento da massa não suspensa [mm]

$z_i^s(t)$ – Deformidade do solo [mm]

C_{sf} – Amortecimento da roda dianteira [Nm/s]

C_{sr} – Amortecimento da roda traseira [Nm/s]

L_f – Parcela dianteira do entre eixos [mm]

L_r – Parcela traseira do entre eixos [mm]

I_s – Momento de inércia em torno do eixo transversal [kg.m²]

m_{uf} – Massa não suspensa do eixo dianteiro [kg]

m_{ur} – Massa não suspensa do eixo traseiro [kg]

T_{Total} = Energia cinética total do sistema *full car* [J]

V_{Total} = Energia potencial total do sistema *full car* [J]

\mathcal{D}_c = Energia de amortecimento total do sistema *full car* [J]

$\Delta t_{manobra}$ = Passo de integração numérica inicial do sistema *full car* analisado pelo presente trabalho [s]

$\Delta t_{manobra+1}$ = Passo de integração numérica da iteração subsequente do sistema *full car* analisado pelo presente trabalho [s]

$\Delta t_{manobra-1}$ = Passo de integração numérica da iteração anterior do sistema *full car* analisado pelo presente trabalho [s]

$f_{aquisição}$ = Frequência de aquisição do acelerômetro bidimensional [Hz]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	13
1.1.1 Objetivos Gerais	14
1.1.2 Objetivos Específicos	14
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1 DINÂMICA VEICULAR	16
2.1.1 Pneu	16
2.1.1.1 Mecânica de aderência.....	16
2.1.1.2 Coeficiente de atrito	18
2.1.1.3 Força Lateral x Ângulo de Deriva (Slip Angle)	19
2.1.1.4 Distância do ponto de contato do pneu ao eixo de giro da roda - braços de auto alinhamento	21
2.1.2 Geometria de Suspensão.....	22
2.1.2.1 Camber	22
2.1.2.2 Inclinação de Pino Mestre e Raio de Rolamento (Scrub Radius).....	23
2.1.2.3 Cáster	25
2.1.2.4 Ângulo Convergência e Divergência (toe)	26
2.1.2.5 Ackermann.....	29
2.1.3 Outros Parâmetros Importantes para Performance	32
2.1.3.1 Centro de Gravidade	33
2.1.3.2 Centro de Rolagem e Centro Instantâneo de Rolagem.....	38
2.1.3.3 Razão de Amortecimento e Razão de Instalação.....	39
2.1.3.4 Fator de Estabilidade	41
2.2 ANÁLISE DINÂMICA.....	42
2.2.1 Modelos para Análise Dinâmica.....	42

2.2.1.1 Deflexão dos pneus.....	42
2.2.1.2 Modelo Quarter-Car	43
2.2.1.4 Modelo Half-Car	46
2.2.1.5 Modelo Full Car	48
2.2.1.6 Comparativo entre Modelos	49
2.2.1.7 Não linearidades de sistemas de suspensão	50
3 MATERIAIS E MÉTODOS.....	52
3.1 MATERIAIS UTILIZADOS.....	52
3.2 METODOLOGIA APLICADA.....	54
3.2.1 Seleção do pneu	55
3.2.1.1 Análise Qualitativa	55
3.2.1.2 Análise Quantitativa	56
3.2.2 Desenvolvimento do projeto de cinemática de suspensão.....	57
3.2.2.1 Estimativa do Centro de Gravidade.....	57
3.2.2.2 Parâmetros Geométricos Iniciais e Rotina de Simulação.....	59
3.2.3 Modelagem numérica e análise de dinâmica.....	63
3.2.3.1 Análise de Dados de Pista e Definição da Entrada de Forças	63
3.2.3.2 Modelagem Numérica	66
3.2.3.3 Comparativo com os resultados de pista	72
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	74
4.1 SELEÇÃO DO PNEU	74
4.1.1 Análise qualitativa	74
4.1.2 Análise quantitativa	78
4.2 CINEMÁTICA DE SUSPENSÃO	81
4.2.1 Definição prévia do centro de gravidade e estimativa inicial de parâmetros	81
4.2.2 Definição dos valores de Cáster e KPI	85
4.1.2 Configuração de Amortecimento.....	91

2.1.3 Disposição dos <i>Hardpoints</i> de suspensão.....	92
2.2 ANÁLISE DINÂMICA DE <i>RIDE</i>	100
1.2.1 Rotina de Simulações e Resultados	100
1.2.2 Comparação com resultados de pista.....	112
5 CONCLUSÃO.....	116
5.1 CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES FINAIS	116
5.2 SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS.....	119
6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	120
ANEXO A - CÓDIGO FONTE PARA AS ROTINAS DE SIMULAÇÃO E ANÁLISE DINÂMICA.....	123
ANEXO B – SENSORES UTILIZADOS.....	144

1 INTRODUÇÃO

Durante as competições da categoria Fórmula SAE as condições de pista montadas pelos membros do comitê técnico obrigam o piloto a exercer entradas de esterçamento, frenagem e aceleração intermitentes durante longos períodos do trecho. Para obter sucesso no desenvolvimento dos sistemas disponíveis para o piloto em pista, existe a necessidade da consideração do veículo em suas condições mais severas de percurso, já durante o período de projeção do novo protótipo. Durante o período de desenvolvimento dos sistemas que irão influenciar diretamente na dirigibilidade do veículo, é necessário que todas as condições limites sejam fielmente reproduzidas, principalmente, quando se trata dos esforços resultantes do contato do pneu com o solo e suas consequências nos sistemas adjacentes do veículo.

Para fins de solução da problemática apresentada, notam-se dois componentes como grandes responsáveis pelos esforços que irão ditar o comportamento do veículo: A geração de forças devido ao atrito do pneu com o solo e o posicionamento do centro de gravidade do veículo.

Ao observar o comportamento das curvas de esforços laterais e verticais é possível encontrar os limites de trabalho do sistema de suspensão que irão descrever até onde o veículo irá ter aderência em situações de frenagem, curva e aceleração. Assim, pode-se estimar como cada parâmetro do sistema deve se comportar para que haja máxima aderência do pneu viabilizando a manobrabilidade de maneira constante e ágil. Essa delimitação de parâmetros é essencial para definir de que forma os pontos de suspensão devem operar. Nessa mesma etapa de projeção, deve-se ter em vista que a interface com os demais subsistemas irá ser regida pela disposição do sistema de suspensão, já que o chassi do veículo que irá comportar toda a massa suspensa é diametralmente influenciado pela disposição dos pontos de ancoragem da suspensão. Distribuir as massas e fixar os pontos de operação dos demais sistemas, previamente à fase de fabricação, traz ganhos não só em reparabilidade, mas, diretamente, na performance do veículo.

Por fim, a caracterização de pista é completa quando não só a cinemática do veículo opera em condições de máxima performance, mas quando os esforços durante a manobrabilidade do veículo são satisfatoriamente neutralizados e não geram efeitos negativos na performance. Ao utilizar modelos de análise dinâmica com um ou mais graus de liberdade, é possível reproduzir as situações críticas de pista, observar os limites previamente caracterizados de aderência e observar o comportamento frente às diferentes formas de ajustar

o sistema de suspensão. Parâmetros como coeficientes de estabilidade e aceleração lateral limite trazem à essa dinâmica a investigação de performance capaz de sugerir a melhor combinação de fatores para o comportamento das massas suspensas e não suspensas.

O presente trabalho destina-se a observar e discretizar a correlação desses parâmetros buscando o desenvolvimento bem sucedido de um sistema de suspensão independente para protótipos do tipo Fórmula SAE.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivos Gerais

Desenvolver um método capaz de desenvolver um sistema de suspensão do tipo duplo-A para um protótipo de Fórmula SAE e observar a resposta de diversas configurações do sistema de suspensão projetado através de um modelo *full car* com sete graus de liberdade.

1.1.2 Objetivos Específicos

De modo a atender o objetivo principal, são definidos objetivos específicos como etapas necessárias para o seguimento do projeto:

- Selecionar o tipo de pneu e identificar seus limites de carregamento lateral de ângulos de deriva.
- Definir a distribuição de massa do veículo e os valores de transferência de carga com os limites de força lateral para uma dada força vertical.
- Projetar os pontos espaciais da suspensão baseado no posicionamento dos demais componentes do veículo previamente delimitado pela localização do centro de gravidade posicionado em relação aos limites do pneu.
- Investigar a influência na variabilidade dos ajustes no sistema de suspensão referentes a pressão dos pneus e fator de amortecimento.
- Desenvolver um modelo computacional capaz de reproduzir as situações de pista encontradas para o veículo durante os circuitos definidos pelo comitê da SAE Brasil.
- Comparar os dados simulados pelo modelo computacional com os obtidos em pista.

1.2 JUSTIFICATIVA E MOTIVAÇÃO

Segundo Milliken (1995), as forças e torques desenvolvidos pelos pneus afetam o comportamento do veículo de várias formas. Conhecer os limites de força lateral desenvolvidos pelo contato do pneu com o solo auxilia com que os esforços de excitação sejam antecipados para a correta seleção e manipulação de parâmetros dependentes desses esforços.

Reimpell *et al.* (1995) dizem que baixos centros de gravidade são sempre desejáveis, pois estes influenciam positivamente nas performances em frenagem e curva. Além da limitação imposta pelas condições de carregamento gerado pelo atrito do pneu com o solo, a distribuição dos demais componentes do veículo serão primordiais para o processo inicial de desenvolvimento dos *hardpoints* de suspensão.

Conforme cita Gillespie (1991), toda a vibração e excitação proveniente do movimento do veículo em pista é transmitida para as massas não suspensas e, conseqüentemente, para as massas suspensas do veículo. O conhecimento do perfil de vibração dos corpos em movimento e suas respectivas forças operantes viabiliza diversos tipos de otimizações estruturais, sejam elas visando o bem estar e conforto do piloto ou tendo como objetivo adequadamente estruturar o chassi do veículo durante as provas dinâmicas da competição.

Conforme descreve Hac (2002) o limite de aceleração lateral pode ser descrito através da consideração dinâmica de fatores como alteração na bitola e centro de gravidade e outras alterações de parâmetros em condições de rolagem extrema. Portanto, é possível utilizar essa metodologia elencar os limites de dinâmica lateral do veículo em relação ao perfil vertical de excitações e avaliar qual será a configuração a obter a melhor resposta durante as de manobrabilidade impostas no modelo computacional.

Dessa forma, como os fatores previamente descritos afetam drasticamente a performance do veículo, é importante que sejam devidamente investigados e caracterizados, de forma que possam extrair o melhor do funcionamento do veículo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 DINÂMICA VEICULAR

As características construtivas do sistema de suspensão irão afetar diretamente a dirigibilidade de um veículo automotor. Para Gillespie (1991), dirigibilidade ou *handling* é o termo comumente utilizado para expressar a resposta dada pelo veículo a uma estímulo exercido pelo motorista nas mais diferentes condições de frenagem, esterçamento, aceleração, etc. Fatores como ângulo de pino mestre, cáster, *toe* (convergência e divergência das rodas, vista do plano superior do veículo) e características do pneu, tais como ângulo de deriva (*slip angle*) e as forças desenvolvidas dentro de seu limite de aderência influenciam diretamente no comportamento apresentado pelo veículo durante os estímulos exercidos pelo condutor. Tais parâmetros e suas importâncias serão descritos a seguir.

2.1.1 Pneu

Para entender a dinâmica de comportamento de um veículo, é necessário conhecer as correlações do comportamento do pneu com as forças produzidas durante o funcionamento do sistema de suspensão. Nicolazzi *et. al* (2012).

Gillespie (1991) cita que o pneu serve para três características básicas:

- 1 “Resistir ao carregamento vertical enquanto amortece aos impactos gerados na pista.”
- 2 “Gerar forças longitudinais durante ações de frenagem e aceleração.”
- 3 “Desenvolver forças laterais durante curvas.”

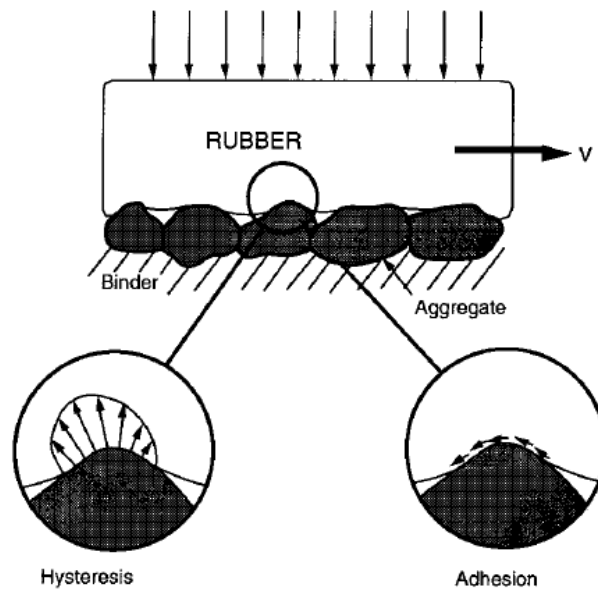
2.1.1.1 Mecânica de aderência

Gillespie (1991) cita que as resultantes de força no pneu não são resultado de um ponto, mas sim de uma combinação de esforços normais e de cisalhamento na região de contato do pneu. Segundo Milliken (1995), nessa região, as partes da borracha podem estar completamente aderidas ao asfalto ou em deslizamento.

Segundo Nicolazzi *et al.* (2012) a possibilidade de transmissão de esforços longitudinais ou laterais, como as forças centrípetas de curva, dependem diretamente do atrito disponível do pneu com o solo. Podendo ocorrer através da adesão molecular da borracha com a pista ou pelo endentamento da borracha com irregularidades da superfície.

A superfície de contato do pneu pode ser retratada pela figura 1.

Figura 1 - Mecanismo de adesão Pneu x Superfície.

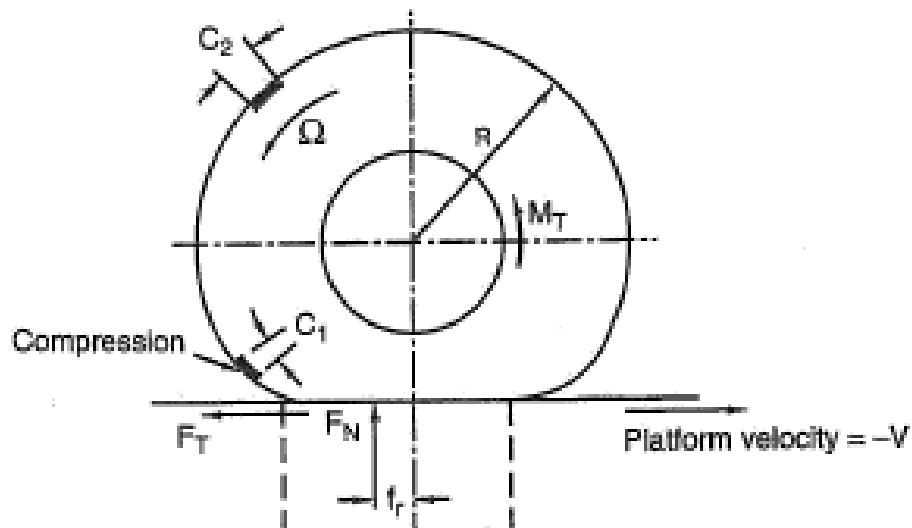


Fonte: Gillespie (1991).

De acordo com o tipo de carregamento e suas direções, fazendo com que sua superfície de contato se deforme, e o raio efetivo de rolagem, seja diferente do estático do pneu.

A situação da figura 2 é exemplificada para casos de aceleração. Onde, M_T é o torque motor exercido sobre a roda, F_N é a força normal quando aplicado o momento M_T , F_T é a força trativa de reação do pneu, C_1 é o comprimento da circunferência do pneu quando deformado C_2 é o comprimento da circunferência sem deformação e R o raio do pneu.

Figura 2 - Deformação do pneu em rolagem.



Fonte: Milliken (1995).

De acordo com Milliken (1995), à medida que o pneu é comprimido, gera-se uma tensão de cisalhamento na direção frontal, essa tensão faz com que os elementos de borracha sejam atraídos para a região de contato, aumentando ainda mais a tensão de cisalhamento na carcaça do pneu.

2.1.1.2 Coeficiente de atrito

Segundo Milliken (1995), as forças laterais e longitudinais são produto do coeficiente de atrito do pneu com as forças verticais aplicadas durante o movimento. Dessa forma, obtém-se uma relação da seguinte forma:

$$\mu = \frac{\text{Força resultante do atrito}}{\text{Força normal}} \quad (1)$$

Onde μ é o coeficiente de atrito disponível.

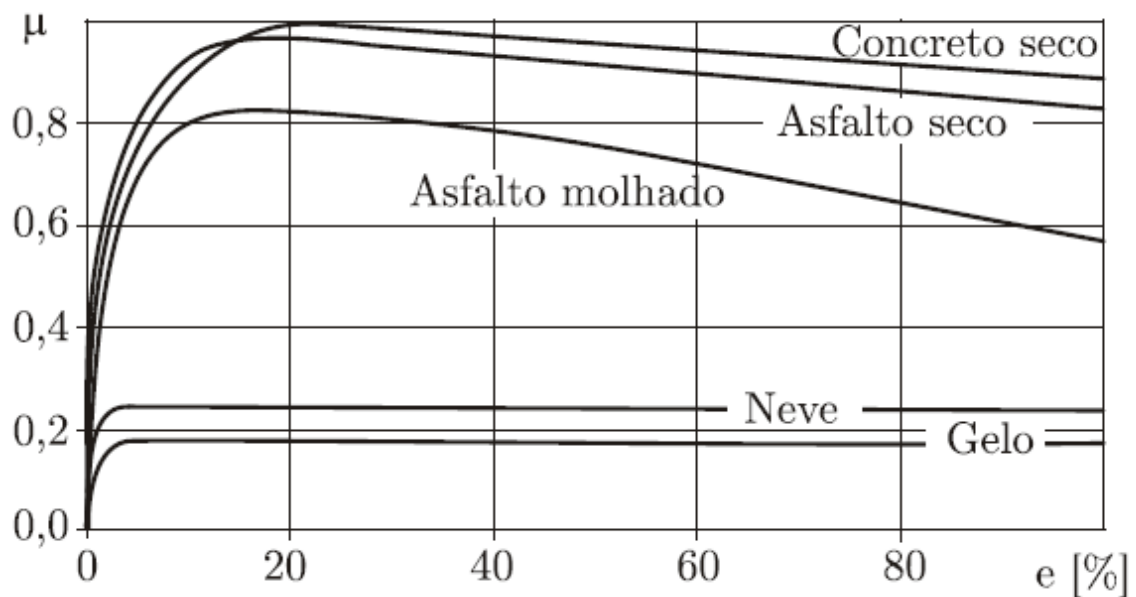
Nicolazzi *et. al.* (2012) correlacionam as características do asfalto com o coeficiente de atrito. A relação do limite de atrito do pneu está diretamente ligada à velocidade do pneu. O limite de escorregamento do pneu pode ser definido como:

$$e = \frac{v_t - v}{v_t} \quad (2)$$

Onde v_t é a velocidade de tangencial da roda, devido à rotação relativa do pneu com o solo, e v a velocidade de translação do veículo em movimento. Para que possa existir movimento relativo entre o veículo e a pista, é necessário existir uma velocidade tangencial do pneu com o solo.

Ainda conforme Nicolazzi *et. al* (2012) citam, o máximo coeficiente de atrito ocorre para escorregamentos em uma faixa da 11 a 20% dependendo do pneu utilizado. Esse valor máximo é determinado como coeficiente de aderência e dele serão oriundas as forças máximas de tração e frenagem do veículo. A função que relaciona os coeficientes de escorregamento e atrito pode ser observada na figura 3.

Figura 3 - Coeficiente de Atrito x Porcentagem de escorregamento em diferentes condições do solo



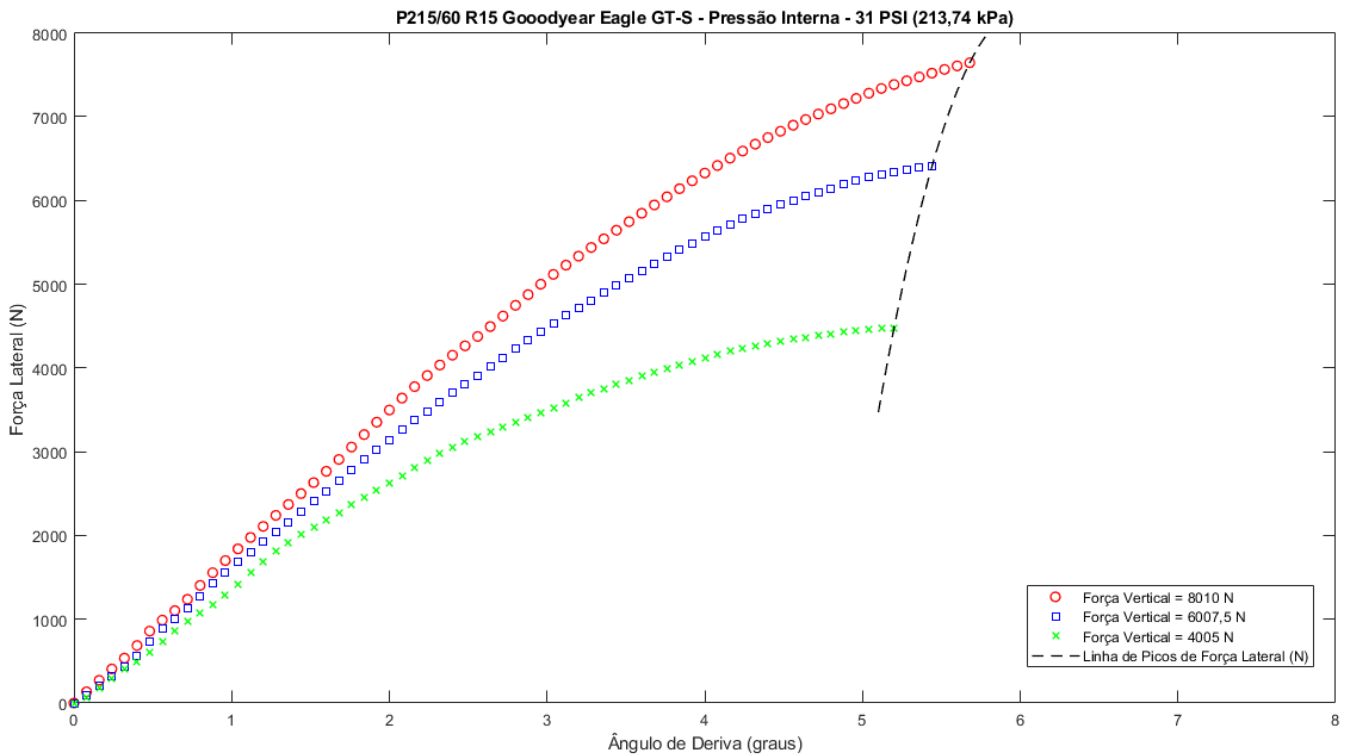
Fonte: Nicolazzi *et. al* (2012).

2.1.1.3 Força Lateral x Ângulo de Deriva (Slip Angle)

Quando o pneu está parado em contato com o solo, a superfície de contato tende a formar uma área retangular. Entretanto, quando submetido a um carregamento lateral, essa superfície irá se deformar e fazer um ângulo com o plano médio do pneu. Esse ângulo é denominado

ângulo de deriva ou *slip angle*. Segundo Milliken (1995), a força lateral é diretamente proporcional ao ângulo de deriva gerado no pneu em situações de rolagem. O comportamento pode ser observado na figura 4.

Figura 4 – Ângulo de deriva x Força Lateral



Fonte: Adaptado de Milliken (1995).

Cada curva representa a força lateral devido aos carregamentos verticais. Observa-se que, devido ao comportamento, a força lateral irá crescer até um determinado ângulo de deriva. Quando atingido o pico, a força irá ter um decréscimo abrupto, e o pneu irá escorregar. Esse escorregamento é devido ao limite de atrito atingido pelo pneu para uma dada força vertical aplicada.

Segundo Nicolazzi *et al.* (2012), o momento resultante da distribuição de forças laterais, na região de contato do pneu com o solo, que irá fazer a roda girar em torno de seu eixo vertical e tenderá a fazer o seu alinhamento em direção à trajetória final do deslocamento é denominado torque ou momento de auto alinhamento do pneu. Este, segundo o autor, irá crescer até o pico de força lateral. Passado esse limite, os valores de momento de auto alinhamento irão decrescer abruptamente, podendo até mudar de sentido, ou seja, fazendo a ação inversa de auto alinhar a roda quando submetido a forças laterais.

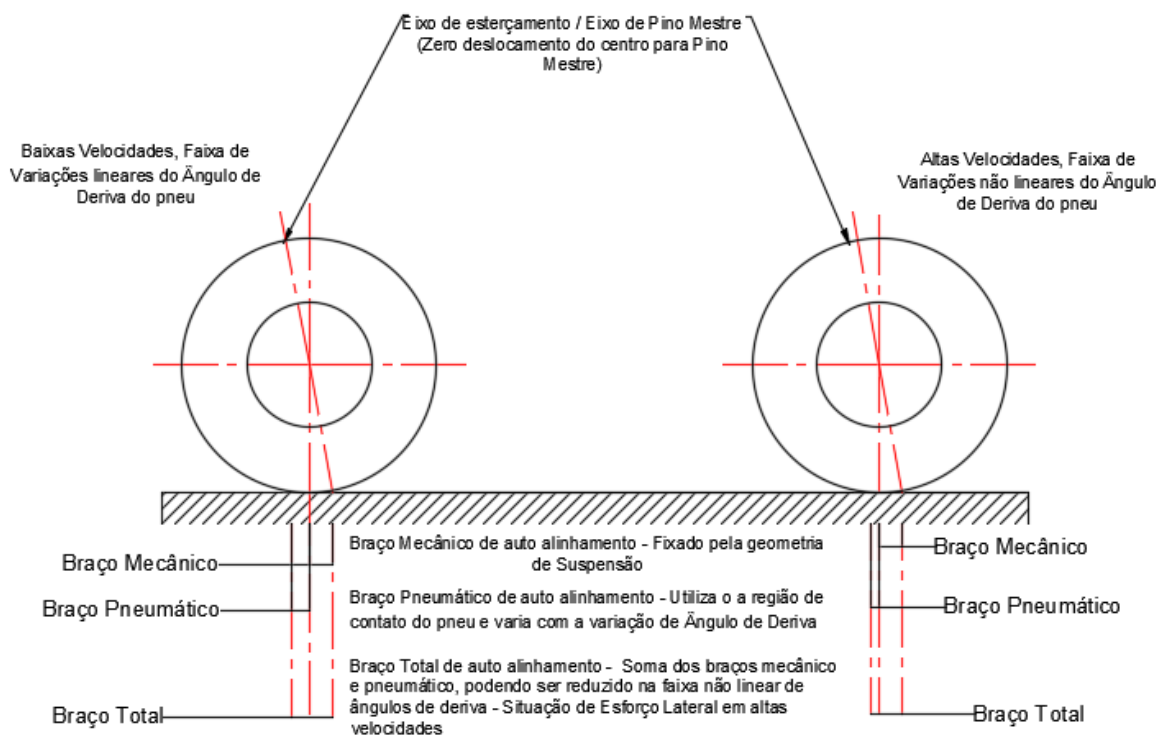
2.1.1.4 Distância do ponto de contato do pneu ao eixo de giro da roda - braços de auto alinhamento

É dito braço pneumático de auto alinhamento, a distância do final da região de contato, dado pela deformação do pneu, até centro de aplicação de forças. Esse braço fará com que, quando submetido a uma solitação lateral, o pneu retorne para a posição original e varia com altas velocidades e esforços laterais, já que a faixa de operação de ângulos de deriva, nesses casos, é não linear. Milliken (1995).

Já a distância mecânica ou braço mecânico de auto alinhamento, será a distância do ponto de encontro do eixo de pino mestre até o centro de aplicação de forças do pneu. Essa distância é fixada pela geometria de suspensão Milliken (1995).

Na figura 5, são exemplificadas os braços pneumáticos e mecânicos de auto alinhamento, bem como o braço total, que se dá pela soma dos dois anteriormente citados.

Figura 5 - Representação dos braços mecânico, pneumático e totais de auto alinhamento



Fonte: Adaptado de Milliken (1995).

2.1.2 Geometria de Suspensão

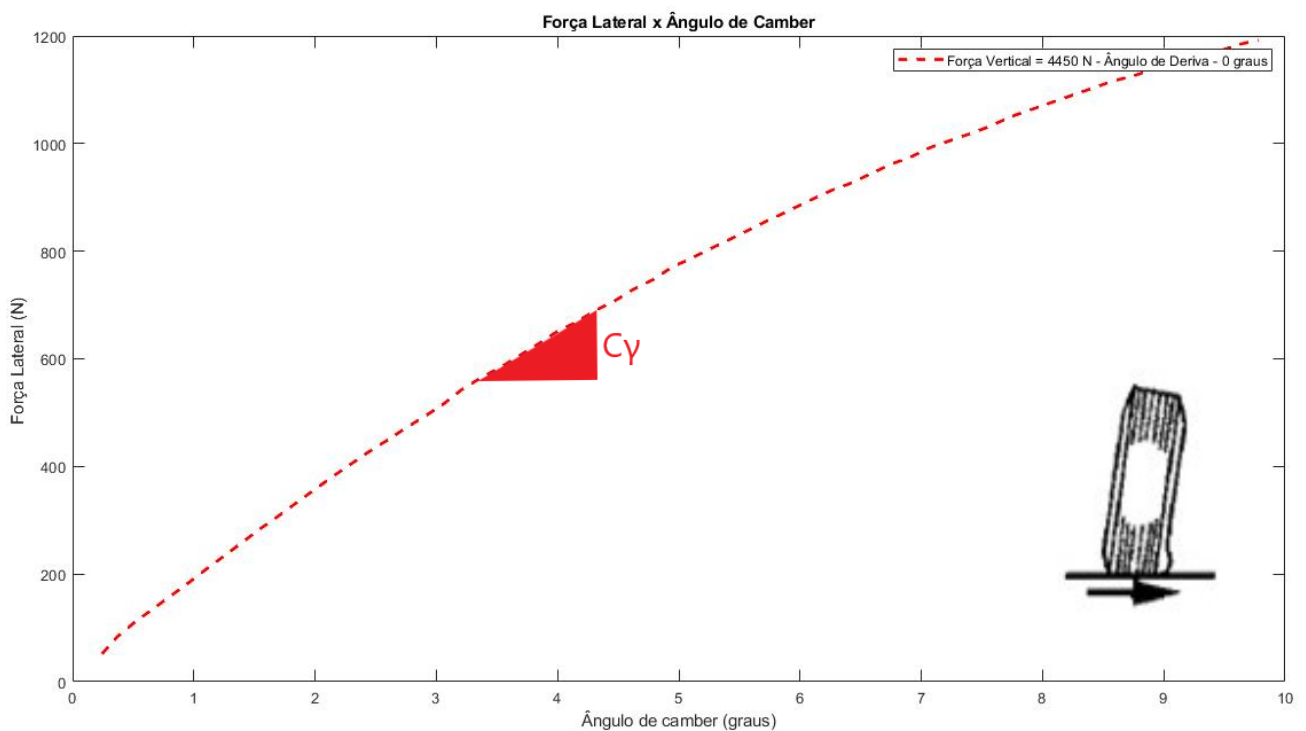
A geometria de suspensão selecionada é, sobretudo, responsável por prover ao pneu o máximo contato com o solo, tendo em vista as variações dinâmicas do alinhamento da roda, os parâmetros geométricos como camber, cáster, convergência ou divergência das rodas (*toe*) e ângulo de inclinação do pino mestre são maneiras de compensar ou modificar as alterações do alinhamento da roda do veículo durante sua trajetória.

2.1.2.1 Camber

Camber diz respeito à inclinação da roda em relação ao eixo perpendicular ao solo, ou seja, quando visto de frente ao veículo. Essa angulação produz mais força lateral que ângulo de deriva, pois, além da força lateral produzida pela deformação do pneu com a pista (força lateral x ângulo de deriva), também produzirá na roda uma componente denominada *Camber Thrust*.

A figura 6 demonstra a componente lateral de força do pneu devido às variações de camber.

Figura 6 - Gráfico de componente de força lateral por ângulo de camber



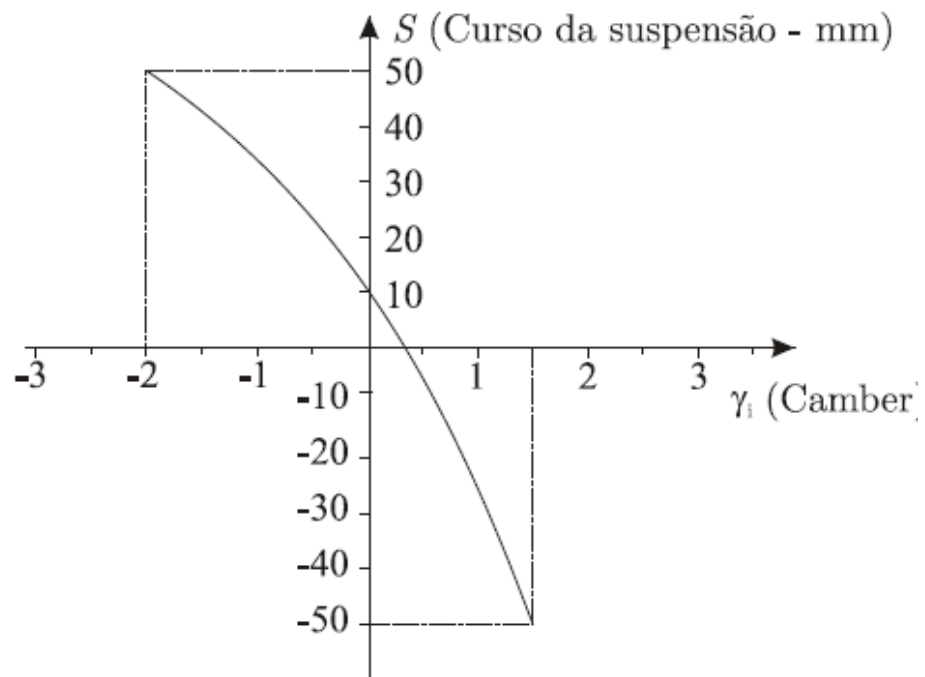
Fonte: Adaptado de Gillespie (1991).

Quando a roda se inclina para direção interna à sua banda de rodagem, ou seja, para direção do veículo, diz-se que o camber é negativo. Quando a inclinação for para fora se diz camber positivo.

Segundo Nicolazzi *et. al* (2012), uma cambagem levemente positiva nas rodas dianteiras facilita a redução do desgaste devido à curvatura do pneu, propiciando o máximo contato com a banda de rodagem. Porém, a cambagem deve ser mais negativa possível, para que o efeito de absorção dos carregamentos laterais não seja minimizado. Segundo o autor é comum que em veículos que priorizam a máxima performance, o camber da roda dianteira seja negativo.

A figura 7 ilustra como se dá o comportamento da cambagem devido ao curso de suspensão, de maneira gráfica.

Figura 7 - Camber (°) x Deslocamento da Suspensão (mm).



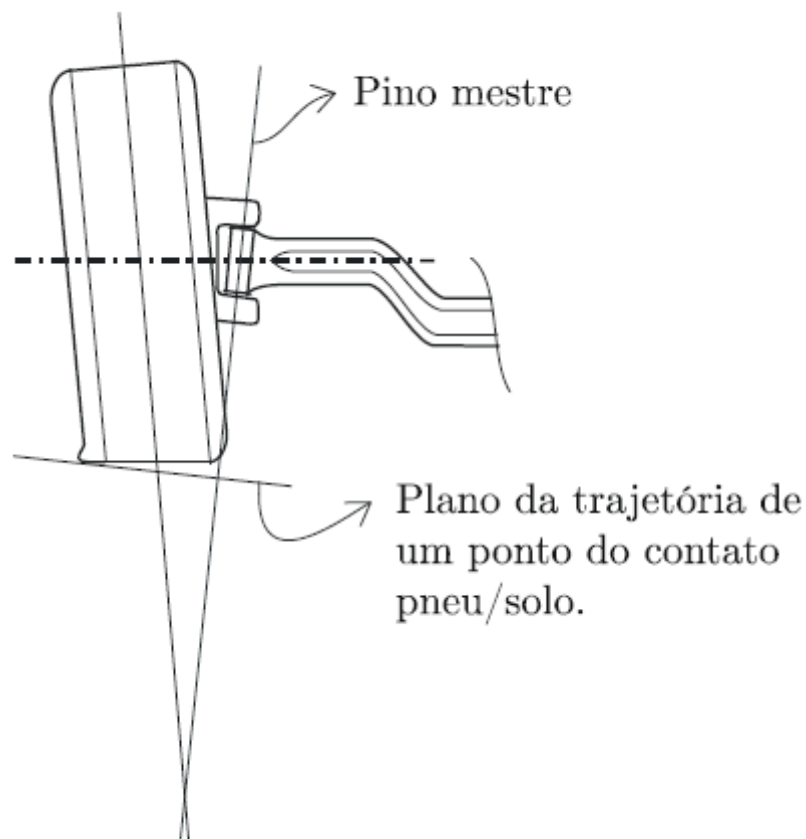
Fonte: Nicolazzi *et. al* (2012).

2.1.2.2 Inclinação de Pino Mestre e Raio de Rolamento (Scrub Radius)

O ângulo de pino mestre é a inclinação dada entre a linha de centro da roda e o seu eixo de rotação. Milliken (1995) cita diversos efeitos da inclinação de pino mestre e do raio de rolamento na estabilidade direcional, como:

1. A inclinação do eixo de pino mestre será positiva quando a angulação se do eixo apontar para o interior do veículo e negativa para o exterior do veículo.
2. A orientação desse eixo tem efeito direto com o ganho de camber por esterçamento. Dessa forma, quando a inclinação for positiva, irá favorecer à positivação do camber por esterçamento e, de maneira análoga, a inclinação negativa do pino mestre irá favorecer uma variação negativa no camber da roda. A figura 8 adaptada de Nicolazzi *et. al* (2012) exemplifica como a inclinação do pino mestre provoca esse efeito.

Figura 8 - Efeito de desalinhamento da roda devido à inclinação de Pino Mestre



Fonte: Nicolazzi *et. al* (2012)

3. O raio de rolamento ou braço à terra pode ser determinado como sendo a distância entre o ponto de contato do eixo de inclinação do pino mestre com o solo e o ponto de encontro do plano central da roda com o solo. É responsável pela produção de momentos que provocam o desalinhamento e alteração

direcional do veículo quando este estiver submetido a componentes longitudinais de força e verticais de força. Esse efeito será denominado *toe change* e *camber change* e terá influência direta no ajuste estático de convergência ou divergência escolhidos para o veículo.

4. Segundo Reimpell *et. al* (2001, para fins de dirigibilidade, a sensibilidade à força lateral e velocidade é detectada em um *feedback* produzido no volante, que seria a atuação de auto alinhamento da roda devido às componentes de pista. Em veículos de alta performance, é um parâmetro essencial quando o piloto performa curvas em alta velocidade ou de difícil manobrabilidade.

Nicolazzi *et. al* (2012) discorrem que os valores utilizados para essa inclinação variam entre 4° e 9°, sendo valores de 5°, como média, o mais recomendado.

2.1.2.3 Cáster

O cáster é a inclinação do eixo de pino mestre, observado de uma vista lateral do veículo, com o plano frontal da roda. É dito positivo, quando sua inclinação aponta para a traseira do veículo e negativo quando sua inclinação aponta para a dianteira.

Nicolazzi *et. al* (2012) citam que valores de referência variando com a condição de posição do motor e tração do veículo como:

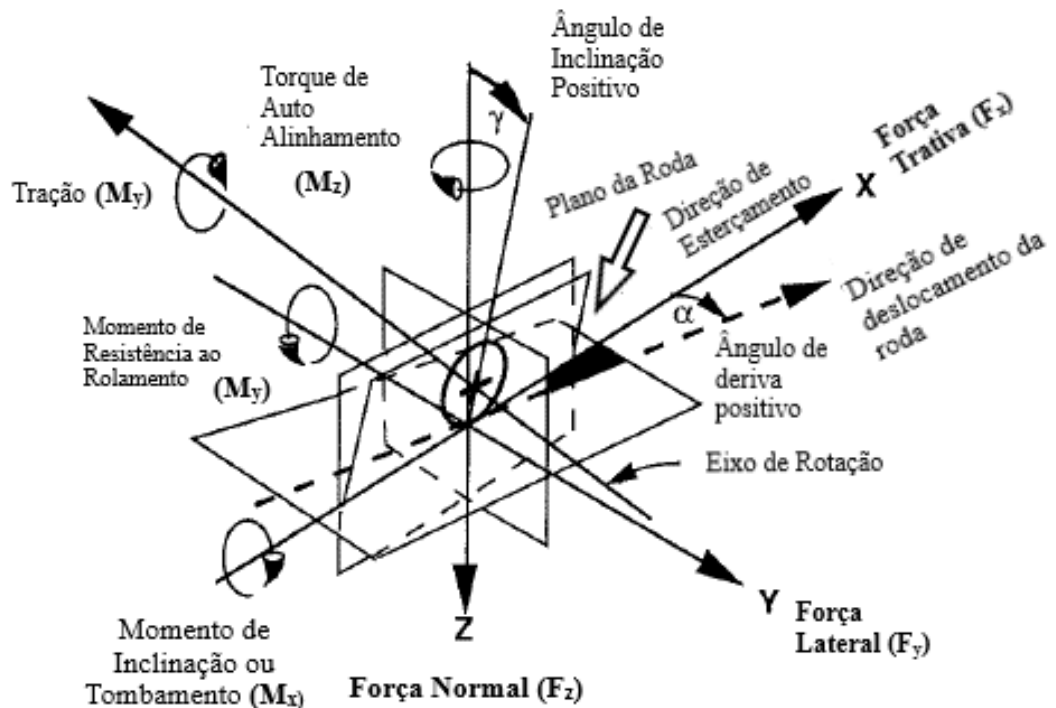
- Motor e tração traseiros: cáster utilizado de 8° a 12°.
- Motor e tração dianteiros: cáster utilizado de -1° a 3°

Reimpell *et al.* (2001) cita que existem alterações dinâmicas do Cáster durante a movimentação do veículo, isso, sobretudo, altera os esforços de direção.

Braço de cáster é como se designa o braço de alavanca medido do ponto de encontro do eixo de inclinação de pino mestre com o solo e do ponto de encontro do plano frontal da roda com o solo, visto lateralmente. Esse braço é responsável por efeitos de alterações nos esforços de direção, auto alinhamento da roda, quando esta estiver esterçada e submetida a esforços laterais e alterações no camber, como citado por Reimpell *et. al* (2001).

A figura 9 exemplifica os braços de alavanca geradores de momento e planos da roda:

Figura 9 - Diagrama de corpo livre com forças e momentos produzidos na roda



Fonte: Adaptado de Gillespie (1991).

Assim como para a inclinação de pino mestre, o cáster possui funcionalidades e efeitos, citados por Milliken (1995):

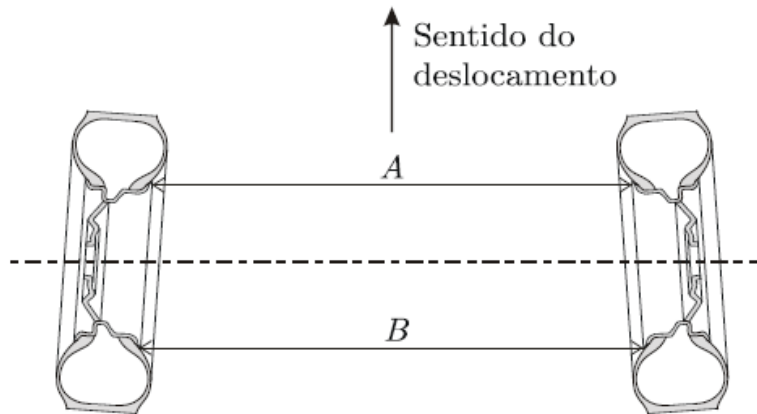
1. Afeta a inclinação de camber da roda, porém, diferentemente do ângulo de pino mestre, quanto mais positivo, mais negativo tende a ser o efeito de variação do camber.
2. Existe, para geometrias que utilizem valores distintos no eixo dianteiro e traseiro, fenômenos de transferência diagonal de carga estática. Com o veículo parado, um esterçamento para a esquerda faz com que haja transferência de peso para a roda traseira direita, existindo um efeito *oversteer* nesse caso.

2.1.2.4 Ângulo Convergência e Divergência (*toe*)

Outro fator preponderante para estabilidade do veículo é a inclinação de *toe*, dada às rodas. Esta, diz respeito a inclinação observada de uma vista superior do veículo: denomina-se *toe-in* ou convergência das rodas, quando as os planos centrais dos pneus estão voltados para a

parte interna do veículo. Já o *toe-out*, designa os planos centrais da roda, visto como retas divergentes, apontando para fora do veículo. A figura 10 exemplifica a convergência das rodas vista do plano superior do veículo.

Figura 10 - Convergência das rodas



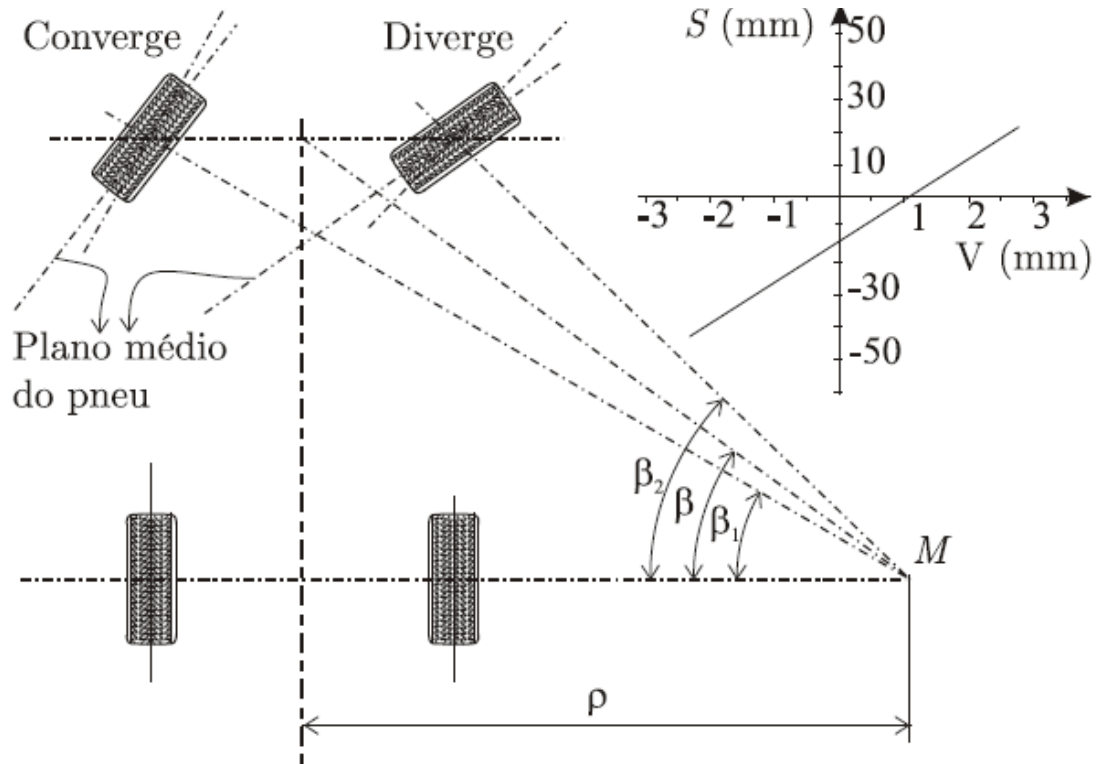
Fonte: Nicolazzi *et. al* (2012).

Esse tipo de inclinação é responsável por compensar os efeitos de correção ao desalinhamento provocado pelas componentes longitudinais, Nicolazzi *et. al* (2012), citam que o maior contato do pneu com o solo e, por consequência, o menor desgaste dos pneus ocorre quando as rodas estão paralelas.

Para estabilidade em linha reta, Nicolazzi *et. al* (2012) citam que, existem diferenças para o eixo motriz e não motriz. Utilizando, como referência, valores positivos para *scrub radius*, no caso de um eixo não motriz, componentes longitudinais no sentido do movimento da figura 10, farão com que as rodas tendam a obter uma convergência indesejada. De forma análoga, uma geometria de suspensão possuindo *scrub radius* positivo irá tender a obter uma divergência indesejada sob ação de uma componente longitudinal.

Já, para a estabilidade direcional em curvas, como citado pelo mesmo autor, é preciso que seja feito outro raciocínio: a roda externa estará sob efeito de maiores componentes de força e, agora, passa a ter efeito *understeer*, por exemplo, quando estiver executando trajetórias curvas, assim, é necessário que a roda externa tenha uma porcentagem maior de convergência no intuito de trazer o veículo novamente para sua trajetória. O mesmo método é adotado quando o comportamento *oversteer*. As figuras 11 e 12 ilustram essa ajustabilidade, para o comportamento *understeer* e *oversteer*, respectivamente.

Figura 11 - Variação da Convergência (V) devido ao curso de Suspensão (S).

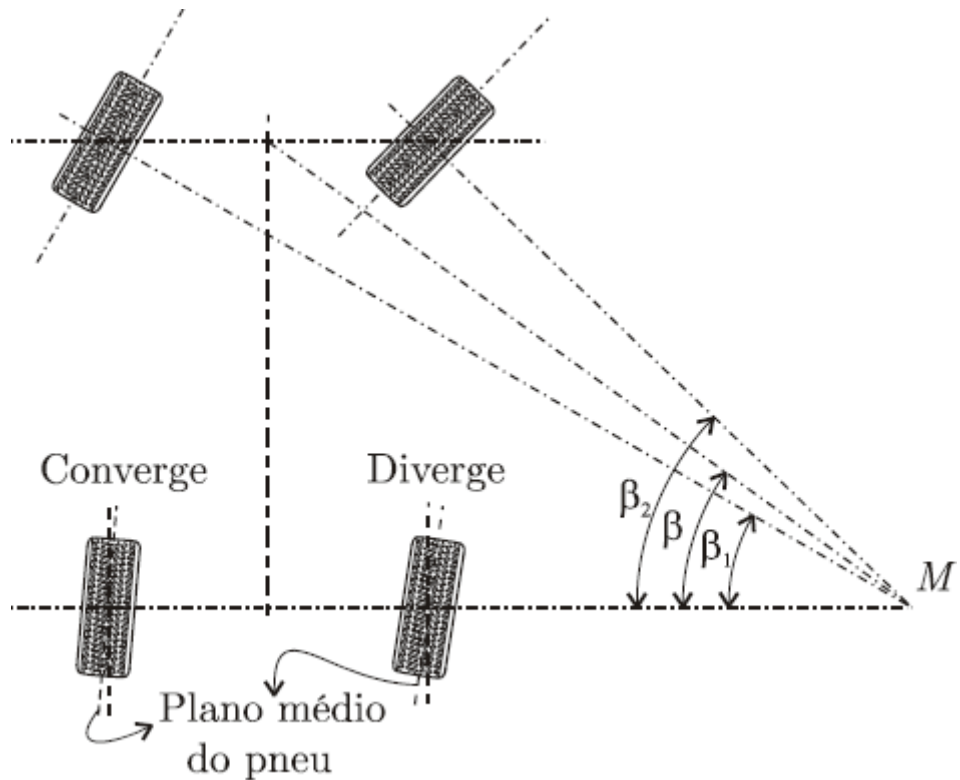


Fonte: Nicolazzi *et. al* (2012)

O gráfico esboçado da figura mostra a direta proporcionalidade na variação do curso de suspensão com a variação na angulação de convergência das rodas. Dessa forma, observa-se que, para um movimento curvilíneo, a externa, ou seja, aquela mais carregada, irá ter mais variação nos ângulos de convergência e sua regulagem padrão deve ser tal que recoloca o veículo na trajetória desejada.

Sobretudo, como citado por Seegers *et. al* (2015) o comportamento do veículo, sobretudo, possui sua aferição e regulagem de acordo com a pista que estará submetido e pela quantidade de curvas que serão submetidas para cada lado do circuito.

Figura 12 – *Setup* para a traseira do veículo devido à convergência das rodas



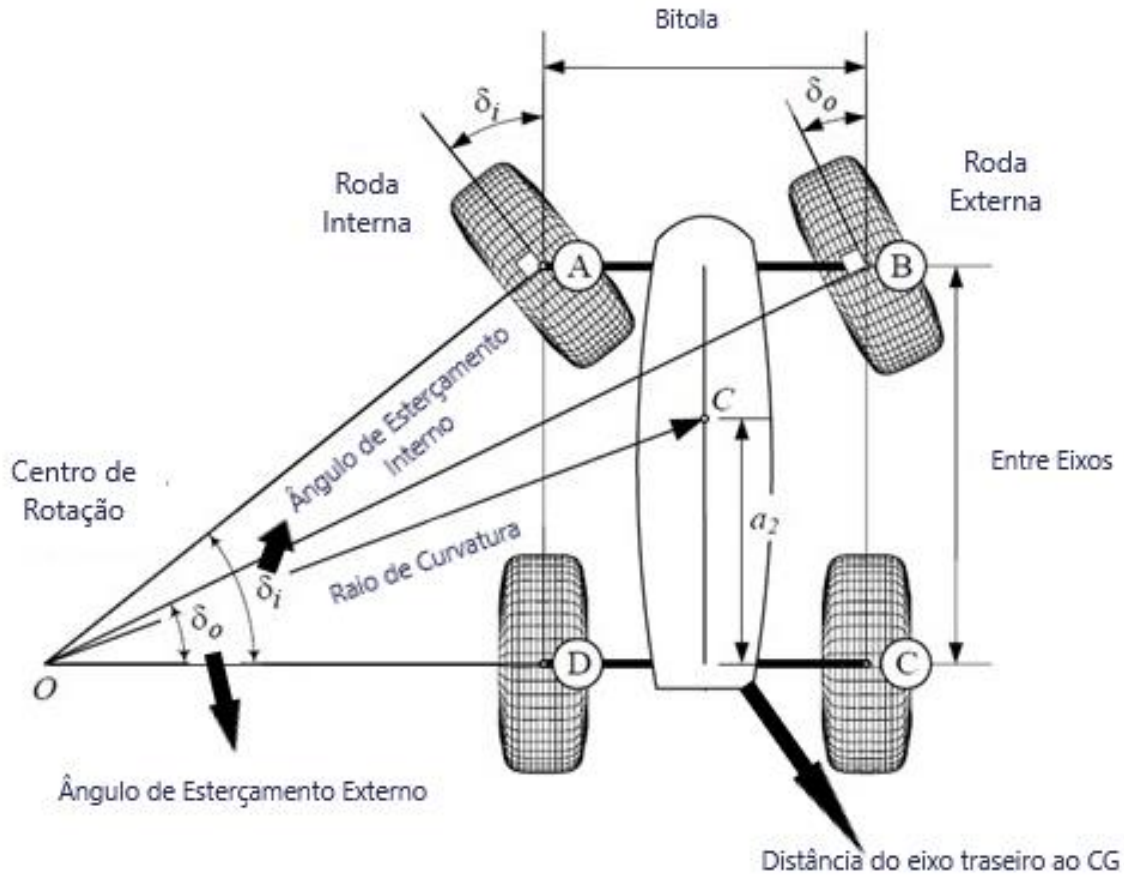
Fonte: Nicolazzi *et. al* (2012).

2.1.2.5 Ackermann

Em manobras de baixa velocidade, os ângulos de deriva do pneu podem ser desconsiderado, pois a aceleração lateral, neste caso, a cinemática de direção atua em uma condição sem “escorregamento” ou *slip free*, como citada por Jazar (2008), isso resulta na situação mostrada na figura 13, onde os ângulos denominados por δ_i e δ_o são, respectivamente, os ângulos de esterçamento gerados na roda interna e externa do veículo.

Para que se obtenha as duas rodas esterçando livremente em uma curva, é necessário que as linhas ligando o plano central das rodas interceptem um ponto em comum, essa é denominada a condição de Ackermann, segundo Jazar (2008).

Figura 13 - Geometria de Ackermann



Fonte: Adaptado de Jazar (2008).

Segundo o autor, existe também uma proporção onde o entre eixos do veículo e a bitola do veículo influenciam na dirigibilidade e na dinâmica de esterçamento do veículo. Nesse caso, deve-se manter uma condição adequada para que a proporção seja tal a manter a manobrabilidade do veículo em acordo com os raios de curvatura necessários para cada caso e a transferência de carga nos limites menores possíveis.

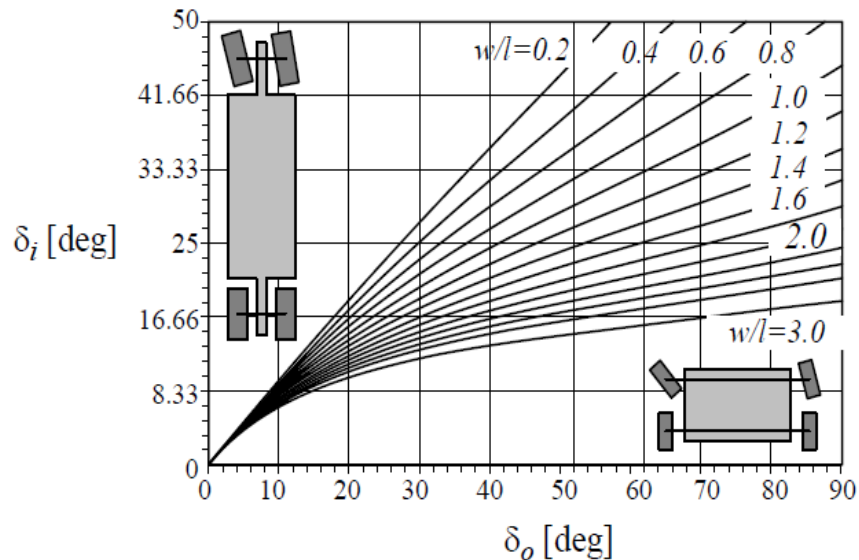
Milliken (1995) descreve, através da equação 1, como se dão os valores de transferência de carga em função da rigidez de rolagem, altura do centro de gravidade, entre eixos, posição longitudinal do centro de gravidade, peso do veículo e altura do centro de rolagem, além da relação inversamente proporcional com a bitola, ou seja, quanto menores forem os valores designados para esse parâmetro, maiores serão os carregamentos dinâmicos recebidos pela roda em situações de curva.

$$\Delta W_f = A_y \left(\frac{W}{t_f} \right) x \left[\frac{HK_f}{K_f + Kr} + \frac{b}{l} Z_{RF} \right] \quad (3)$$

Observa-se, assim, que os parâmetros para projeto de sistema de direção, como bitola dianteira, devem ser considerados e, previamente selecionados, simultaneamente com durante os projetos estruturais e dinâmicos do veículo, de modo a manter correta relação entre os valores projetados e suas respectivas influências nas demais partes do veículo.

Jazar (2008) cita que, quanto maiores os valores de bitola em proporção ao entre eixos do veículo, maiores também deverão ser os ângulos de esterçamento para o eixo dianteiro. A figura 14 demonstra as relações citadas.

Figura 14 – Gráfico $\delta_i \times \delta_o$ – Relação entre Bitola e Entre Eixos

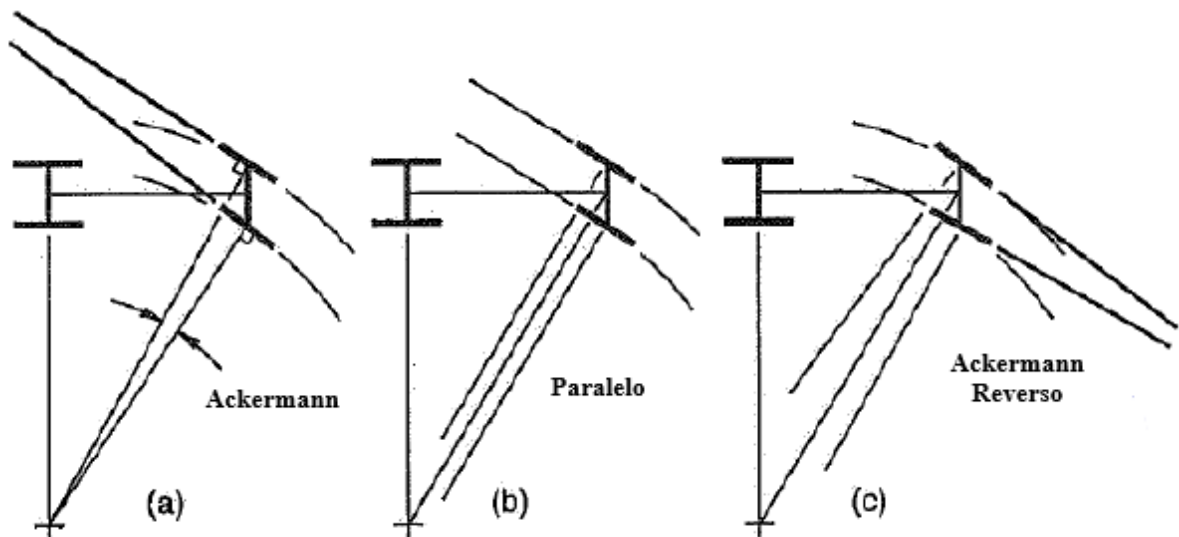


Fonte: Jazar (2008)

Para aumentar a manobrabilidade, existe um sistema de esterçamento denominado mecanismo de esterçamento trapezoidal deslocamento e angulação do braço de pivotamento em relação ao centro da roda. Essa geometria permite que a roda interna tenha mais esterçamento, permitindo manobrabilidade em baixas velocidades (Ackermann ou pro-Ackermann). Para veículos de passeio, e veículos de competição onde o circuito seja repleto de manobras complexas e em baixas velocidades, esse tipo de geometria possibilita que o esterçamento seja aplicado com menores esforços e deslocamentos no setor de direção do veículo, como cita Milliken (1995).

Já a geometria de Ackermann Reverso é aquela recomendada para veículos que precisem realizar manobras em alta velocidade. Nessa situação, o esterçamento da roda externa será maior que o da interna no sentido de compensar a maior variação de ângulo de deriva causada pela transferência de carga, porém, em situação de curva e esterçamento à baixa velocidade, esse tipo de configuração acaba dificultando e retardando o movimento como citam Milliken (1995), Gillespie (1991), Jazar (2008) e Reimpell *et. al* (2001). A figura 15 ilustra os casos dos três tipos para geometria de direção.

Figura 15 - Geometrias para Esterçamento.



Fonte: Adaptado de Milliken (1995).

2.1.3 Outros Parâmetros Importantes para Performance

Nesta seção, serão discutidos e revisados parâmetros como influentes na performance do veículo, que diferem daqueles geométricos discutidos na seção anterior. Trata-se da influência do posicionamento do centro de gravidade, valores de massa suspensa e não suspensa, posições espaciais dos centros de rolagem, entre outros.

2.1.3.1 Centro de Gravidade

O posicionamento do centro de gravidade de um carro é o parâmetro que governa desde a distribuição de forças atuantes nas rodas, até o comportamento em saídas e entradas de curvas, bem como sua estabilidade longitudinal.

Como cita Nicolazzi *et. al* (2012), ao entrar em movimento, o veículo experiencia mais forças além do seu peso próprio, estas irão atuar no ponto de contato do pneu na pista e irão atuar no centro de gravidade e no centro de pressão do veículo, ocasionando alteração na força normal e, também, nas forças longitudinais e laterais do veículo, em cada situação.

Segundo o mesmo autor, no caso de resistência à inércia, apenas a translação retilínea é importante já que as massas rotativas não alteram a disponibilidade de força a ser transmitida pelo pneu por atrito com o solo.

De modo a quantificar a quantidade de força normal variando com a translação do veículo, a posição longitudinal do CG e os fatores de resistência ao rolamento irão interferir de maneira a distribuir a variação de força normal entre os eixos, as equações 2 e 3 demonstram isso através dos parâmetros citados:

$$R_I = (1 - x)(G \cos \alpha - F_z) - (Q_a + Q_I + Q_s) \frac{h}{l} - \frac{M_L}{l} \quad (3)$$

$$R_{II} = x(G \cos \alpha - F_z) + (Q_a + Q_I + Q_s) \frac{h}{l} + \frac{M_L}{l} \quad (4)$$

Onde:

x – Parcela de carga sobre o eixo traseiro;

G – Peso do Veículo;

α – Ângulo de inclinação da pista;

F_z – Força de Sustentação;

Q_j – Resistências ao rolamento (sendo $j = a, I$ e S);

h – Altura do Centro de Gravidade;

l – Distância Entre eixos;

Q_j – Momento devido às forças aerodinâmicas.

Gillespie (1991) cita o equilíbrio de momentos para as forças laterais como sendo um resultado da posição longitudinal do centro de gravidade do veículo. A resposta às entradas como porcentagem de aceleração, frenagem e esterçamento, dentro de uma trajetória curvilínea, serão majoritariamente caracterizadas pela quantidade de massa disposta nos eixos, como demonstra a equação 4:

$$\delta = 57.3 \frac{L}{R} + \left(\frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \right) a_y \quad (4)$$

Onde:

L – Entre eixos;

R – Raio de curvatura;

V – Velocidade longitudinal;

W_f – Carga no eixo dianteiro;

W_r – Carga no eixo traseiro;

$C_{\alpha f}$ – Rigidez de rolagem do pneu dianteiro;

$C_{\alpha r}$ – Rigidez de rolagem do pneu traseiro;

a_y – Aceleração Lateral.

Dessa maneira, observa-se que a distribuição de massa e o carregamento dinâmico do veículo, bem como a rigidez de rolagem de cada pneu irão ditar o comportamento do veículo em subesterçante (*understeer*), sobresterçante (*oversteer*) ou neutro (*neutral steer*).

Além disso, a transferência de carga dinâmica irá ser governada pela posição longitudinal e vertical do CG. Como cita Milliken (1995), a transferência de carga lateral, irá ser função dos parâmetros citados na equação 1, na seção anterior. Já a transferência longitudinal, irá ser descrita pela equação 5, função da aceleração longitudinal, altura do centro de gravidade e peso do veículo:

$$\Delta W_x = \frac{h}{l} W A_x \quad (5)$$

Onde:

h – Altura do Centro de Gravidade;

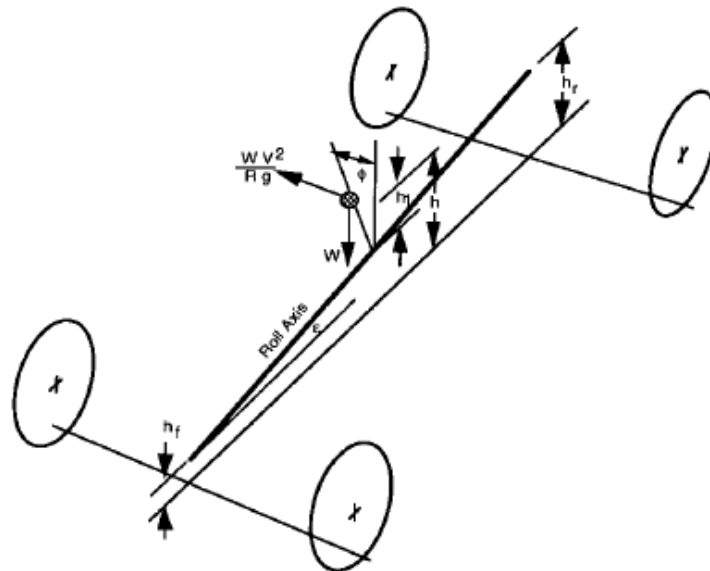
l – Distância entre eixos;

W – Peso do veículo;

A_x – Aceleração Longitudinal.

A figura 16 mostra um diagrama de corpo livre de um automóvel em situação de rolagem e da atuação de forças no ponto de estudo.

Figura 9 – Diagrama de Corpo Livre em Rolagem



Fonte: Gillespie (1991).

Onde:

W = Força peso do veículo;

V = Velocidade centrípeta;

R = Raio de curvatura;

g = Aceleração da gravidade;

h_f = Altura do centro de rolagem dianteiro em relação ao solo;

h_r = Altura do centro de rolagem traseiro em relação ao solo;

h = Altura do centro de gravidade em relação ao solo;

h_1 = Distância do eixo de rolagem ao centro de gravidade.

Segundo Reimpell (2001), outro aspecto importante a ser levado em consideração para o posicionamento do centro de gravidade é, o empacotamento que, de maneira retroativa, exerce influência sobre o comportamento do veículo e no desempenho do veículo, diretamente relacionados com os movimentos dinâmicos desse parâmetro relativos com o deslocamento de *bump* e *rebound* da suspensão.

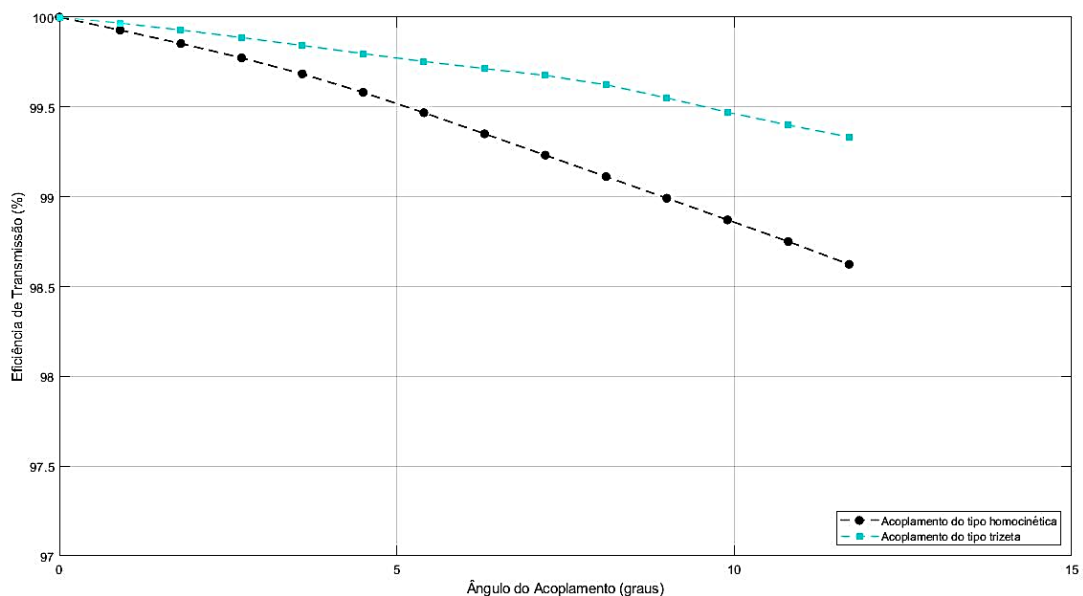
Segundo o autor, quando submetido a esforços laterais em suspensões onde existe pouco curso para *bump*, o centro de gravidade deve se mover em deslocamento vertical, ocasionando movimento crítico de *oversteer*.

Segundo Lienkamp *et. al* (2016), grande parte das perdas geradas em sistemas de transmissão com acoplamento através de trizeta e tulipa, são gerados pela decomposição de forças nos eixos verticais e longitudinais do veículo.

Dessa maneira, considerar o posicionamento prévio das massas do veículo faz, sobretudo, com que haja não só o posicionamento adequado dos componentes, mas sim um funcionamento mais eficiente.

A figura 17 exemplifica as perdas ocasionadas pela angulação do semieixo do veículo em dois tipos diferentes de acoplamento: o acoplamento feito através do conjunto trizeta e tulipa e o acoplamento feito com homocinéticas. É possível notar uma redução brusca na eficiência a partir dos 4° de inclinação.

Figura 17 - Eficiência de Transmissão x Ângulo de Articulação



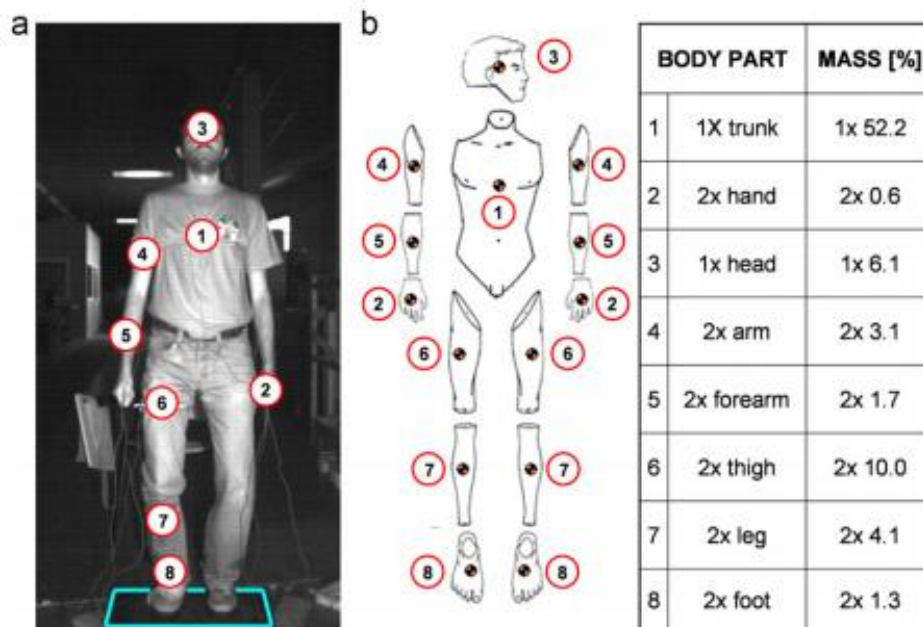
Fonte: Adaptado de Lienkamp *et al.* (2016).

O posicionamento do piloto é um dos grandes responsáveis pela distribuição de massa do veículo. Bravo (2016) cita que, a despeito de outros fatores, é importante ter previamente definida as localizações dos componentes do veículo, de modo conhecer os limites de trabalho e se ter uma ideia dos parâmetros operacionais do veículo, incluindo as posições prévias do piloto dentro do *cockpit*.

De acordo com o estudo desenvolvido por Mazzoleni *et. al* (2012), o corpo humano pode ser descrito por um modelo de massas com oito graus de liberdade, com a distribuição proporcional a cada parte. Com isso é possível, não só prever quais serão as respostas de cada uma dessas massas, mas como elas podem ser distribuídas de modo a ocupar posição satisfatoriamente ergonômica e, também, auxiliar na alocação de componentes.

Segundo Mariotti *et. al* (2000) o *cockpit* pode ter o seu projeto ergonômico satisfatoriamente definido através de levantamentos qualitativos, e quantitativos através do emprego de ferramentas simples de desenvolvimento, como o aparato ergonômico. Fazer o uso dessas ferramentas predizem, não só o conforto, mas o acionamento de comandos, por parte do piloto, em situações críticas de pista. A distribuição de massas do corpo humano e o modelo para análise vibratória com oito graus de liberdade são demonstrados na figura 18.

Figura 18 - Distribuição de Massa - Corpo Humano



Fonte: Adaptado de Mazzoleni *et. al* (2012).

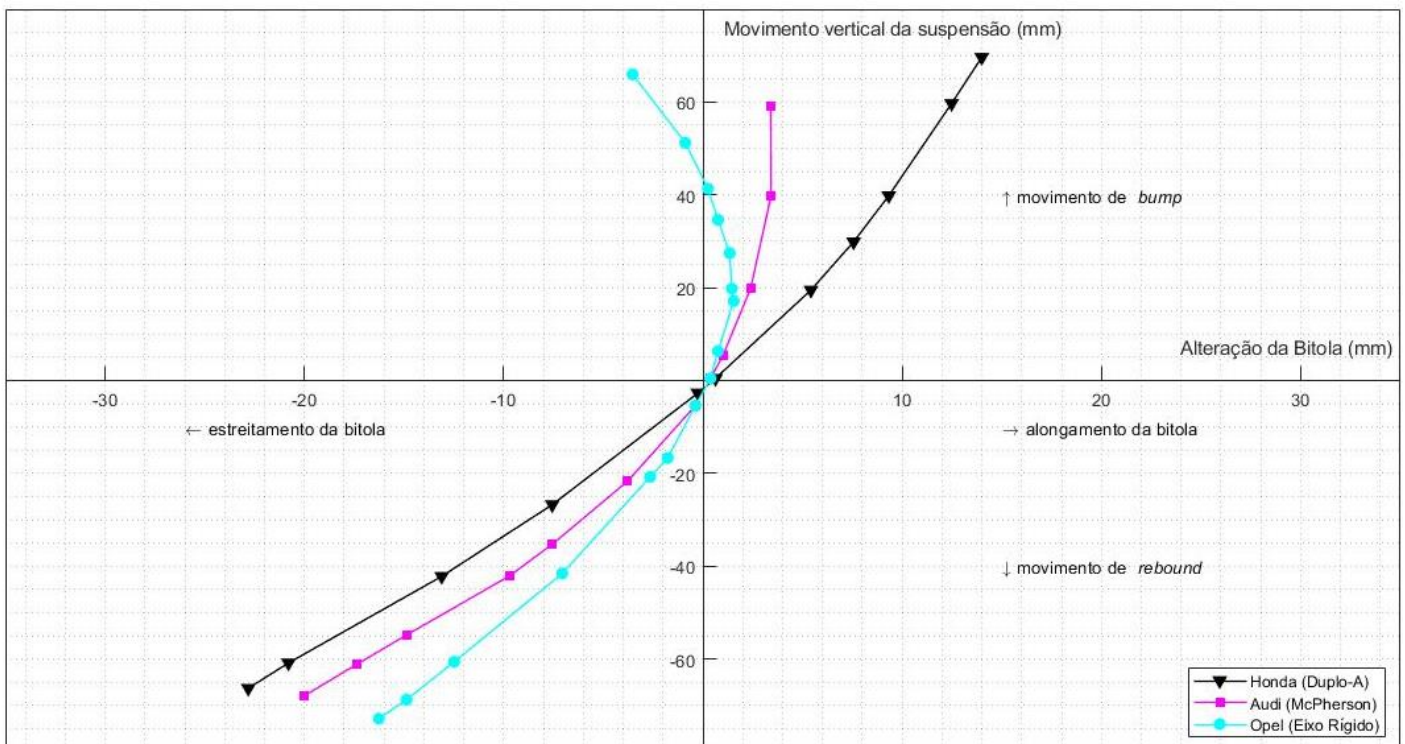
2.1.3.2 Centro de Rolagem e Centro Instantâneo de Rolagem

A determinação deste parâmetro é essencial para conhecer e estimar as cargas nos dinâmicas nos eixos.

Como cita Reimpel *et. al* (2001), quando a suspensão se move em *bump* e *rebound*, a bitola do veículo sofre variações quase inevitáveis, quando são utilizados valores elevados para a altura do centro de rolagem. Essas mudanças, segundo o autor, causam deslizamento do pneu, maior resistência ao rolamento e tem grande influência na estabilidade e no direcionamento do veículo em pista.

Posicionamentos e valores, usualmente utilizados, são citados na literatura, de modo a balancear os efeitos das forças macaco e no rolamento do veículo. Segundo Nicolazzi *et. al* (2012), o limite para variação na altura do centro de rolagem, tanto traseiro quanto dianteiro é de 150 mm. Já Reimpell *et. al* (2001), cita limites de 30 a 100 mm na altura do centro de rolagem dianteiro e 60 a 130 mm na altura do centro de rolagem traseiro. A figura 19 demonstra os efeitos de aumento e redução da bitola nos devido aos movimentos verticais da suspensão.

Figura 19– Alteração da altura do centro de rolagem x Alteração da bitola.



Fonte: Adaptado de Reimpel *et. al* (2001).

É possível observar no gráfico as vantagens do uso da suspensão independente (Honda) com uma alteração mais próximo ao linear, se comparados com os outros tipos de suspensão, que variam quase que exponencialmente.

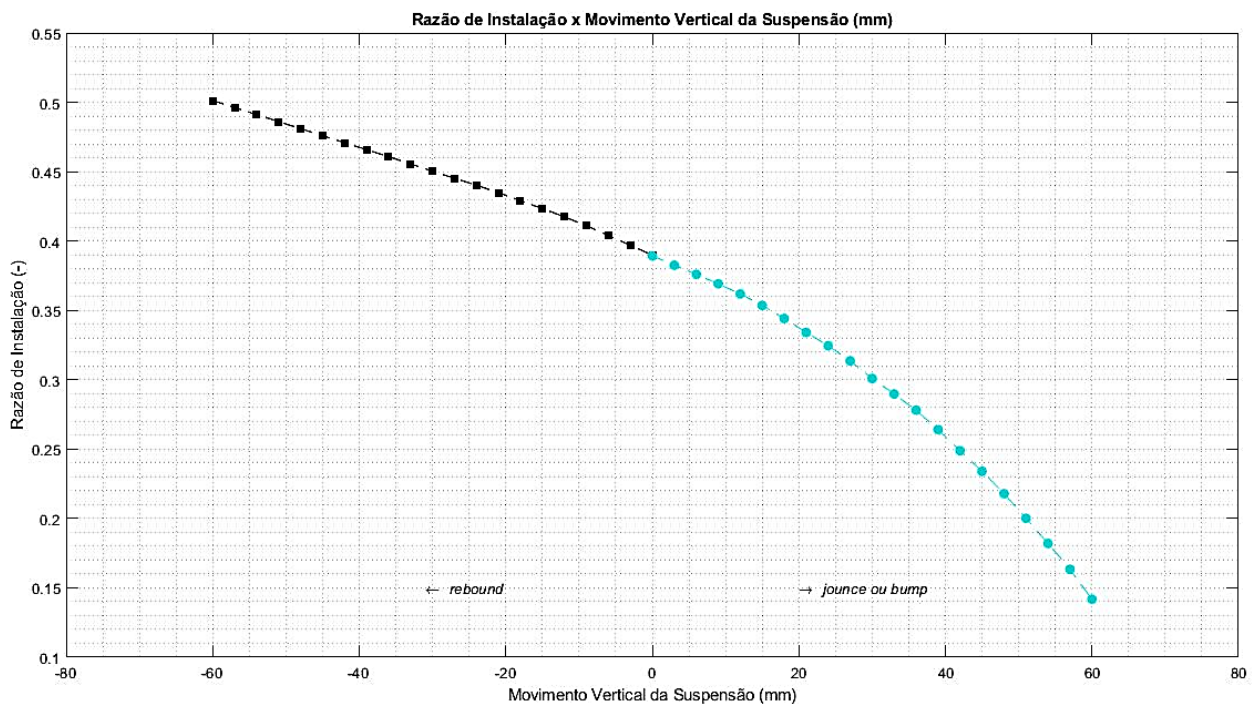
Meshkatifar *et. al* (2014) simulam esforços laterais, fazendo variações na altura do centro de rolagem, chegando a duas conclusões importantes:

1. O aumento na altura do centro de rolagem faz com que haja comportamento subesterçante. Em contrapartida, a redução
2. A posição do centro de rolagem causa efeitos na relação de aderência e alinhamento da roda, na medida que altera o camber.

2.1.3.3 Razão de Amortecimento e Razão de Instalação

Segundo Milliken (1995) razão de instalação é a razão que determina a relação entre o movimento linear ou angular produtor de forças (molas), sobre o movimento vertical do centro da roda. (Figura 20).

Figura 20 - Razão de Instalação - Movimento vertical da suspensão.



Fonte: Adaptado de Milliken *et. al* (1995).

Já a razão de amortecimento é determinada como sendo a razão entre o amortecimento utilizado pelo veículo sobre o amortecimento crítico, que por sua vez, é dado pela fórmula:

$$c_{cr} = 2m\omega_n \quad (6)$$

De acordo com Kelly (2011), o amortecimento pode ser determinado como:

- Amortecimento Subcrítico – Quando o fator determinado de amortecimento é menor do que o amortecimento crítico, com razão de amortecimento $\xi < 1$. Assim, as vibrações são continuamente absorvidas e neutralizadas.
- Amortecimento Crítico – Quando o fator de amortecimento é igual ao amortecimento crítico, com razão de amortecimento $\xi = 1$. Assim, um sistema criticamente amortecido retorna ao equilíbrio sem oscilações com decaimento exponencial.
- Amortecimento supercrítico – Quando o fator determinado de amortecimento é maior do que o amortecimento crítico, com razão de amortecimento $\xi > 1$. Assim, o amortecimento é amortecido de maneira exponencial, semelhante ao crítico, porém com maior resistência ao movimento e maior tempo para atingir o equilíbrio.

Lacroix *et. al* (2006) desenvolvem estudo sobre a utilização de diferentes razões de amortecimento no funcionamento do sistema de suspensão, comparando a utilização não linear de amortecimento. Assim, a utilização do coeficiente supercrítico, quando a operação de entrada de forças se dá em baixas velocidades, e subcrítico, quando a operação se dá em mais altas velocidades, traz reduções significativas no sistema de suspensão, gerando uma redução de 20% na deflexão da roda.

Segundo Albisson *et. al* (2013), a alteração da razão de amortecimento causa poucos efeitos durante o veículo em rolagem. Quanto ao movimento de *pitch*¹, existem diferenças notórias quanto à razão de amortecimento, com o veículo tendo maior tendência a exercer estes movimentos angulares para a traseira quando o valor de amortecimento em *rebound* é acrescido. O movimento é contrário quando é acrescido o amortecimento em compressão. Durante o

¹ Giro do corpo em torno do eixo transversal.

movimento de *bounce*, as alterações na posição do centro de gravidade são mais notórias para o comportamento do veículo. Quando os fatores de amortecimento, tanto para compressão como para *rebound*, são acrescidos, existem notórios deslocamentos negativos do centro de gravidade. O movimento oposto ocorre quando os fatores de amortecimento sofrem um decréscimo.

Assim, é primordial a avaliação do comportamento do veículo perante as avaliações do coeficiente de amortecimento é imprescindível para a migração de parâmetros e para o comportamento do veículo.

2.1.3.4 Fator de Estabilidade

O fator de estabilidade é dado pela razão entre a altura do centro de gravidade do veículo e a bitola do veículo da seguinte forma:

$$SSF = \frac{t}{2h} \quad (7)$$

Essa observação, segundo Hac (2002) despreza efeitos de ordem dinâmica e, sobretudo, considera o veículo como corpo rígido. De modo a investigar efeitos dinâmicos do movimento de suspensão, o próprio autor faz a sugestão desse mesmo termo, porém com considerações que variam de acordo com as variações de pista do veículo. O termo sugerido escreve-se:

$$a_{ylim} = \frac{\frac{gt_w}{2h_0}}{\left[1 + \frac{\Delta h}{h_0} + \frac{M_s g h_{roll} \left(1 - \frac{h_{rollc}}{h_0} \right)}{k_\phi} + \frac{Mg}{k_{yt} h_0} + \frac{4m_w \rho_w^2}{M h_0 r_d} \right]} \quad (8)$$

Nesse termo, o autor faz as seguintes considerações:

- $\frac{\Delta h}{h_0}$ - Efeitos da de variação vertical no posicionamento do centro de gravidade, responsável por contribuir em 5% na redução do limite de aceleração lateral.

- $\frac{M_s g h_{roll}}{k_\varphi}$ - Efeitos na variação lateral do centro de gravidade, responsável por valores entre 5 a 12% na redução do limite de aceleração lateral.
- $\frac{M_s g h_{roll} \left(\frac{h_{rollc}}{h_0}\right)}{k_\varphi}$ - Efeitos da variação da bitola do veículo. Esse fator tende a aumentar a estabilidade do veículo se a variável h_{rollc} (altura do centro de rolagem em relação ao solo). Podendo, dessa forma atuar variando em 5% o limite de aceleração lateral.
- $\frac{Mg}{k_{yt}h_0}$ - Efeito na redução da bitola do veículo em função do compliance lateral dos pneus, podendo ser responsável pela redução de 3 a 8% do limite de aceleração lateral com o aumento de rigidez dos pneus.
- $\frac{4m_w \rho \dot{w}^2}{M h_0 r_d}$ - Efeito das forças de giroscópio. Como determinado pelo autor, é a resistência contrária que o corpo exerce aos efeitos de giro em torno do seu eixo vertical. Responsável por valores entre 20 a 25% na redução do limite de aceleração lateral.

2.2 ANÁLISE DINÂMICA

Segundo Gillespie (1991) sempre que um veículo performa quaisquer manobras em alta velocidade, este experimenta frequências de excitação de todos os tipos. O termo *ride*, que traduzido literalmente remete à passeio, nesse caso indica um espectro de excitação do veículo que estão abaixo das frequências das frequências sonoras, e que são perceptíveis de maneira tátil e visual, transmitidas das pistas para os passageiros do veículo.

Nicolazzi *et. al* (2012) citam que são várias as fontes de avaliação da excitação do veículo em pista, sendo elas: transmissão, motor, suspensão e aerodinâmica. Os intuitos podem ser, desde prever a deflexão de elementos estruturais com o veículo em movimento, até observar e avaliar o comportamento do sistema projetado durante manobras desejadas, além de prever o conforto dos passageiros em veículos comerciais.

2.2.1 Modelos para Análise Dinâmica

2.2.1.1 Deflexão dos pneus

Segundo Nicolazzi *et. al* (2012), o deslocamento vertical do centro de massa é sempre considerado maior que o deslocamento causado pela deformidade das pistas. Dessa maneira,

para o sistema de suspensão independentes, considera-se que a deflexão sofrida pelo pneu é como segue a equação:

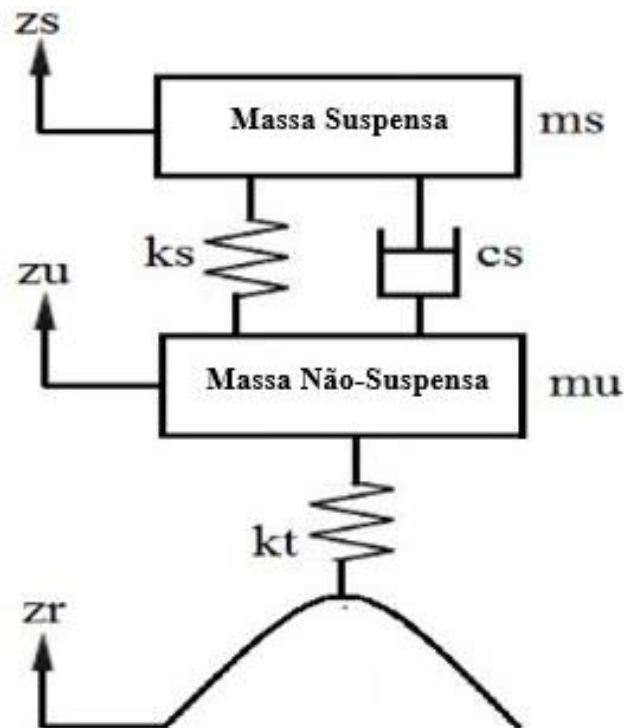
$$\delta_i^p = z_i(t) - z_i^s(t) \quad (9)$$

Onde o deslocamento negativo é aquele proveniente do solo.

2.2.1.2 Modelo Quarter-Car

Este modelo pode ser considerado de várias maneiras, por se tratar de um modelo simples, com dois graus de liberdade, onde uma massa é a da roda de análise, e a outra é a massa suspensa, que é proporcional ao eixo distribuição de massa. A figura 21 exemplifica o emprego deste modelo.

Figura 21 - Modelo *Quarter-Car*.

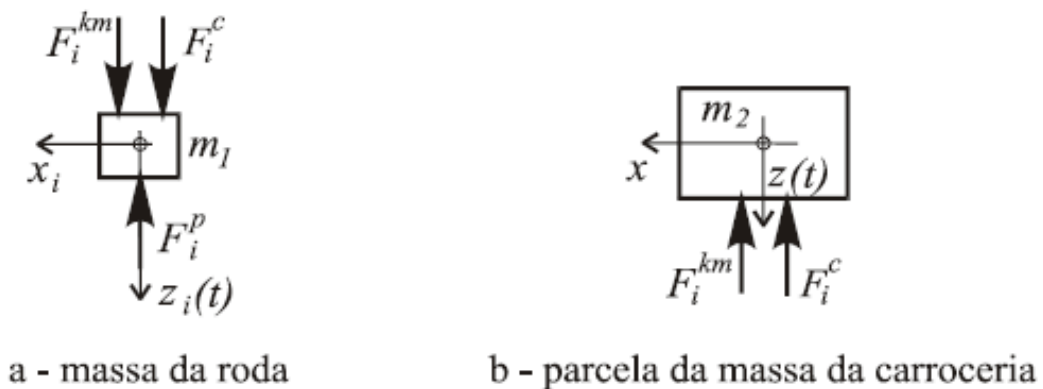


Em seu trabalho, Mitra *et. al* (2016), utilizam o modelo para avaliação e melhoria do *ride comfort* de um carro de passeio. A limitação desse modelo é, sobretudo, a simplicidade de suas considerações, deixando de levar os movimentos angulares sofridos pelo corpo em questão, e atendo-se, ao movimento vertical das rodas.

Mitra *et. al* (2016) precisam criar outro modelo, juntamente com o modelo *quarter-car*, de modo a empregar e observar os efeitos vibratórios no banco do passageiro, devido ao movimento vertical da roda.

Segundo Nicolazzi *et. al* (2012), o equacionamento para o sistema em consideração segue de acordo com a figura 22:

Figura 22 - *Quarter-Car* - Diagrama de Corpo Livre



Fonte: Nicolazzi *et. al* (2012).

Dessa maneira, o autor define as matrizes que compõem as equações de movimento da seguinte forma:

$$\begin{bmatrix} m_2 & 0 \\ 0 & m_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{z}(t) \\ \ddot{z}_i(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_i & -C_i \\ -C_i & C_i \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{z}(t) \\ \dot{z}_i(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_i & -k_i \\ -k_i & k_i^p + k_i \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} z(t) \\ z_i(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ k_i^p z_i^s(t) \end{Bmatrix} \quad (10)$$

Onde:

m_1 = parcela de massa não suspensa no eixo de análise;

m_2 = parcela de massa suspensa no apoiada no eixo de análise;

z_i = deslocamento vertical da massa não suspensa em análise;

z = deslocamento vertical da parcela de massa suspensa na roda de análise;

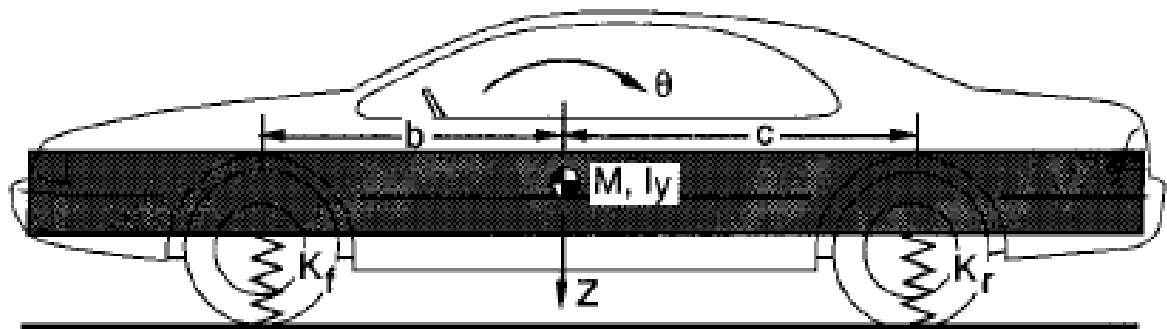
z_i^s = deslocamento vertical proveniente do solo de passagem do veículo;

2.2.1.4 Modelo Half-Car

Ao passo que o escopo do estudo se amplia, a complexidade do modelo deve ser maior, de modo a manter a interface e integração dos sistemas de análise. É o caso do modelo *half-car*.

De acordo com Gillespie (1991), a análise longitudinal do veículo pode ser simplificada da seguinte forma, mostrada na figura 24:

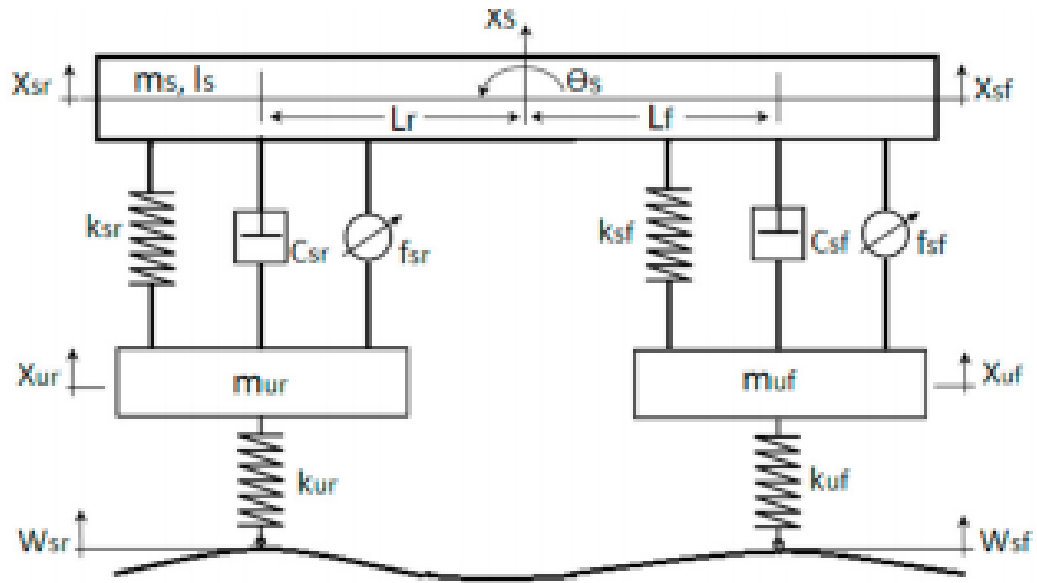
Figura 24 - Modelo *Half-Car*



Fonte: Gillespie (1991).

Nesse caso, o autor desconsidera efeitos na rigidez das molas de suspensão e efeitos no amortecimento.

Gandhi *et. al* (2017) desenvolvem um modelo do tipo em questão, com intuito de investigar o comportamento de quatro tipos de controladores diferentes para suspensão ativas. Em seu modelo, os autores consideram o amortecimento e as molas dianteiras e traseiras, juntamente com os controladores de movimento da suspensão. (Figura 25)

Figura 25 - Modelo *half-car* para consideração de suspensões ativas

Fonte: Gandhi *et. al* (2017).

Para Turakhia *et. al* (2016) as equações que regem o movimento do sistema *half-car* são determinadas como:

(12)

$$m_s \ddot{x}_s + C_{sf}(\dot{x}_s - \dot{x}_{uf} - L_f \dot{\theta}_s) + C_{sr}(\dot{x}_s - \dot{x}_{ur} + L_r \dot{\theta}_s) + k_{sf}(x_s - x_{uf} - L_f \theta_s) + k_{sr}(x_s - x_{ur} + L_r \theta_s) = 0$$

$$I_s \ddot{\theta}_s - L_f C_{sf}(\dot{x}_s - \dot{x}_{uf} - L_f \dot{\theta}_s) + L_r C_{sr}(\dot{x}_s - \dot{x}_{ur} + L_r \dot{\theta}_s) - L_f k_{sf}(x_s - x_{uf} - L_f \theta_s) + L_r k_{sr}(x_s - x_{ur} + L_r \theta_s) = 0 \quad (12)$$

$$m_{uf} \ddot{x}_{uf} - L_f(\dot{x}_s - \dot{x}_{uf} - L_f \dot{\theta}_s) + k_{uf}(x_{uf} - W_{sf}) - k_{sf}(x_s - x_{uf} - L_f \theta_s) = 0 \quad (13)$$

$$m_{ur} \ddot{x}_{ur} + C_{sr}(\dot{x}_s - \dot{x}_{ur} - L_r \dot{\theta}_s) + k_{uf}(x_{ur} - W_{sr}) - k_{sr}(x_s - x_{ur} + L_r \theta_s) = 0 \quad (14)$$

Observa-se, portanto, maior complexidade em relação ao modelo de um quarto de veículo. Porém, juntamente com o movimento vertical, é possível avaliar os efeitos de arfagem do veículo, bem como as ações de mergulho e predições em situações de frenagem e arrancada.

2.2.1.5 Modelo Full Car

É o modelo mais completo que permite maiores considerações durante a análise. Setiawan *et. al* (2009) utilizam o modelo *full car* modificado com 14 graus de liberdade, de modo a adicionar o giro em torno do eixo vertical, observando a dinâmica de *cornering* do veículo.

Colpo (2017) faz o uso do sistema *full car* com 7 graus de liberdade. Em seu trabalho, o autor investiga o comportamento da dinâmica vertical de um veículo do tipo mini baja para as situações dos eventos dinâmicos, obtendo conclusões satisfatórias sobre as melhores configurações de suspensão e a diferença entre a simulação utilizando parâmetros lineares e não lineares para o fator de amortecimento.

Em sua obra Nicolazzi *et. al* (2012), descrevem diferentes tipos de suspensões veiculares através do modelo *full car*. Observa-se, dessa maneira, que este tipo de modelo valoriza a diferença entre os veículos, fazendo com que os resultados dos graus de liberdade trabalhando simultaneamente.

Para veículos com suspensões independentes, com sete graus de liberdade, Nicolazzi *et. al* (2012) descrevem as equações de movimento da seguinte forma para a energia cinética, potencial e amortecimento:

$$T_{Total} = \frac{1}{2} [m\dot{z}^2(t) + I_x\dot{\phi}^2 + I_y\dot{\theta}^2 + m_1(\dot{z}_1^2) + m_2(\dot{z}_2^2) + m_3(\dot{z}_3^2) + m_4(\dot{z}_4^2)] \quad (15)$$

$$\begin{aligned} V_{Total} = \frac{1}{2} & \left[k_1 \left(z(t) - \phi(t) \frac{tI}{2} - \theta(t) \alpha_I - z_1(t) \right)^2 + k_2 \left(z(t) + \phi(t) \frac{tI}{2} - \right. \right. \\ & \left. \left. \theta(t) \alpha_I - z_2(t) \right)^2 + k_3 \left(z(t) + \phi(t) \frac{tII}{2} + \theta(t) \alpha_{II} - z_3(t) \right)^2 + k_4 \left(z(t) - \right. \right. \\ & \left. \left. \phi(t) \frac{tII}{2} + \theta(t) \alpha_{II} - z_4(t) \right)^2 + k_1^p (z_1(t) - z_1^s(t))^2 + k_2^p (z_2(t) - z_2^s(t))^2 + \right. \\ & \left. k_3^p (z_3(t) - z_3^s(t))^2 + k_4^p (z_4(t) - z_4^s(t))^2 \right]. \end{aligned} \quad (16)$$

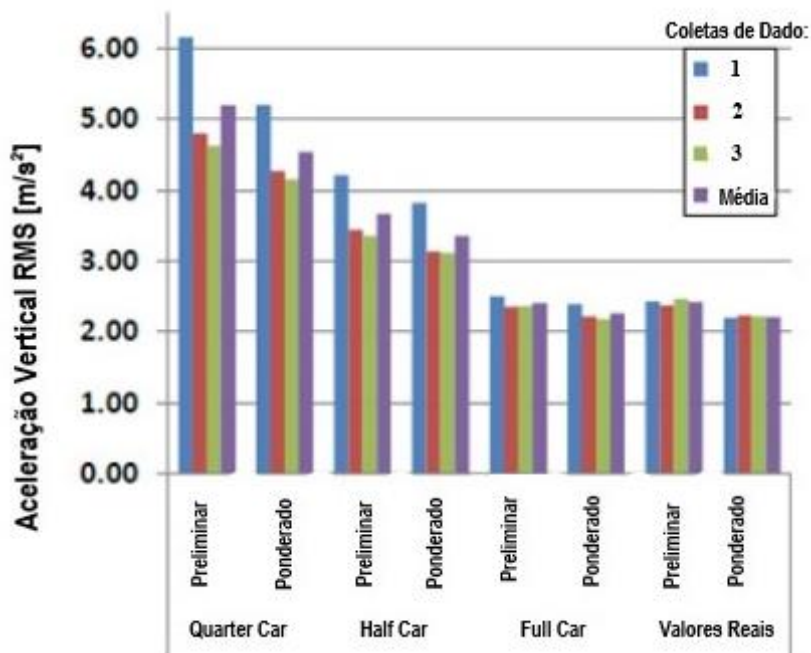
$$\begin{aligned} \mathfrak{J}_c = \frac{1}{2} \left[c_1 \left(\dot{z}(t) - \dot{\phi}(t) \frac{tI}{2} - \dot{\theta}(t) \alpha_I - \dot{z}_1(t) \right)^2 + c_2 \left(\dot{z}(t) + \dot{\phi}(t) \frac{tI}{2} - \dot{\theta}(t) \alpha_I - \right. \right. \\ \left. \left. \dot{z}_2(t) \right)^2 + c_3 \left(\dot{z}(t) + \dot{\phi}(t) \frac{tII}{2} + \dot{\theta}(t) \alpha_{II} - \dot{z}_3(t) \right)^2 + c_3 \left(\dot{z}(t) - \dot{\phi}(t) \frac{tI}{2} + \right. \right. \\ \left. \left. \dot{\theta}(t) \alpha_{II} - \dot{z}_1(t) \right)^2 \right]. \end{aligned} \quad (17)$$

Através das equações, é possível notar grande influência de todos os parâmetros geométricos como bitola, entre eixos e regulagens nos amortecedores, pressão dos pneus e ajuste de molas, de maneira independentes.

2..2.1.6 Comparativo entre Modelos

A demanda computacional, complexidade de resolução de problemas e abrangência do modelo podem ser critérios utilizados para selecionar o tipo de análise. Hamersma *et. al* (2015) desenvolveram uma maneira de investigar a confiabilidade da resposta vertical do modelo frente à comparação da mesma resposta obtida por um veículo real em análise. (Figura 26)

Figura 26 - Comparativo entre medições e simulações - modelos de análise de *ride* (*full car*, *quarter-car* e *half-car*).



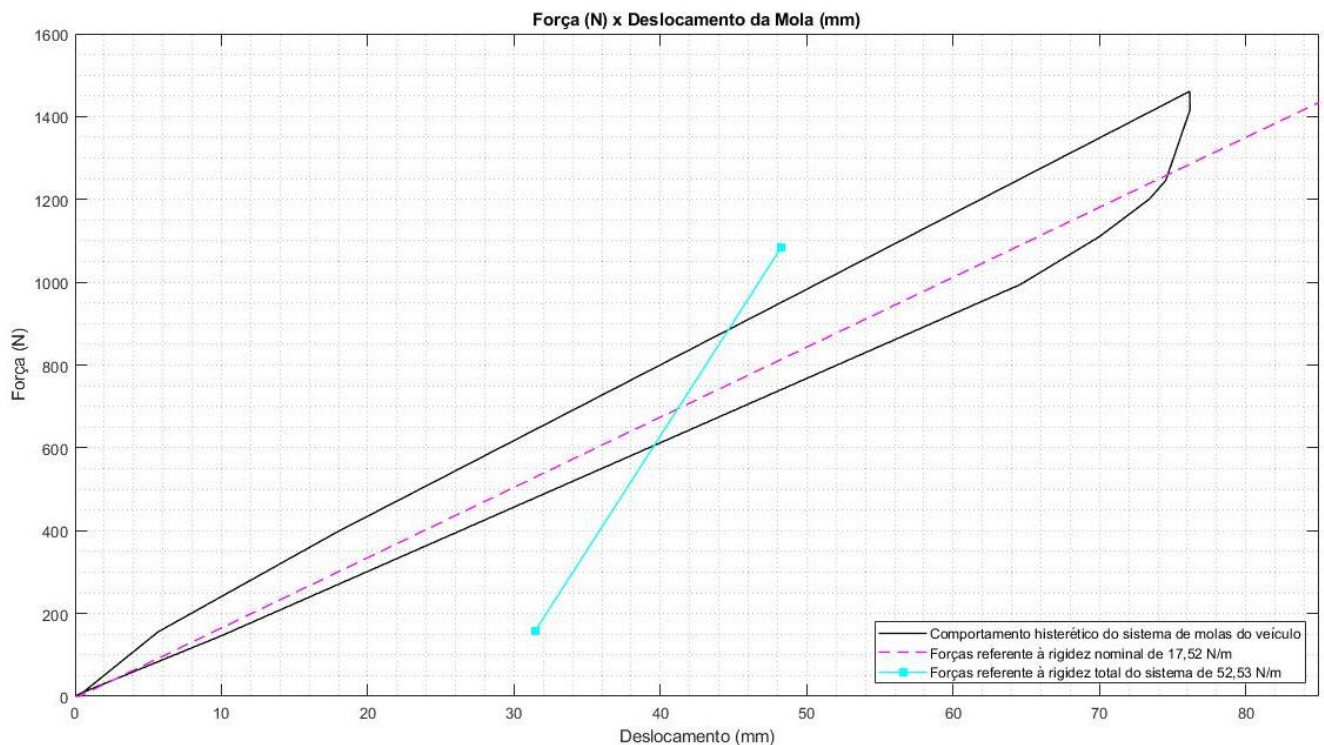
Fonte: Adaptado de Hamersma *et. al* (2015).

Assim, é possível observar através dos resultados da dinâmica vertical das simulações realizadas por Hamersma *et. al* (2015) que o modelo *full car* é aquele que apresenta maior correlação com a resposta real de pista. Já o modelo *half-car* é intermediário, que aparece como opção de, já que a resposta em aceleração vertical é 60% correlativo à resposta de aceleração do sistema real. Já o modelo *quarter-car* apresentou grande discrepância nesse teste, já que desconsidera efeitos variados em situações de rolagem e movimentos angulares.

2.2.1.7 Não linearidades de sistemas de suspensão

Segundo Gillespie (1991) não há sistema que seja, de fato, linear. Existem inúmeros fatores que contribuem para que haja um determinado nível de histerese no sistema de suspensão. A figura 27 apresenta a histerese no sistema de molas.

Figura 27 - Histerese do Sistema de Suspensão - Molas.

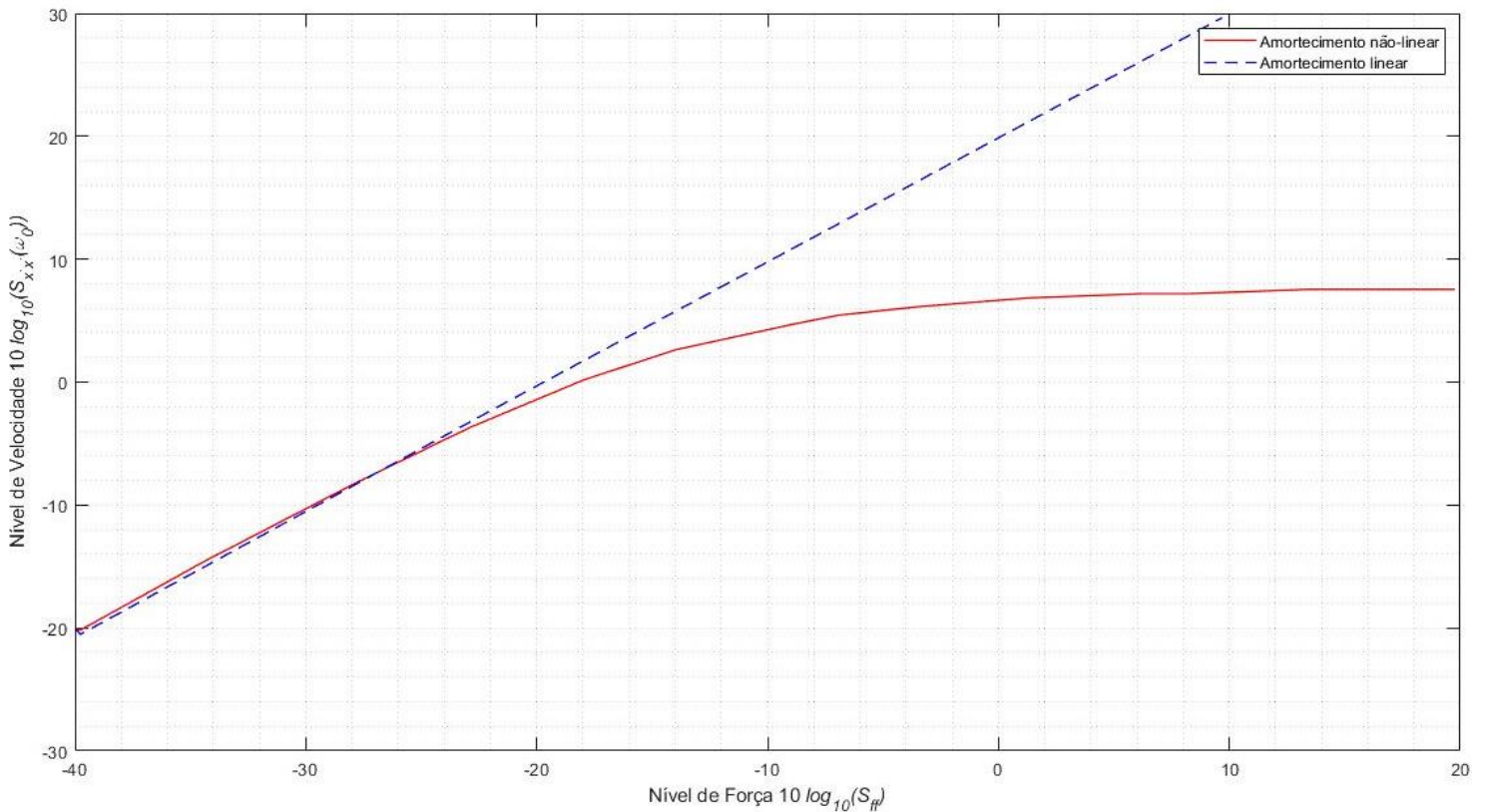


Fonte: Adaptado de Gillespie (1991).

Nesse sentido, existem perdas em resposta vertical quando se é assumido um sistema majoritariamente linear, existem perdas na veracidade dos dados.

Elliott *et. al* (2015) divulgam, em seu trabalho a diferença entre a consideração do comportamento linear e não linear na velocidade de resposta do veículo. Nota-se, nesse caso, que em determinados níveis de esforços, as respostas para o sistema permanecem semelhantes. Após determinada magnitude, a curva não linear sofre uma estabilização, enquanto a curva linear segue o percurso indefinidamente. Esse comportamento é característico de sistemas massa-mola-amortecedor e fazem jus às condições experimentadas pelo veículo. Na figura 28 é apresentado um exemplo dessa condição.

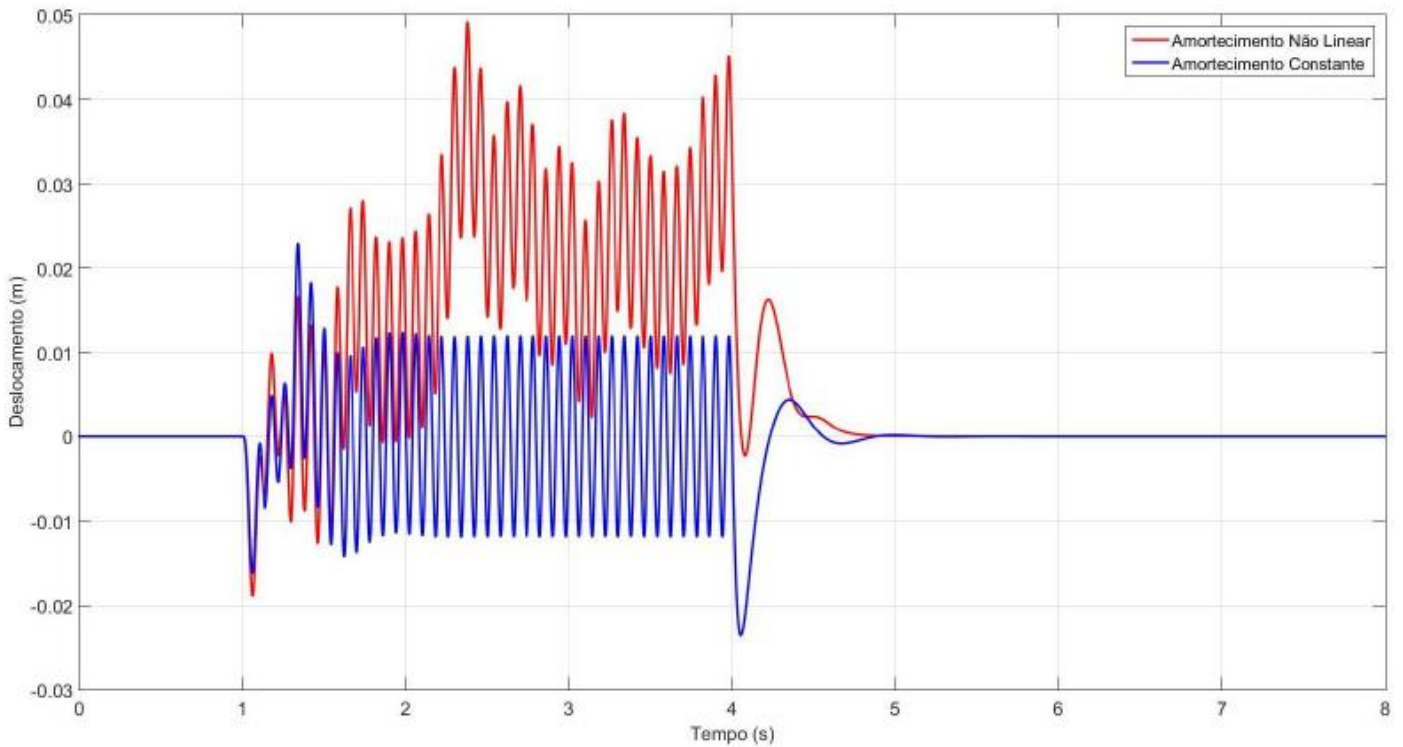
Figura 28 - Não linearidade no sistema de resposta no amortecimento



Fonte: Adaptado de Elliott *et. al* (2015).

A diferença nas considerações se tornam mais evidentes quando comparadas as respostas entre o sistema linear e o sistema não-linear. Colpo (2017) demonstra a dicotomia encontrada nas respostas das duas considerações. Primeiro, exercendo uma rotina onde o fator de amortecimento é constantemente variado e com o fator de amortecimento constante. Os resultados são exemplificados na figura 29.

Figura 29 - Comparativo de amortecimento linear e não linear – Modelo full car.



Fonte: Colpo (2017).

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 MATERIAIS UTILIZADOS

Os protótipos de 2018 e 2019 foram utilizados como objetos de estudo. Os dois veículos possuem em comum configurações como a utilização de kit aerodinâmico, comprimento mínimo do entre eixos, sistema de amortecimento e molas, motor, tipo de chassis e distribuições de frenagem entre os eixos.

O maior diferencial entre os dois veículos é apresentado no sistema de suspensão, através do projeto cinemático e do diâmetro interno das rodas. O quadro 1 demonstra as características dos dois veículos.

Quadro 1 - Configurações dos protótipos de 2018 e 2019 da equipe Fórmula UFSM

	Protótipo 2018	Protótipo 2019
Tipo de Chassis	tubular	tubular
Motor	4 cilindros 600 cm ³	4 cilindros 600 cm ³
Configuração Aerodinâmica	Pacote aerodinâmico dianteiro e traseiro	Pacote aerodinâmico dianteiro e traseiro
Distribuição de frenagem (dianteira e traseira)	70 % - 30 %	70 % - 30 %
Diâmetro dos aros	13 polegadas	10 polegadas

Fonte: autor.

Utilizando o veículo do ano de 2018, foram adquiridos os dados utilizados para as simulações dinâmicas prévias. Foram realizadas medições de aceleração lateral, longitudinal, traçado de pista, pressão da linha de frenagem e posição e abertura do corpo de borboleta.

Para fazer as medições citadas, foram utilizados sensores GPS, indutivos, acelerômetro bidimensional, sensor de pressão, e sensor TPS (utilizado para medir a abertura do corpo de borboleta). Já o veículo de 2019 recebeu o novo sistema de suspensão projetado com o modelo cinemático desenvolvido no presente trabalho. No carro, foram adquiridos sinais de deslocamento vertical das quatro rodas, utilizando potenciômetros lineares e de aceleração vertical da massa suspensa, através de acelerômetro tridimensional. Esses dados foram comparados com os resultados simulados pelo modelo dinâmico. Para a simulação dinâmica do veículo de 2019, as medições do protótipo de 2018 foram repetidas.

O acelerômetro vertical foi desenvolvido juntamente com o sistema de aquisição e armazenagem do protótipo de 2018. O acelerômetro empregado na medição foi um modelo tridimensional encontrado em *smartphones*.

Para leitura e armazenamento das medições feitas com os potenciômetros lineares e acelerômetro tridimensional, foi utilizado um *datalogger*² desenvolvido pela equipe no ano de 2018. Os demais sensores tiveram seus dados armazenados no *datalogger* interno da ECU MoTeC M800, utilizada pela equipe.

O quadro 2 apresenta os sensores citados, seus modelos e taxas de aquisição.

Quadro 2 - Sensores utilizados para as medições feitas no protótipo de 2018

Tipo de Sensor	Modelo	Taxa de Aquisição (Hz)
GPS	MOTEC	10

² *Datalogger* placa de aquisição e armazenamento de dados.

TPS	-	20
sensor de pressão	Bosch PSC – 260	10
acelerômetro bidimensional	X05SNACCM30	20
acelerômetro tridimensional	MPU6050	20
potenciômetro linear	MOTEC	20
sensor indutivo	LJ12A3	10

Fonte: Autor.

3.2 METODOLOGIA APLICADA

Para a resolução do presente trabalho a metodologia foi dividida em três partes primordiais de execução:

1. Seleção do pneu utilizado:

- a. Filtragem qualitativa dos pneus a serem utilizados utilizando ferramentas de análise de mercado e ponderações de fatores essenciais através do diagrama de Mudge.
- b. Seleção quantitativa através dos dados provenientes do consórcio TTC (*Tire Test Consortium*) avaliando parâmetros numéricos disponíveis como raio de curvatura, rigidez de curvatura e geração de força lateral de modo a definir o tipo de pneu a ser utilizado no eixo dianteiro e traseiro.

2. Desenvolvimento do Projeto de Cinemática:

- a. Alocação prévia dos componentes do veículo para definição do posicionamento do centro de gravidade e das demais subpartes de modo a prover um bom empacotamento às massas suspensas e restringir o ambiente de trabalho dos pontos de suspensão.
- b. Determinação dos limites de parâmetros como câster, inclinação do pino mestre, porcentagem de Ackermann e raio mínimo de curvatura com base em valores recomendados pela bibliografia e nos dados obtidos através da caracterização quantitativa do pneu a ser utilizado.
- c. Modelagem dos pontos de suspensão tendo em vista os limites de parâmetros estabelecidos no item **b** e espaciais estabelecidos no item **a**.

3. Modelagem Matemática e Simulação Dinâmica com modelo *Full Car*:

- a. Modelagem do veículo com modelo *full car* de sete graus de liberdade empregando variações na rigidez das molas e no fator de amortecimento do sistema.
- b. Observação dos resultados utilizando métricas de estabilidade de modo a observar o comportamento vertical dos graus de liberdade durante as manobras selecionadas.
- c. Investigação da correlação dos resultados do item **b** com os valores obtidos em pista.

3.2.1 Seleção do pneu

Conforme a metodologia aplicada por Bravo (2016), foram feitas duas análises importantes para a filtragem e seleção final do pneu utilizado. Primeiramente, uma investigação qualitativa com pesquisa entre as equipes de melhor desempenho nas competições nacionais e internacionais, filtrando os pneus mais utilizados. Posteriormente, a caracterização quantitativa para verificar as características dos pneus filtrados de modo a selecionar numericamente os tipos a serem utilizados no eixo dianteiro e traseiro.

3.2.1.1 Análise Qualitativa

Para a análise qualitativa, primeiramente, utilizou-se uma análise de mercado englobando três competições de interesse para o estudo, são elas:

1. Formula SAE Brasil: É onde o protótipo atual da equipe Formula UFSM disputa grande parte das competições e os circuitos de testes estão baseados nessa competição.
2. Formula SAE Michigan: A principal competição da categoria, onde disputam mais de 100 equipes nos Estados Unidos.
3. Formula SAE Lincoln: Uma das principais da categoria mundial, onde estão não só um dos primeiros colocados do ranking combustão mas, também, é a

premiação para o segundo colocado da categoria combustão da competição brasileira e o primeiro colocado da categoria elétrico.

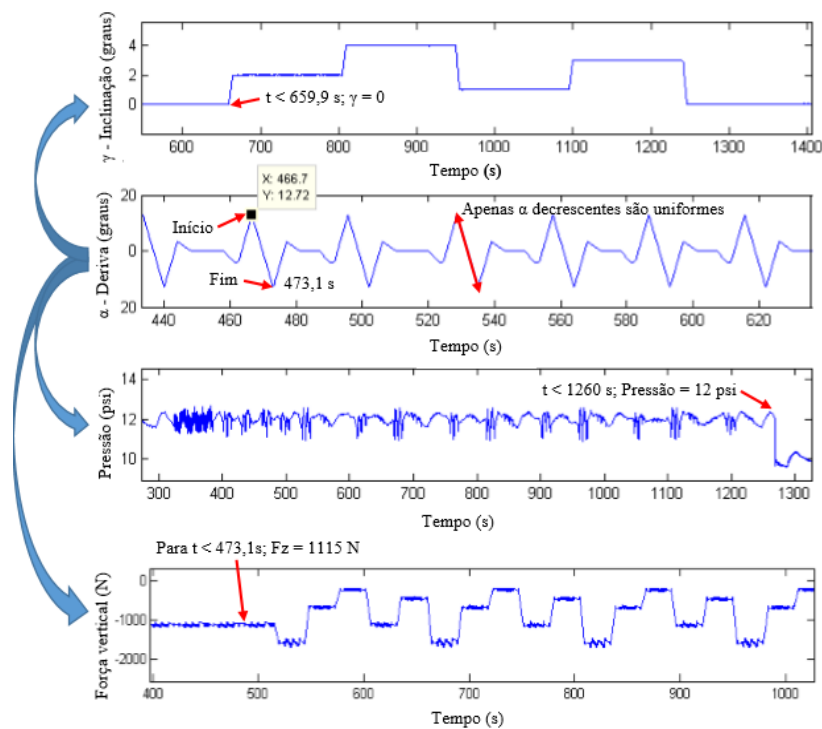
Dessa maneira, foram analisados os 3 primeiros colocados da categoria combustão nas provas de *Skid Pad* e Enduro. As duas provas foram selecionadas como parâmetro pois fazem a utilização do pneu em duas situações importantes: utilizando da mecânica de aderência do pneu para acelerar lateralmente o veículo e fazendo grande ciclagem nos pneus. Os períodos de análise foram as temporadas de 2018 e 2019 das competições.

Após a observação preliminar, os 4 tipos mais utilizados foram destacados e ponderados através de diagrama de Mudge, tendo em vista fatores como custo, massa e momento de inércia.

3.2.1.2 Análise Quantitativa

Para o início, os *sweeps*⁴ decrescentes quanto ao tempo de teste foram selecionados. Schommer (2015) explica que apenas nesses intervalos os resultados para ângulos de deriva são uniformes e contínuos. A figura 30 demonstra a esquemática adotada:

Figura 30 - Método de filtragem e separação dos dados do TTC em MATLAB®



⁴ Schommer (2015) cita que *sweep* é o resultado para o parâmetro em um determinado intervalo de ângulo de deriva. Na tradução direta, *sweep* significa varredura.

Fonte: Schommer (2015).

Assim, foi possível separar os trechos a serem analisados, combinando as variáveis de interesse, como os gráficos relativos à força lateral para um dado ângulo de deriva. Essa relação é essencial para a seleção do pneu a ser utilizado no eixo dianteiro, pois tem influência direta no raio de curvatura e na demanda por esterçamento do veículo. Como citam Nicolazzi *et al.* (2012) o ângulo de esterçamento do veículo é dado por:

$$\rho = \frac{l}{(\beta - \alpha_f + \alpha_r)} \quad (18)$$

Onde:

ρ = raio de curvatura;

β = ângulo de esterçamento;

α_f = ângulo de deriva do pneu dianteiro;

α_r = ângulo de deriva do pneu traseiro.

O pneu a ser selecionado atende ao requisito de gerar o máximo de força lateral com uma menor quantidade resultante de ângulo de deriva.

No eixo traseiro, como mostra a equação, o ângulo de deriva também possui influência no raio de curvatura, porém, com a relação inversa do dianteiro, sendo que esse auxilia na redução dos estímulos de esterçamento conforme aumentam os níveis de ângulo de deriva gerados em trajetórias curvilíneas. Para a traseira, o pneu foi escolhido com base em um maior ângulo de deriva para seu máximo de força lateral.

Além disso, o eixo traseiro sofre maior desgaste devido à tração do veículo. Maiores áreas de contato reduzem o consumo da borracha e tendem a aumentar a área de contato para os esforços longitudinais de tração.

3.2.2 Desenvolvimento do projeto de cinemática de suspensão

3.2.2.1 Estimativa do Centro de Gravidade

Nesta etapa, também foram utilizadas ferramentas quantitativas e qualitativas, de modo a estimar os parâmetros de análise com o máximo de confiabilidade.

Conforme explicitado anteriormente, o alinhamento do eixo de transmissão do veículo foi previamente considerado como fixo no centro da roda traseira, de modo a minimizar as perdas de eficiência no acoplamento e por decomposição de forças, conforme citam Lienkamp *et. al* (2016).

A bitola do veículo foi selecionada utilizando novamente o método qualitativo. Observando as três equipes que obtiveram menos colisões com obstáculos durante a prova de enduro da competição Fórmula SAE Brasil de 2018, foi possível fazer uma média dos melhores valores a serem utilizados, de modo a balancear a transferência de carga e o espaçamento das rodas para facilitar a manobrabilidade. O valor da altura do centro de gravidade foi fixado como 310 mm em relação ao solo, conforme os valores usuais da categoria e a distância entre eixos selecionada foi de 1525 mm conforme o mínimo permitido pelas regras da competição.

De acordo com Bravo (2016) a caracterização da roda durante o desenvolvimento cinemático de suspensão é essencial por diversos aspectos, entre eles delimitar a região de operação das massas não suspensas e conhecer os limites de carregamento da roda, especificado pelo fabricante⁵ como 785 N. Utilizando a capacidade máxima de carga das rodas como limite de transferência de cargas, a determinação dos valores longitudinais pode ser dada por:

$$b = \left\{ \left[\left(\frac{\Delta W_f}{A_y} \right) \left(\frac{t_f}{W} \right) \right] - \left[\frac{HK_f}{K_f + K_r} \right] \right\} Z r f \quad (19)$$

Onde:

b = distância do eixo traseiro até o centro de gravidade;

ΔW_f = transferência de carga;

A_y = aceleração lateral;

t_f = bitola dianteira;

W = força peso do veículo;

H = distância entre o centro de rolagem traseiro e o centro de gravidade, no eixo vertical;

⁵ A roda a ser utilizada para a construção do novo veículo é do fabricante OZ Wheels, de liga em magnésio. Os dados dessa roda bem como o limite de carregamento podem ser acessados em: https://www.ozracing.com/images/content/OZ_Drawing_Formula_Student_Magnesium_CL_7x10.pdf

Kf = rigidez de rolagem do eixo dianteiro;
 Kr = rigidez de rolagem do eixo traseiro;
 Zrf = altura do centro de rolagem dianteiro.

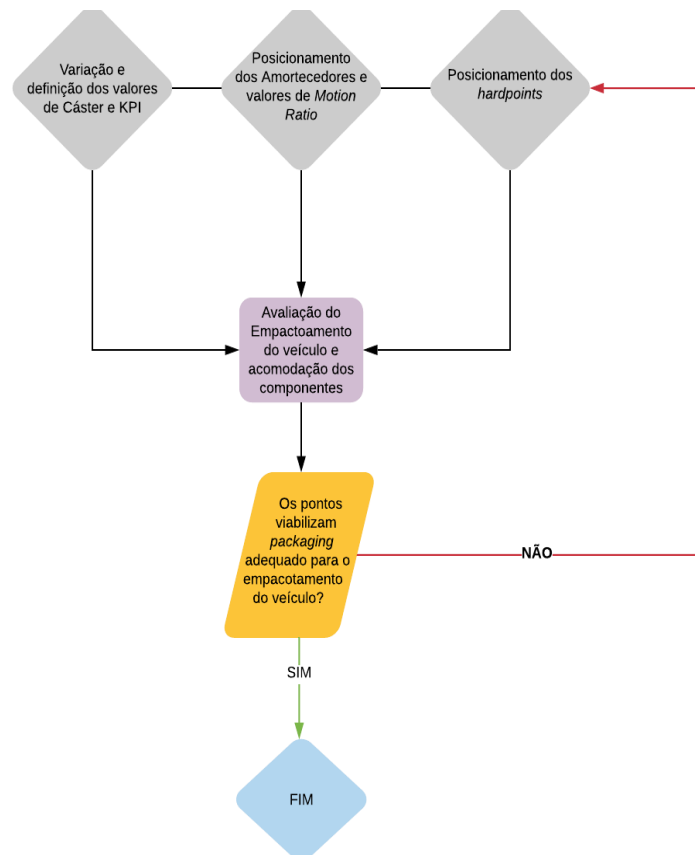
Para o cálculo da variável b , valores prévios como altura do centro de rolagem e rigidez de rolagem de ambos os eixos foram consideradas como fixas, provenientes do antigo protótipo.

Após a definição desses parâmetros, a disposição dos componentes foi feita através de modelagem 3D no *software* SolidWorks através de simplificações geométricas.

3.2.2.2 Parâmetros Geométricos Iniciais e Rotina de Simulação

Os passos para definição dos parâmetros geométricos iniciais e dos pontos de ancoragem dos braços duplo-A são apresentados na figura 31.

Figura 31 - Fluxograma de para o projeto cinemático



Fonte: Autor.

Através dessa definição, os parâmetros foram selecionados de maneira separada, observando o comportamento e sensibilidade da geometria perante a variação das angulações de cáster, acionamento da suspensão com *pull rod* e *push rod* e, por fim, posicionamento espacial dos pontos de suspensão.

Para a seleção de cáster observou-se o comportamento do sistema através de parâmetros como ganho de cambagem por esterçamento e rolagem, porcentagem de Ackermann e raio mínimo de curvatura.

Já para a configuração de amortecimento, foram analisadas as respostas de razão de compressão das molas para o movimento vertical das rodas, no eixo dianteiro e traseiro.

Por fim, o posicionamento dos pontos de ancoragem se deu observado as características como ganho de cambagem em *bump*, rolagem e esterçamento, raio de curvatura e variação de *toe* nos eixos traseiro e dianteiro.

3.2.2.2.1 Pré seleção de cáster e ângulo de pino mestre

Inicialmente, a angulação mínima de cáster foi investigada através do torque máximo de auto alinhamento e do pico de forças laterais. Através da equação 20 obtém se o braço pneumático:

$$\text{braço pneumático} = \frac{M_{zmax}}{F_{y\sigma_{zmax}}}$$

Onde:

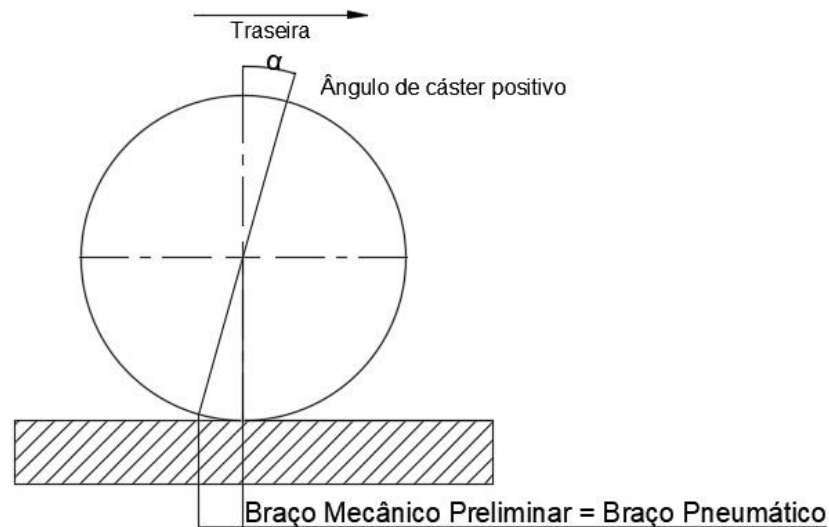
M_{zmax} = Torque de máximo auto alinhamento;

$F_{y\sigma_{zmax}}$ = Força lateral para o valor de ângulo de deriva referente ao torque máximo de auto alinhamento.

Com o valor do braço pneumático obtido, foi possível traçar uma relação de triângulos com o centro da roda (figura 32).

Segundo Nicolazzi *et. al* (2012), os valores usuais para essa inclinação são de 8 a 12 graus, com tolerância de 0,3 graus. Utilizando o valor de 0,3 graus citado pelo autor para cada iteração e o ângulo mínimo extraído da relação de triângulos mostrada na figura, obteve-se os valores necessários para a seleção de cáster.

Com respeito à inclinação de pino mestre, o posicionamento espacial dos pontos de



ancoragem da suspensão foi feito observando o limite de 4 até 9 graus de angulação positiva para veículos com motor e tração traseiros.

Figura 32 - Relação de triângulos para seleção de câster e braço mecânico preliminar

Fonte: Autor.

3.2.2.2.2 Posicionamento dos amortecedores

O posicionamento do sistema de amortecedores e molas dos eixos traseiro e dianteiro se deu através de iterações considerando os seguintes aspectos:

- Combinação das diferentes configurações de acionamento do amortecedor através dos sistemas com *pull rod*⁷ e *push rod*⁸.
- Observação da resposta das razões de movimento do eixo dianteiro e traseiro, buscando o aproveitamento constante das molas em valores próximos a 1.

⁷ Acionamento através da tração da haste que faz a transmissão de movimento entre a roda e o amortecedor.

⁸ Acionamento através da compressão da haste que faz a transmissão de movimento entre a roda e o amortecedor

- Empacotamento dos eixos visando os limites especificados pela distribuição prévia de massas.

O sistema foi selecionado de acordo com o comportamento dos dois últimos requisitos citados anteriormente, fazendo a variação entre acionamento através de *pull rod* e *push rod* tanto no eixo traseiro quanto dianteiro.

3.2.2.2.3 Disposição dos pontos de suspensão e análise cinemática

Da mesma forma que os parâmetros anteriores, os pontos de ancoragem dos braços se deu observando os seguintes aspectos:

- Valores entre 30 e 100 mm para o centro de rolagem dianteiro e 60 a 130 mm para o centro de rolagem traseiro, conforme recomendado por Reimpell *et. al* (2001).
- Definição do empacotamento limite do sistema de transmissão no centro do eixo traseiro.
- Definição dos pontos de ancoragem dos braços duplo-A com a manga de eixo observando o limite do empacotamento da roda.
- Raio de curvatura mínimo de 3 metros conforme os valores obtidos no regulamento da competição com os menores deslocamentos possíveis da caixa de direção.
- Porcentagens de Ackermann observando as forças máximas geradas pelo pneu seus respectivos ângulos de deriva.
- Porcentagem dos ângulos de *anti-dive* e *anti-squat* observando as forças máximas geradas pelo pneu.
- Valores para ganho de camber objetivando o máximo contato com o solo através da minimização dos valores positivos, conforme cita Bravo (2016).

Os ângulos de *anti-dive* e *anti-squat* foram selecionados considerando seriam aplicadas no eixo dianteiro e traseiro, respectivamente, obedecendo a direção da transferência de carga em situações de frenagem e aceleração. Assim, a força de *anti dive* foi calculada de acordo com a equação 21:

$$\frac{\text{força anti-dive}}{(\% \text{distribuição de frenagem-eixo dianteiro})W\left(\frac{ax}{g}\right)} = \tan \theta_f$$

Através da equação 22, as porcentagens de *anti dive*:

$$\% \text{ anti - dive front} = (\% \text{front braking}) \tan \theta_f \left(\frac{l}{h}\right)$$

Rearranjando os termos e utilizando o denominador da equação 21 como a transferência de carga em situações de aceleração, é possível calcular a porcentagem de *anti-squat*.

Através das considerações mencionadas, foi possível fazer a alocação dos *hardpoints* buscando o maior contato do pneu com o solo atendendo aos requisitos geométricos definidos.

3.2.3 Modelagem numérica e análise de dinâmica

De modo a avaliar as respostas dinâmicas do veículo como ângulo de rolagem das massas suspensas, deslocamento e aceleração dos componentes com a excitação em todas as rodas de maneira independente, bem como o comportamento da suspensão duplo-A, o sistema foi modelado com 7 graus de liberdade.

O ambiente foi rodado dentro de rotinas de simulação numérica utilizando o *software* MATLAB® para desenvolvimento do código base da avaliação.

3.2.3.1 Análise de Dados de Pista e Definição da Entrada de Forças

A prova de enduro foi utilizada como base sendo esse o único dinâmico da competição que apresenta uma grande repetibilidade. Avaliando as respostas para os dados obtidos na primeira parte da competição de 2018, foi necessário filtrá-los de duas maneiras:

1. Determinar duas ou mais voltas que obtivessem perfil semelhante e satisfatório para o cálculo dos dados de entrada e estimativa de erros na análise.
2. Aplicação de filtro digital nos dados para redução do ruído e identificação dos pontos possíveis de utilização.

Devido à extensão do percurso, foi necessário restringir o escopo de consideração dos dados adquiridos. Dessa maneira, os três tipos de manobra foram restringidos:

1. Slalom⁹;
2. Chicane¹⁰;
3. Curva em Regime Transiente.

Assim, os trechos de manobras foram selecionados pelos pontos que apresentaram os picos mais elevados de aceleração lateral.

A metodologia de análise consiste em cruzar os dados do sensor de GPS com os dados obtidos pelo acelerômetro lateral durante o trecho de análise e o tempo decorrido. Portanto, os valores obtidos foram retirados do *software* interno i2 Pro e tratados no MATLAB, ao passo que era possível manipulá-los em forma matricial, observando os trechos selecionados.

A figura 33 exemplifica os trechos de análise:

Figura 33 - Trechos de Análise Selecionados



Fonte: Autor.

⁹ Slalom é uma manobra em ziguezague que tem intuito de testar a manobrabilidade e a agilidade do veículo em velocidade moderada.

¹⁰ Chicane é uma manobra artificial com finalidade de forçar a redução da velocidade do veículo

Após o levantamento dos trechos críticos para análise, o pós-processamento dos dados seleciona as voltas mais constantes do piloto em análise e filtra os dados através do processo estatístico da análise de erro.

O método consiste na avaliação da consistência e repetibilidade dos dados, bem como a análise de erro acumulado durante as medições.

Para determinar os instantes de entrada e saída, cada manobra precisou utilizar o cruzamento de sensores como da pressão na linha de freio (BP) e posição do acelerador (TPS), assim como os dados adquiridos de acelerômetro e sensores indutivos, sendo cada trecho modelado da seguinte forma:

- Trecho 1 – Slalom:
 - Entrada – Redução brusca da posição do acelerador e leve pressão no pedal de frenagem
 - Durante a Manobra - Variação constante nos sinais de acelerômetro lateral com os picos de aceleração lateral definidos pelo espaçamento dos cones.
 - Saída – Aumento gradativo na posição do acelerador até WOT¹¹ ou próxima a 100%.

- Trecho 2 – Chicane:
 - Entrada – Redução brusca da posição do acelerador até níveis próximos à situação de marcha lenta ou 5% de TPS, com elevados níveis de BP.
 - Durante a Manobra – Duas variações bruscas para sinais de acelerômetro com inversão de sinais em seus picos.
 - Saída – Saída – Aumento gradativo na posição do acelerador até WOT ou próxima a 100%.

- Trecho 3 - Curva em Regime Transiente:

¹¹ WOT – *Wide Opening Throttle* – Situação de Máxima aceleração – Quando o corpo de borboleta encontra-se totalmente aberto para passagem de ar e alimentação do motor.

- Entrada – Aumento de BP e redução gradual dos níveis de TPS para níveis médios entre 20 e 10%.
- Durante a Manobra – Crescimento até o pico de aceleração lateral e decrescimento na saída da manobra, bem como aumento lento nos sinais de TPS até estabilização em valores de 60 a 70%.
- Saída – Aumento brusco nos níveis de TPS até a condição de WOT ou próximo a 100%.

Para filtragem dos sinais e melhor avaliação das respostas obtidas, o sinal de aceleração lateral passou pelo processo de filtro digital dentro do código gerado no MATLAB ® utilizando a função *cmdnoise*.

O perfil de aceleração longitudinal e lateral utilizados para o cálculo do vetor de excitação é determinado através da média dos vetores das voltas que obtiveram os perfis mais semelhantes entre si.

3.2.3.2 Modelagem Numérica

O perfil de força para atuação nas rodas pode ser modelado, considerando que a força de entrada para excitação dos corpos deve ser o somatório das forças provenientes da transferência de carga, a força exercida pela mola do pneu, a força exercida pela mola da suspensão e a força exercida pelo amortecedor.

O somatório de forças para cada roda é descrito pela equação:

$$\sum F = F_{LD} - F_c \quad (22)$$

Onde F_{LD} é o perfil proveniente da transferência de carga e F_c é a força variável exercida pelo amortecedor.

A avaliação do ajuste ideal para as manobras foi avaliada de acordo com o limite de aceleração lateral proveniente do coeficiente de estabilidade crítica, isto é, o limite para manter o pneu sem haver escorregamento do contato do pneu com o solo. Proposto por Hac (2002), o coeficiente de estabilidade do veículo pode ser descrito por parâmetros transientes de como bitola do veículo, altura do centro de rolagem e do centro de gravidade.

$$\alpha_{ylim} = \frac{\frac{gt_w}{2h_0}}{\left[1 + \frac{\Delta h}{h_0} + \frac{M_s g h_{roll} \left(1 - \frac{h_{rollc}}{h_0} \right)}{k_\phi} + \frac{Mg}{k_{yt} h_0} + \frac{4m_w \rho_w^2}{M h_0 r_d} \right]} \quad (23)$$

Através da utilização deste parâmetro, foi possível avaliar o comportamento do sistema de suspensão variando fatores como amortecimento e pressão dos pneus.

O modelo possível para considerar todos os fatores interagindo concomitantemente, foi necessário modelar o veículo através do modelo *full car* com sete graus de liberdade.

Considerando os graus de liberdade como um deslocamento vertical para cada roda, o deslocamento vertical das massas suspensas e a rotação de rolagem e do movimento de *pitch*.

Conforme Nicolazzi *et. al* (2012) o equacionamento para a energia cinética total do sistema segue da seguinte forma:

$$T_{Total} = \frac{1}{2} [m\dot{z}^2(t) + I_x \dot{\phi}^2 + I_y \dot{\theta}^2 + m_1(\dot{z}_1^2) + m_2(\dot{z}_2^2) + m_3(\dot{z}_3^2) + m_4(\dot{z}_4^2)] \quad (24)$$

A energia potencial, para os mesmos graus de liberdade, são consideradas da seguinte forma:

$$V_{Total} = \frac{1}{2} \left[k_1 \left(z(t) - \phi(t) \frac{tl}{2} - \theta(t) \alpha_I - z_1(t) \right)^2 + k_2 \left(z(t) + \phi(t) \frac{tl}{2} - \theta(t) \alpha_I - z_2(t) \right)^2 + k_3 \left(z(t) + \phi(t) \frac{tII}{2} + \theta(t) \alpha_{II} - z_3(t) \right)^2 + k_4 \left(z(t) - \phi(t) \frac{tII}{2} + \theta(t) \alpha_{II} - z_4(t) \right)^2 + k_1^p (z_1(t) - z_1^s(t))^2 + k_2^p (z_2(t) - z_2^s(t))^2 + k_3^p (z_3(t) - z_3^s(t))^2 + k_4^p (z_4(t) - z_4^s(t))^2 \right] \quad (25)$$

Da mesma maneira, a potência de amortecimento do sistema é equacionada:

$$\mathfrak{D}_c = \frac{1}{2} \left[c_1 \left(\dot{z}(t) - \dot{\phi}(t) \frac{tl}{2} - \dot{\theta}(t) \alpha_I - \dot{z}_1(t) \right)^2 + c_2 \left(\dot{z}(t) + \dot{\phi}(t) \frac{tl}{2} - \dot{\theta}(t) \alpha_I - \dot{z}_2(t) \right)^2 + c_3 \left(\dot{z}(t) + \dot{\phi}(t) \frac{tII}{2} + \dot{\theta}(t) \alpha_{II} - \dot{z}_3(t) \right)^2 + c_4 \left(\dot{z}(t) - \dot{\phi}(t) \frac{tII}{2} + \dot{\theta}(t) \alpha_{II} - \dot{z}_4(t) \right)^2 \right] \quad (27)$$

Aplicando o princípio de Lagrange,

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_{Total}}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T_{total}}{\partial q_j} + \frac{\partial V_{total}}{\partial q_j} - \frac{\partial \mathcal{D}_c}{\partial \dot{q}_j} = Q_j \quad (28)$$

O vetor de excitação de força, definido pelo perfil citado anteriormente, é definido como sendo:

$$f(t) = \begin{Bmatrix} f_1(t) \\ f_2(t) \\ f_3(t) \\ f_4(t) \\ f_5(t) \\ f_6(t) \\ f_7(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \vdots \\ k_1^p z_1^s(t) \\ k_2^p z_2^s(t) \\ k_3^p z_3^s(t) \\ k_3^p z_3^s(t) \end{Bmatrix}; \quad (29)$$

O método de espaço de estados foi utilizado para simplificação e redução do sistema de equação diferencial parcial para equação diferencial ordinária. Assim, tem-se que:

$$\{x1\} = \begin{Bmatrix} x2 \\ x2 \end{Bmatrix}.$$

Onde $x1$ exemplifica a variável do grau de liberdade a ser investigado e $\begin{Bmatrix} x2 \\ x2 \end{Bmatrix}$ o vetor equivalente ao deslocamento e aceleração dos resultados devido ao vetor de entrada na excitação

Transformando a equação de movimento do sistema simples e rearranjando os termos, tem-se que:

$$\{\dot{x}1\} = [A]\{x1\} + [B]\{f\} \quad (30)$$

$$\{y\} = [C]\{x1\} + [D]\{f\} \quad (31)$$

Onde, A é a matriz composta pela simplificação dos termos de rigidez e amortecimento pelos termos de massa, assim como a B, formam matrizes de vetores no rearranjo de termos do espaço de estados. Portanto:

$$[A] = \begin{bmatrix} [0]_{7 \times 7} & [I]_{7 \times 7} \\ -[M]^{-1}[K] & -[M]^{-1}[C] \end{bmatrix} \quad (32)$$

$$[B] = \begin{bmatrix} [0]_{7 \times 7} \\ [M]^{-1} \end{bmatrix} \quad (33)$$

O vetor $\{y\}$ corresponde ao vetor dos resultados observáveis e dessa maneira, a matriz $[C]$ deve ser uma matriz identidade $[I]_{14 \times 14}$. Por fim, para resolver o sistema de equações diferenciais é possível, através da utilização do *software* MATLAB ® utilizar a função `ode45`, para integração numérica através do método de Runge-Kutta.

Os resultados foram filtrados e, após a integração numérica, foi aplicada a função `interp1` onde o vetor de resultados é transformado e uma função aproximada utilizando um polinômio de grau 7.

A avaliação de cada resultado foi subdividida em dois tipos de análises:

1. Avaliação da resposta de deslocamento e aceleração vertical das massas suspensas e não suspensas tendo em vista a variação de rigidez dos pneus.
2. Avaliação da resposta de deslocamento e aceleração vertical das massas suspensas e não suspensas devido à variação do coeficiente de amortecimento.

Para cada manobra, as forças resultantes e os vetores de suas respectivas entradas foram submetidos à contabilização do erro decorrente do truncamento entre os valores das variáveis envolvidas. O erro do sinal de aceleração lateral e longitudinal é obtido por meio do erro padrão dos pontos de análise, como sugerido por Vuolo (2005). As equações 33, 34 e 35 exemplificam os passos para o cálculo do erro acumulado:

$$\bar{A} = A_1 + A_2 \dots + A_n \quad (34)$$

$$S_{LA} = \frac{\sum_{i=1}^n (A_i - \bar{A})^2}{n} \quad (35)$$

$$\sigma_{LA} = \frac{S_{LA}}{\sqrt{n}} \quad (36)$$

Onde:

\bar{A} = sinal médio das acelerações longitudinais ou laterais;

S_{LA} = desvio padrão da média de acelerações;

σ_{LA} = erro padrão;

n = número de voltas em análise.

Na seleção do passo de integração numérica, considerou-se cada iteração como sendo resultado do tempo final de cada manobra e do inverso da taxa de aquisição dos sensores indutivos e acelerômetro bidimensional. A cada iteração, o passo de integração numérica era resultado da soma do passo de integração da última iteração com o inverso da taxa de aquisição do sensores. O passo da primeira iteração foi calculado conforme a equação 36:

$$\Delta t_{manobra} = t_{final} \left(\frac{1}{f_{aquisição}} \right) \quad (37)$$

O passo de integração de cada iteração subsequente foi calculado da seguinte forma:

$$\Delta t_{manobra+1} = \Delta t_{manobra-1} + \left(\frac{1}{f_{aquisição}} \right) \quad (38)$$

Onde:

$f_{aquisição}$ = frequência ou taxa de aquisição do acelerômetro bidimensional;

t_{final} = tempo final de realização da manobra;

$\Delta t_{manobra}$ = passo de integração relativo à primeira iteração;

$\Delta t_{manobra-1}$ = passo de integração relativo à última iteração realizada;

$\Delta t_{manobra+1}$ = Passo de integração relativo à próxima iteração a ser realizada.

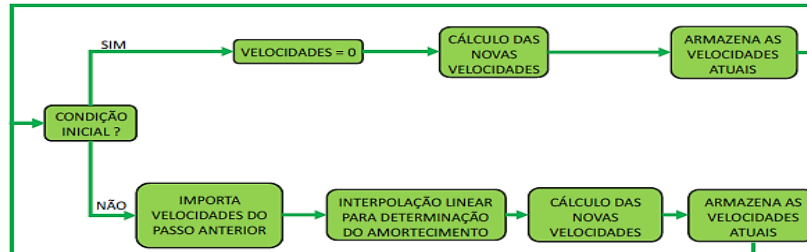
Assim, depois de 11 simulações, foram observados os comportamentos das respostas de deslocamento máximo e médio das massas não suspensa e os respectivos erros máximos e médios.

Os gráficos de rigidez do pneu versus pressão interna e fator de amortecimento versus velocidade de excitação foram utilizados para interpolar os valores dessas variáveis nas condições apresentadas no instante da simulação. Utilizando as funções *polyfit* e *polyval* é possível interpolar os valores das funções presentes nesses gráficos para a condição de análise desejada.

Os valores utilizados para a pressão dos pneus foi pré-selecionado no início de cada rotina de simulação e calculado para cada instante de tempo. Para cada entrada da velocidade

de excitação de pista, a lógica para a identificação foi como recomendada por Colpo (2017), representada pela imagem 39.

Figura 39 - Lógica para interpolação das velocidades de excitação



Fonte: Colpo (2017).

Por fim, os parâmetros iniciais que compõe a matriz de massa e rigidez para início da rotina de simulações são apresentados no quadro 3.

Quadro 3 - Parâmetros iniciais para a rotina de simulações dinâmicas

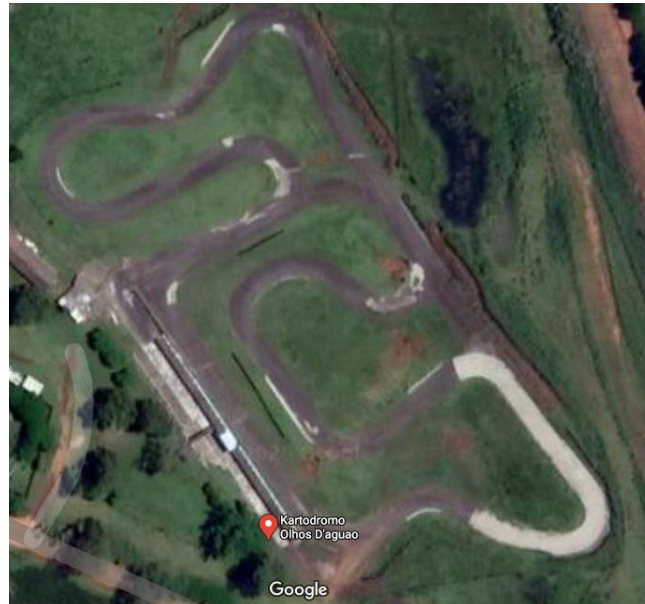
Massa Não-Suspensas – Traseira (kg)	9,04
Massa Não-Suspensas – Dianteira (kg)	6,40
Massa Suspensa (Com Piloto) (kg)	281,60
Momento de Inércia – I_{xx} – (kg.m²)	13,104
Momento de Inércia - I_{yy} - (kg.m²)	41,515
Rigidez de Mola – Traseira – (N.m)	59000
Rigidez de Mola – Dianteira – (N.m)	42000
Bitola Dianteira (m)	1,25
Bitola Traseira (m)	1,18
Entre Eixos (m)	1,525

Fonte: Autor.

3.2.3.3 Comparativo com os resultados de pista

Os testes do sistema projetado no protótipo de 2019 da equipe Fórmula UFSM foram realizados no Kartódromo Olhos D'água, no rio grande do sul. A figura 34 mostra uma imagem de satélite da pista de análise:

Figura 34 - Traçado da pista do Kartódromo Olhos D'água - Cruz Alta - Rio Grande do Sul



Fonte: Google.

A seleção do trecho de pista se deu pelas condições apresentadas pela pista com asfalto em boas condições, possuindo menores influências da rugosidade que não é considerada no modelo computacional.

A manobra slalom foi selecionada por apresentar as condições de pista de maiores durações de maneiras mais constantes durante os obstáculos encontrados na competição.

O quadro 4 apresenta as condições de configurações do veículo em pista.

Quadro 4 - Configurações de pista - testes no Kartódromo Olhos D'água

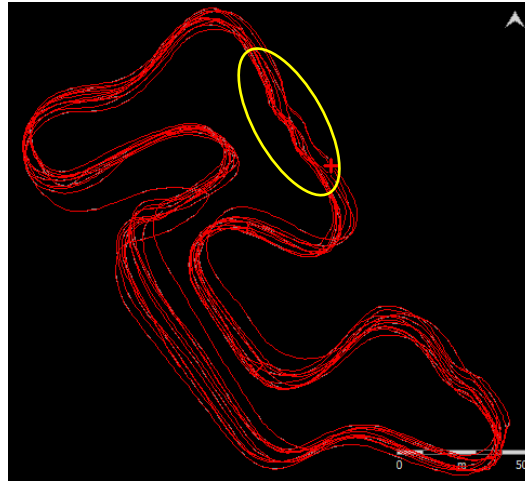
Amortecimento - Eixo Dianteiro (-)	Amortecimento Mínimo - Rígido
Amortecimento - Eixo Traseiro (-)	Amortecimento Mínimo - Rígido
Rigidez dos pneus - Eixo Dianteiro (PSI [kPa])	10 [68,9]
Rigidez dos pneus - Eixo Traseiro (PSI [kPa])	10 [82,7]

Distribuição de Massas – Eixo Dianteiro (%)	51
Distribuição de Massas – Eixo Traseiro (%)	49
Distribuição de Frenagem - Eixo Dianteiro (%)	70
Distribuição de Frenagem - Eixo Traseiro (%)	30

Fonte: Autor.

Durante as avaliações, foram feitas 27 voltas no circuito, simulando os 22 quilômetros previstos pelo regulamento da competição. A figura 35 apresenta a imagem coletada através do sensor GPS com a marcação do trecho selecionado para a análise.

Figura 35- Imagem de GPS do traçado do circuito montado no Kartódromo Olhos D'água



Fonte: Autor.

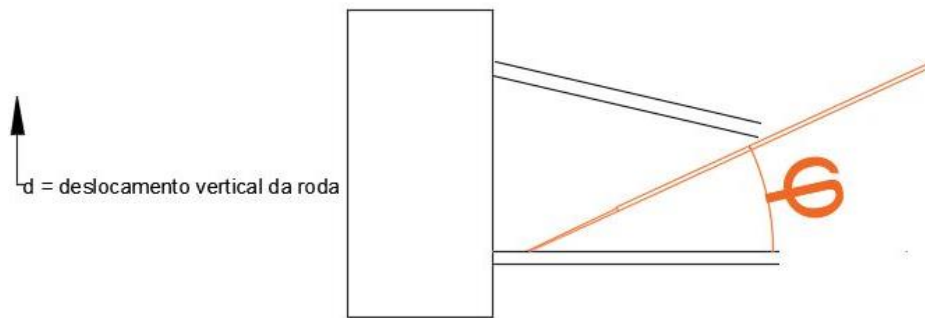
Para a entrada e saída da manobra, a metodologia de análise numérica foi aplicada da mesma maneira que definida para as simulações dinâmica, assim como para o erro acumulado durante a aquisição dos dados. A relação entre o movimento vertical das rodas e do potenciômetro linear foi calculada utilizando a decomposição angular da instalação do sensor no veículo, conforme mostra a figura 36.

Utilizando a equação 38, foi possível encontrar a relação da componente vertical do sensor:

$$\text{deslocamento vertical do sensor} = \text{sen}\varphi \quad (37)$$

Assim o deslocamento vertical das rodas foi considerado como a componente vertical do deslocamento do sensor.

Figura 36 - Representação da instalação do potenciômetro linear nas rodas do veículo



Fonte: Autor.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 SELEÇÃO DO PNEU

4.1.1 Análise qualitativa

O quadro 5 apresenta os resultados relativos à análise dos primeiros colocados da competição Fórmula SAE Brasil para as provas de *skid pad* e enduro no ano de 2018.

Quadro 5 - Relação dos primeiros colocados da competição Fórmula SAE Brasil 2018 - Provas de *skid pad* e enduro

Skid Pad			Enduro		
Equipe	Diâmetro da Roda (")	Marca do Pneu Utilizado	Equipe	Diâmetro da Roda (")	Marca do Pneu Utilizado
Mauá Racing	10	Hoosier	Fórmula CEFAST	10	Hoosier

EESCUSP	10	Hoosier	V8 Racing	10	Hoosier
Fórmula FEI	10	Avon Tyre	Mauá Racing ¹²	10	Hoosier

Fonte: Autor.

Mesmo com o investimento reduzido por parte das equipes brasileiras, é possível notar a predominância de marcas de pneu com valores mais elevados, específicos para a categoria estudantil e de produção estrangeira. Isso denota a priorização pelo investimento nos sistemas diretamente ligados ao comportamento do veículo na pista.

Outro ponto a ser destacado do resultado é a predominância da utilização de rodas diâmetro 10 polegadas. Isso demonstra que um dos requisitos para o sucesso nas provas dinâmicas da competição passa diretamente pelo cuidado no desenvolvimento do sistema adequado do sistema de suspensão.

O quadro 6 demonstra os resultados para as provas de *skid pad* e enduro, no ano de 2018, para a competição Fórmula SAE em Michigan nos Estados Unidos.

Quadro 6 - Relação dos primeiros colocados da competição Fórmula SAE Michigan 2018 - Provas de *skid pad* e enduro

Equipe	Skid Pad		Equipe	Enduro	
	Diâmetro da Roda (“)	Marca do Pneu Utilizado		Diâmetro da Roda (“)	Marca do Pneu Utilizado
Oregon State Univ	10	Hoosier	Universitat Stuttgart	10	Hoosier
Graz Technical Univ	10	Hoosier	Graz Technical Univ	10	Hoosier
Universidad Politecnica de Valencia	10	Hoosier	Univ of Michigan - Ann Arbor	10	Hoosier

Fonte: Autor.

¹² A equipe Mauá Racing, 4ª colocada da prova de enduro no ano de 2018, ocupa o lugar do 3º colocado, pois este era a mesma equipe que se está desenvolvendo o projeto, utilizando diferentes configurações, como diâmetro de roda e *setup* de pista, fugindo do escopo da análise em questão.

Como nas competições americanas o investimento financeiro no desenvolvimento dos protótipos costuma ser maior que na competição brasileira a utilização de marcas de pneu com custo mais elevados e veículos com aro 10 polegadas é predominante e esperado.

O quadro 7 apresenta o resultado para a segunda competição americana analisada.

Quadro 7 - Relação dos primeiros colocados da competição Fórmula SAE Lincoln 2018 - Provas de *skid pad* e *enduro*

Skid Pad			Enduro		
Equipe	Diâmetro da Roda (“)	Marca do Pneu Utilizado	Equipe	Diâmetro da Roda (“)	Marca do Pneu Utilizado
Auburn Univ	10	Hoosier	Texas A & M Univ - College Station	10	Hoosier
Univ. of Texas - Arlington	10	Hoosier	Missouri University of Science and Tech	10	Hoosier
San Jose State Universty	10	Hoosier	Univ. of Kansas - Lawrence	10	Hoosier

Fonte: Autor.

O resultado geral da pesquisa aponta para a maior tendência na utilização dos pneus da marca Hoosier, mesmo com dificuldade de acesso e aquisição como o caso da utilização por parte das equipes brasileiras.

A marca disponibiliza dois tipos de compostos, o LC0 e R25B. O primeiro, mais macio, tem temperatura ideal de trabalho entre 75 °C e 90 °C, sendo utilizado por veículos de aproximadamente 160 kg sem pacote aerodinâmico. Já o segundo, mais rígido, com temperaturas de trabalho próximas de 80 °C e 90° C, sendo utilizado por veículos com mais de 200 kg e possuindo pacote aerodinâmico, Bravo (2016).

Com a média mássica dos protótipos brasileiros variando de 220 a 270 kg, obtendo grande desgaste nas provas de maior duração e a utilização de pacote aerodinâmico, o que

exige maior rigidez vertical e limite para correlação entre forças verticais e laterais, como cita Katz (1995), optou-se pelo composto mais rígido e durável, o R25B.

Essa etapa permitiu que fossem filtradas apenas uma marca com 4 tipos de pneus para análise numérica, são as seguintes:

1. Hoosier R25B 16 x 6-10;
2. Hoosier R25B 16 x 7.5-10;
3. Hoosier R25B 18 x 6-10;
4. Hoosier R25B 18 x 7.5-10.

Primeiramente, de modo a identificar os pesos de cada parâmetro da análise, fez-se um diagrama de Mudje de modo, ponderando os parâmetros massa (M), momento de inércia (I) e preço (P). Os pesos foram definidos como 5, 3 e 1 para muito importante, pouco importante e indiferente, respectivamente. Os níveis de importância é dado referente ao comparativo entre os fatores. Nesse caso, o fator A é muito importante, pouco importante ou indiferente se comparado com o fator B. (Figura 37)

Figura 37 - Diagrama de Mudje para os critérios de seleção do pneu

	Massa	Momento de Inércia	Preço	Somatório
Massa		M3	M5	8
Momento de Inércia			15	5
Preço				1

Fonte: Autor.

As características de massa, momento de inércia e preço são quantificadas no quadro 8.

Quadro 8 - Características dos pneus filtrados para seleção final

Pneu	Massa (kg)	Momento de Inércia (kg.m ²)	Valor (\$)
Hoosier R25B 16 x 6-10	3,17	0,318	147,2
Hoosier R25B 16 x 7.5-10	3,62	0,363	162,4
Hoosier R25B 18 x 6-10	4,08	0,589	147,2
Hoosier R25B 18 x 7.5-10	4,53	0,654	162,4

Fonte: Autor.

A figura 38 a matriz de decisão para seleção dos pneus filtrados.

Figura 38 - Matriz de decisão para os pneus a serem analisados quantitativamente

	Critério	Peso	Critério	Peso	Critério	Peso	Σ
	Massa	8	Momento de Inércia	5	Preço	1	
Hoosier R25B 16 x 6-10	80		50		10		140
Hoosier R25B 16 x 7.5-10	64		40		6		110
Hoosier R25B 18 x 6-10	56		35		10		101
Hoosier R25B 18 x 7.5-10	48		30		6		84

Fonte: Autor.

Os modelos selecionados para análise quantitativa foram Hoosier R25B 16 x 6-10 e Hoosier R25B 16 x 7.5-10, tendo como principais parâmetros para essa seleção a massa e o momento de inércia.

Dessa maneira, foi possível dar início à análise quantitativa.

4.1.2 Análise quantitativa

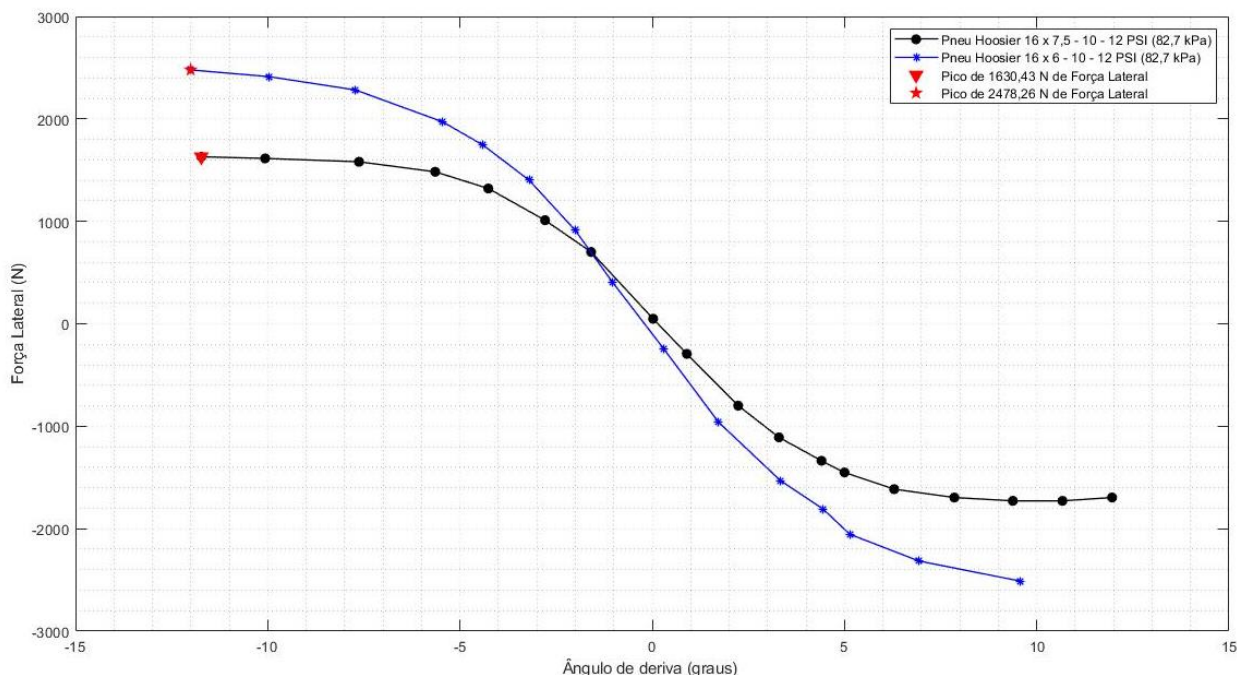
Os resultados para as o tratamento de dados provenientes do TTC com a pressão dos pneus em 12 PSI (86,7 kPa).

A filtragem de dados foi feita considerando ângulo de camber 0 graus. Nota-se como diferença principal nos dois modelos um comportamento de maior geração de forças laterais com menores níveis de ângulo de deriva para o pneu Hoosier R25B 16 x 6-10 se comparado como o modelo R25B 16 x 7.5-10. A figura 39 ilustra os resultados.

Enquanto a magnitude máxima de força lateral do Hoosier R25B 16 x 7,5-10 é de 1630 N, o Hoosier R25B 16 x 6-10 produz um pico de 2478 N.

Observando a relação entre o raio de curvatura e os ângulos de deriva do eixo traseiro e dianteiro, para uma mesma força lateral, a utilização do pneu de 6 polegadas de largura na dianteira e de 7,5 polegadas traseira irá atingir os menores raios de curvatura, auxiliando, dessa maneira o funcionamento do sistema de direção.

Figura 39 - Força Lateral x Ângulo de deriva - pneu Hoosier R25B 16 x 6-10 e Hoosier R25B 16 x 7,5 -10



Fonte: Autor.

Os resultados para a análise de torque de auto alinhamento apresentaram pouca diferença em seus limites de operação. A figura 40 ilustra o resultado obtido durante a análise numérica para os dois modelos.

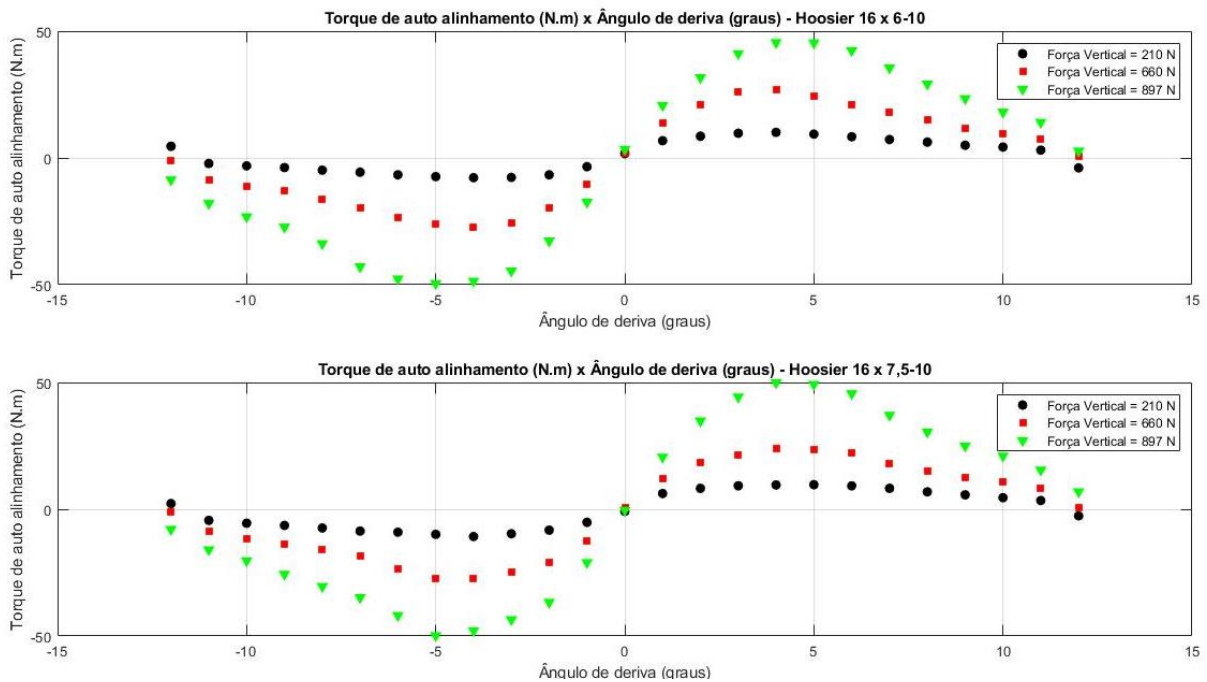
Durante a investigação, foi considerada a variação na aplicação de forças verticais, considerando a utilização da pressão interna dos pneus de 12 PSI (82,7 kPa) e de ângulo de Camber estático como 0 graus.

Para o ângulo de deriva de 5 graus positivos, o modelo Hoosier R25B 16 x 6-10 apresenta 41,74 N.m para o torque de auto alinhamento. Já o Hoosier R25B 16 x 7,5-10 apresenta torque máximo de 49,72 N.m.

Isso faz com que os esforços para esterçamento sejam menores na utilização do modelo o modelo com 6 polegadas de largura.

Considerando os valores máximos para o torque de auto alinhamento, o braço pneumático gerado é de 20,32 mm para o tipo 16 x 6-10 e 34,27 mm para o tipo 16 x 7,5-10. Como definido na seção anterior, o braço mecânico a ser utilizado nas iterações de seleção de câster foi determinado a partir do braço pneumático com o máximo torque gerado. Para uma melhor relação entre esforços e dirigibilidade, o primeiro modelo apresenta melhor aproveitamento quando utilizado no eixo dianteiro, já que provém menores ângulos de deriva para seu máximo de força lateral e menores esforços para esterçamento

Figura 40 - Torque de auto alinhamento x Ângulo de deriva



Fonte: Autor.

Segundo Gillespie (1991), existe maior possibilidade de comportamento subesterçante quando o ângulo de deriva do eixo dianteiro for maior que do traseiro. Ao contrário, existe maior probabilidade de comportamento sobreesterçante quando o ângulo de deriva do eixo traseiro for maior que do dianteiro. Nesse sentido, a seleção do modelo de 6 polegadas provém maior tendência subesterçante quando utilizado no eixo dianteiro, se combinado com a utilizado do modelo de 7,5 polegadas.

De modo a manter as maiores áreas de contato em situações de esforços longitudinais e melhor relação com o desgaste, o modelo de 7,5 apresenta melhores resultados para utilização no eixo traseiro.

Portanto, para o eixo dianteiro foi selecionado o pneu R25B 16 x 6-10 e para o pneu traseiro foi selecionado o pneu R25B 16 x 7,5-10.

4.2 CINEMÁTICA DE SUSPENSÃO

4.2.1 Definição prévia do centro de gravidade e estimativa inicial de parâmetros

No primeiro momento, foi feito um levantamento qualitativo para a definição prévia dos valores de bitola a serem utilizadas no desenvolvimento de cinemática. Para isso, feita uma avaliação média entre os primeiros colocados da competição brasileira, para a prova de enduro, no ano de 2018. Os valores utilizados são observados no quadro 9.

Quadro 9 - Levantamento de bitolas dos primeiros colocados - prova de enduro - Fórmula SAE Brasil 2018

Equipe	Bitola Dianteira (mm)	Bitola Traseira (mm)
Formula CEFAST	1220	1175
V8 Racing	1220	1160
Mauá Racing	1240	1205

Fonte: Autor.

Fazendo a média dos valores e tomando valores aproximados, as bitolas dianteiras e traseiras para o então protótipo, foram definidas como 1230 e 1180 milímetros, respectivamente.

Utilizando os valores médios para esses limites, considerou-se valores iniciais de 65 mm para altura do roll center na dianteira e, 95 mm para a altura na traseira, deixando as respectivas alturas de rolagem inicial estimadas em 245 mm para a dianteira e 215 mm para a traseira do veículo.

Tendo esses valores estimados, a distância longitudinal do centro de gravidade do veículo apresentou uma distribuição de 51% na traseira e 49% na dianteira, com distâncias longitudinais de 747,25 mm do eixo traseiro e 777,75 mm do eixo dianteiro.

Assim, o quadro 10 demonstra a distribuição de massas com o entre eixos fixados no valor mínimo recomendado por regulamento de 1525 mm e com o sistema de transmissão alinhado no centro da roda traseira do veículo.

Quadro 10 - Distribuição de massas dos componentes

Componente	Massa (kg)	X (mm) (Longitudinal)	Y(mm) (Transversal)	Z(mm) (Vertical)
Motor	90,27	1209	0	236
Transmissão	13,4	1525	0	258
Cabeça do Piloto	4,7	770	0	856
Pernas do Piloto	6,314	-107	0	304
Braços do Piloto	4,7	400	0	555
Tronco do Piloto	40,194	700	0	279
Asas Dianteiras	1,75	-628	0	124
Asas Traseiras	3,3	1725	0	850

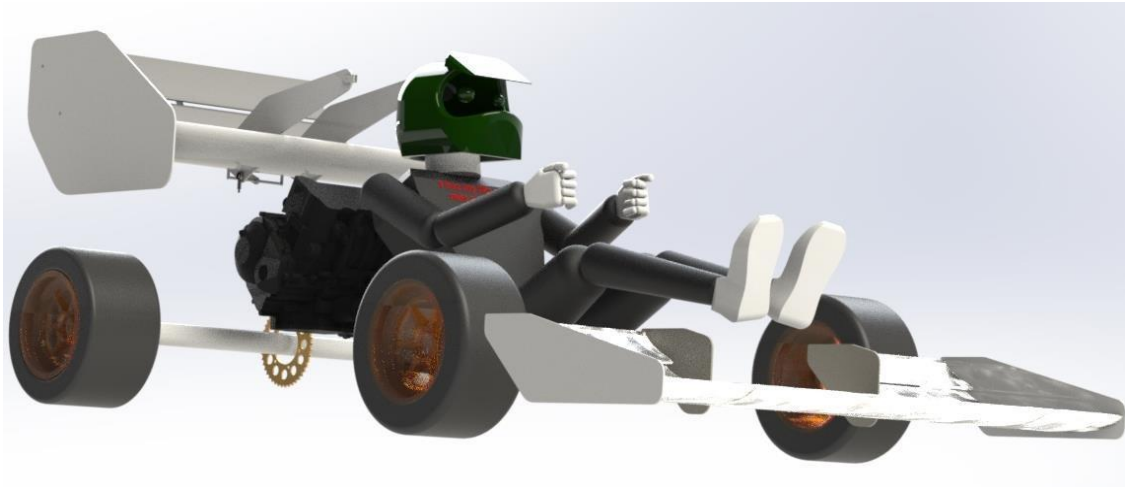
Fonte: Autor.

Assim, a montagem em CAD indicou que os posicionamentos prévios do centro de gravidade 781,71 mm do eixo dianteiro e 743,29 mm do eixo traseiro, indicando uma distribuição de 51,25% para a traseira e 48,75% para a traseira, corroborando, dessa maneira, os cálculos prévios incluindo a transferência de carga.

É possível notar que a distribuição de massas estática prévia apresenta uma tendência muito próxima da distribuição neutra de 50 % para cada eixo. Essa condição pode ser atingida durante a operação do sistema de aerodinâmica.

A figura 41 apresenta uma renderização da distribuição feita em no *software* SOLIDWORKS.

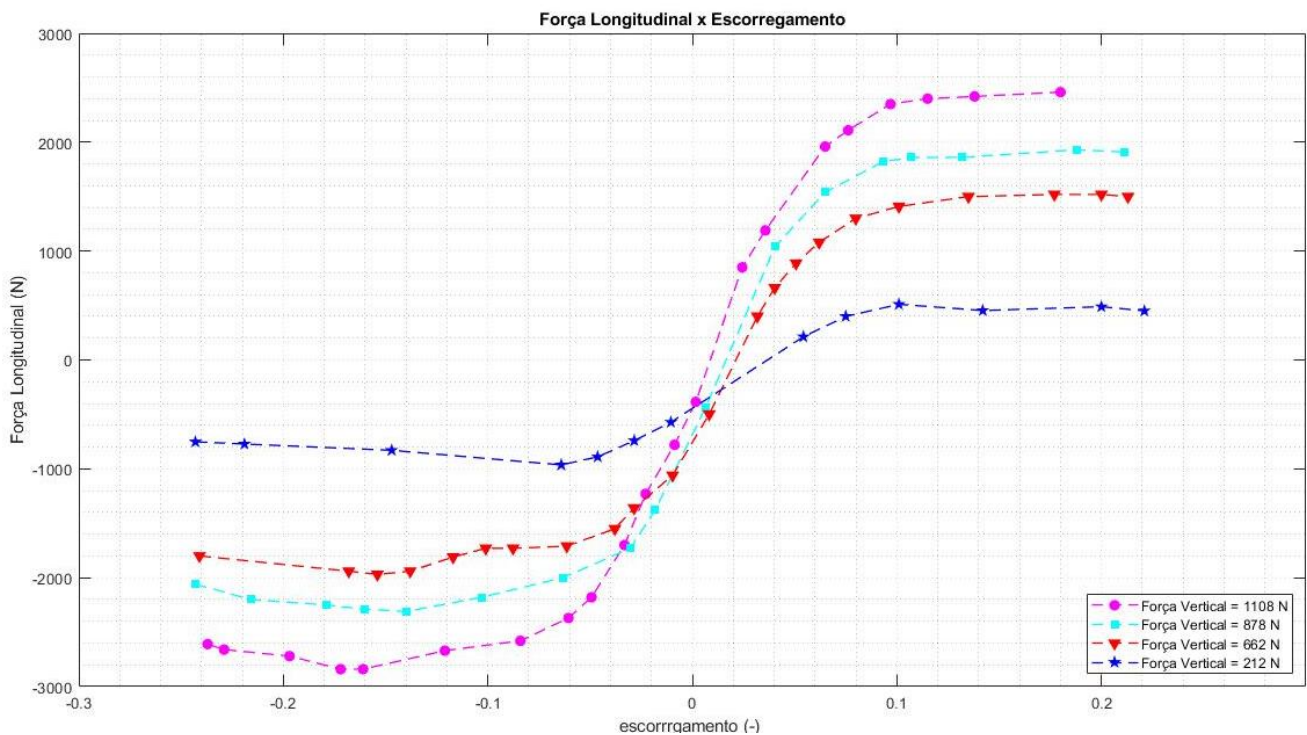
Figura 41 - Distribuição prévia de massas em CAD.



Fonte: Autor.

Através dos dados obtidos no TTC para os testes da componente longitudinal do pneu, é possível encontrar o pico de geração dessa componente em função do escorregamento do veículo. Esse resultado é apresentado na figura 42.

Figura 42 - Força longitudinal x escorregamento - pneu Hoosier R25B 16 x 6 - 10



Fonte: Autor.

O ponto de pico de forças longitudinais, para esse caso, são de 2500 N de Força Longitudinal para a aplicação de 1108 N de Força Vertical.

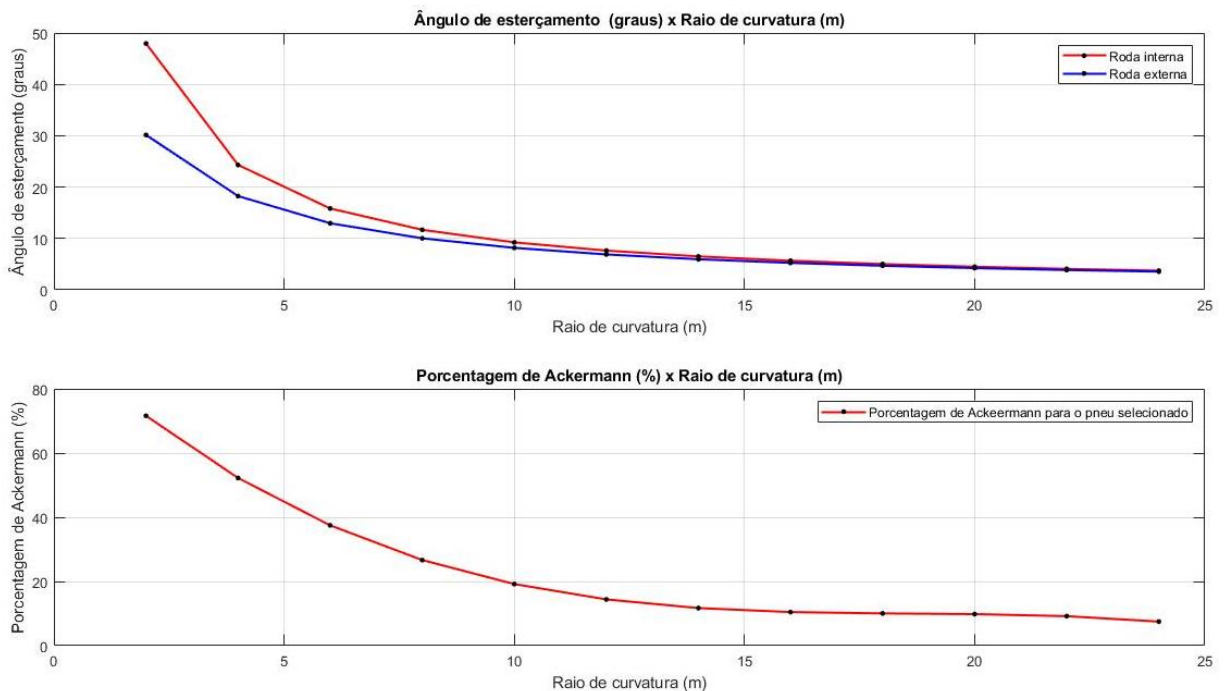
Para uma desaceleração de 2G e considerando o balanço de frenagem padrão como 70% para a dianteira do veículo, com distribuição de massa 49% para a dianteira o ângulo obtido para a geometria de *anti-dive* e *anti-squat* é de $\theta_f = 80^\circ$.

Dessa maneira, de modo a neutralizar totalmente os efeitos de transferência longitudinal de carga, foi necessário considerar um limite de 19,4 % de *anti-dive* na dianteira. Rearranjando os termos, para a traseira, tem-se 19,73 % de *anti-squat*.

Através da definição do pneu dianteiro do veículo e dos resultados para o ângulo de deriva no pico de operações laterais, é possível observar o comportamento esperado para o sistema de direção do veículo.

Para a limitação da porcentagem de Ackermann, é correto avaliar os valores de ângulo de deriva em máxima operação lateral do pneu, definindo, assim, as manobras a serem executadas e, tratando os raios mínimos de curvatura (Figura 43).

Figura 43 - Ângulo de esterçamento x raio de curvatura e Porcentagem de Ackermann x raio de curvatura



Fonte: Autor.

Observando os valores de máxima força lateral, ou seja, o veículo executando uma curva de 3 m de raio em sua máxima aceleração lateral.

Assim, pode-se determinar que para a melhor executar os circuitos travados, as porcentagens de Ackermann não devem ser inferiores a 75% para um raio de curvatura de 2 m. Como os raios de trabalho não devem ser inferiores a 3 m¹³, esses valores devem atingir porcentagens em torno níveis mínimos de 60%

4.2.2 Definição dos valores de Cáster e KPI

Nicolazzi *et. al* (2012) demonstra que, para veículos de tração e motor traseiro, e comum a utilização de 8° a 12° de Cáster, com tolerância de 30'.

Sabendo que o valor do braço total é a relação entre o braço mecânico e pneumático, considera-se como o valor mínimo de cáster, aquele que gerar a distância para o centro de roda de, no mínimo 20,32 mm, conforme constatado anteriormente. Assim, considerando que o centro da roda utilizada montada com pneu em 12 PSI (82,7 kPa) tem 207 mm de altura, o valor mínimo de Cáster obtido é de 5,13 graus.

A partir desse valor, foram definidas as iterações para a observação do comportamento de cáster a partir da variação de 50'. Assim, o quadro 11 determina os braços de cáster gerados por cada inclinação e a inclinação da variação de 50' a partir de 5,13 graus.

Quadro 11 - Iterações para Seleção de Cáster

Cáster (graus)	Braço de cáster (mm)
5,13	7,82
4,63	7,06
4,13	6,30
3,63	5,54

Fonte: Autor.

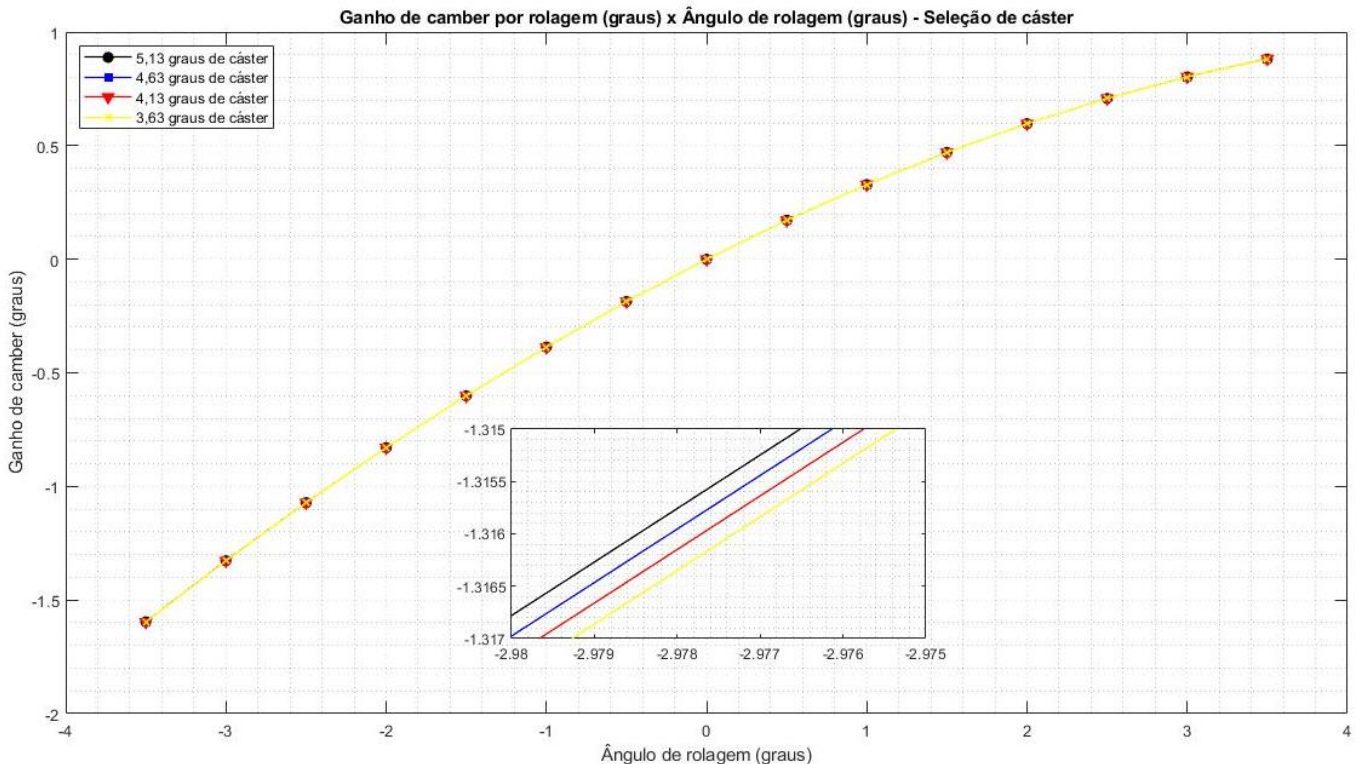
Assim, em cada iteração, foram observados os valores de ganho de camber por esterçamento e rolagem, porcentagem de Ackermann e raio de curvatura em situações de esterçamento.

¹³ Raio mínimo definido pelo regulamento da competição para a manobra do tipo chicane nos circuitos de enduro e autocross, que simula o traçado do enduro em um percurso de 2 km, com manobras mais travadas.

A variação dos valores se deu através da negatização do ângulo, ou seja, da diminuição dos valores variando a posição dos pontos de ancoragem das bandejas na manga de eixo do eixo dianteiro.

A Figura 44 demonstra os resultados para a variação de cambagem devido à rolagem do veículo, fazendo a variação determinada.

Figura 44 - Resultados para as iterações de variação de câster em relação ao ganho em cambagem



Fonte: Autor

É possível notar que a variação da inclinação de câster não produz efeito efetivo no ganho de cambagem em situações de rolagem. Assim os eixos dianteiro e traseiro não apresenta sensibilidade da variação da geometria para situações de rolagem pura. Para a definição dos valores de câster a serem utilizados, a variável de ganho de cambagem por rolagem foi desconsiderada.

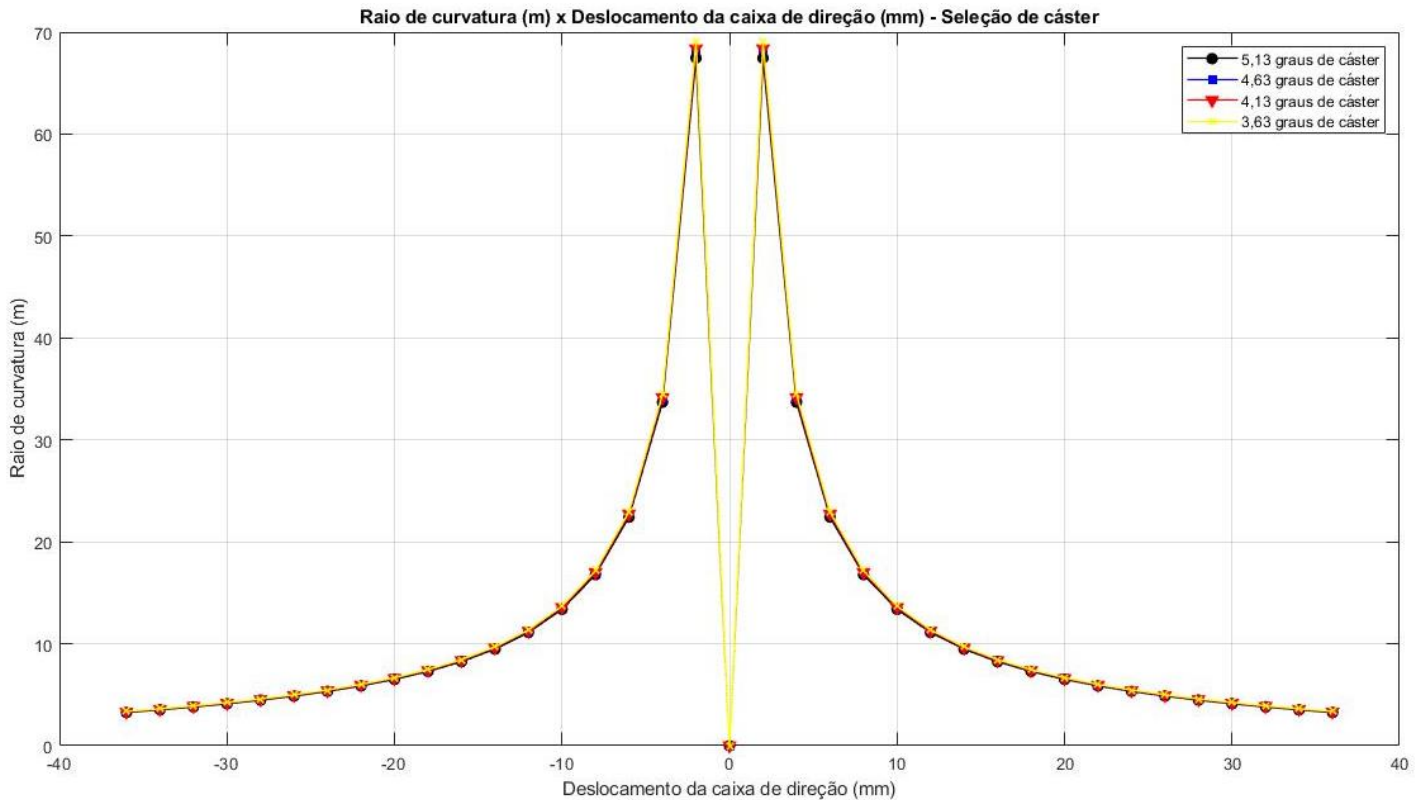
De maneira análoga, o comportamento relativo do raio de curvatura devido ao deslocamento da caixa de direção foi desconsiderado na seleção por apresentar baixa sensibilidade às variações propostas, sendo estas, fora da escala operacional do veículo.

A valores e curvas similares para um deslocamento da caixa da suspensão operando de -36 até 36 com passo de dois milímetros. Levando em consideração a atitude do piloto em meio

às manobras mais bruscas do circuito proposto para as provas dinâmicas da competição, esses valores não são representativos para conclusão da geometria de câster.

A figura 45 exemplifica esses resultados.

Figura 45 - Raio de Curvatura x Deslocamento da Caixa de Esterçamento



Fonte: Autor.

Da mesma maneira que para o comportamento de ganho de camber por rolagem, o valor dos raios de curvatura obtidos pelo sistema de direção não apresentam variações significativas, sendo pouco sensíveis ao condicionamento e configuração da geometria de câster.

Para a variação da cambagem por esterçamento é possível observar que o comportamento se mostra sensível para valores entre 20 e 30 milímetros de deslocamento da caixa de direção para a roda interna à curva. Essa situação é muito próxima do ocorrido em manobras de baixa velocidade, como as chicanes da prova de enduro e autocross¹⁴. Observando

¹⁴ Durante a manobra chicane, as condições de esterçamento são as máximas possíveis, devido à complexidade da manobra.

tal condição de trabalho, os menores valores de cáster apresentaram a menor variação positiva do camber estático, mostrada no quadro 12.

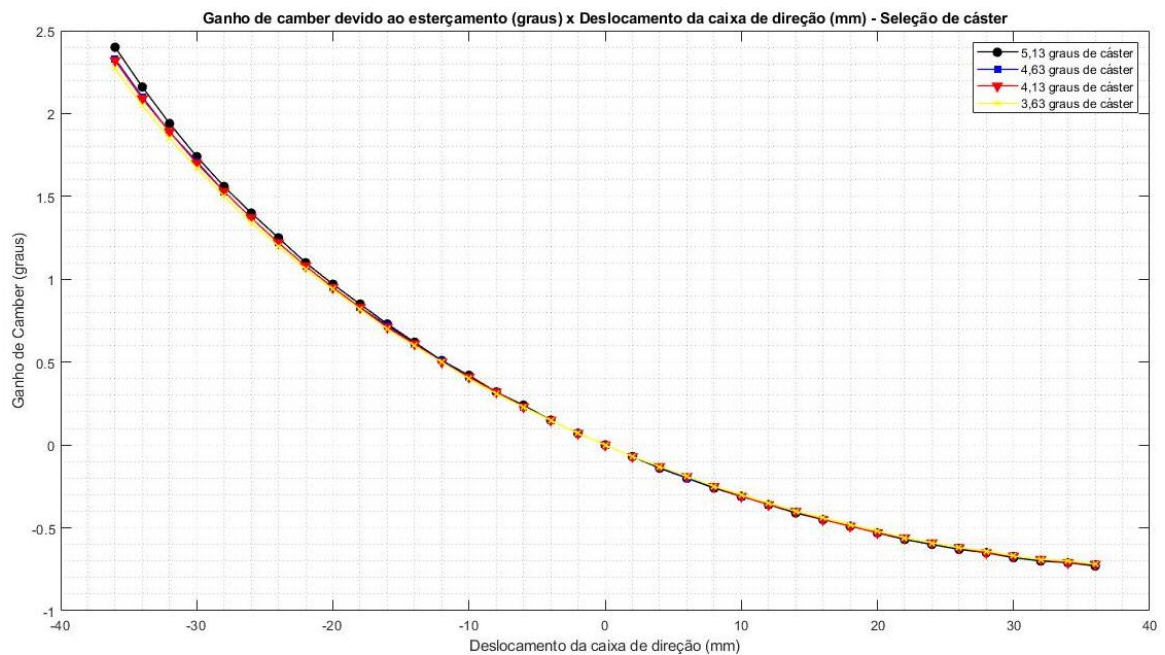
Quadro 12 - Resultados para variação de camber devido as iterações de Cáster

Cáster (°) – (Para 32 mm de deslocamento da caixa de direção)	Camber (°)
5,13	1,94
4,63	1,89
4,13	1,89
3,63	1,85

Fonte: Autor.

A figura 46 exemplifica essa condição. Embora tal parâmetro apresente maior sensibilidade que os anteriores, este não pode ser utilizado de maneira singular na seleção da geometria de cáster.

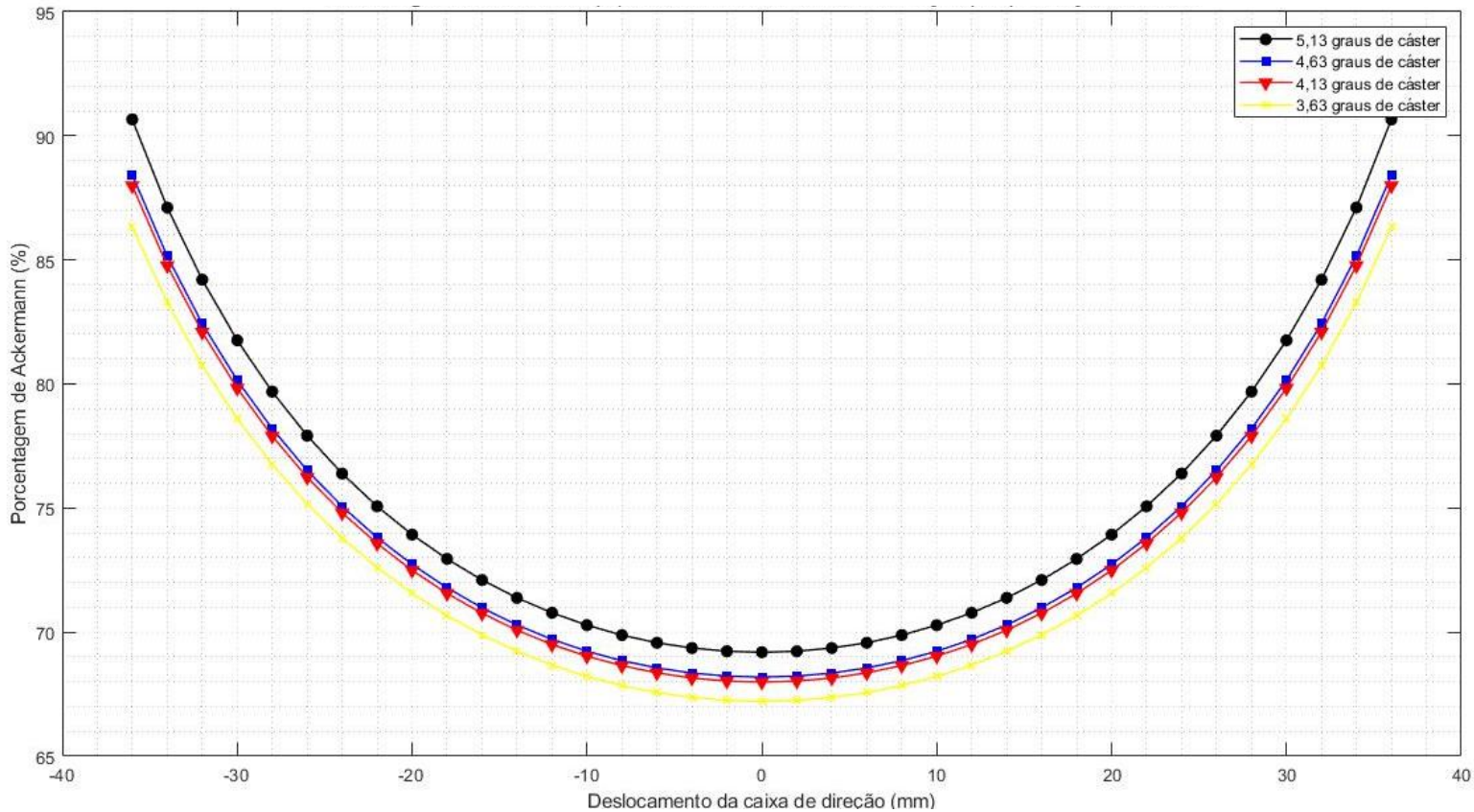
Figura 46 - Ganho de Camber x Deslocamento da Caixa de direção.



Fonte: Autor.

A porcentagem de Ackermann devido ao deslocamento da caixa de direção é o parâmetro que se mostra mais sensível às variações determinadas. Sendo assim, utilizando os valores previamente definidos para uma mínima porcentagem de Ackermann, observa-se valores de 3,63° de câster no eixo dianteiro apresentam o desempenho mínimo para as curvas mais fechadas do circuito de enduro e autocross. (Figura 47)

Figura 47 - Porcentagem de Ackermann x deslocamento da caixa de direção



Fonte: Autor.

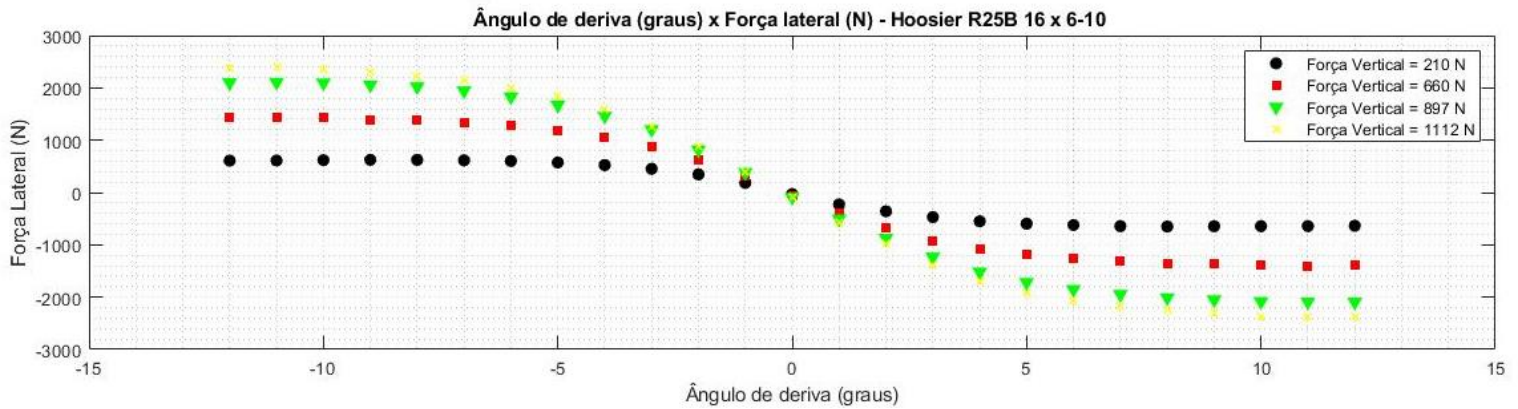
Considerando um veículo de 240 kg com distribuição 49% para o eixo dianteiro, a força vertical mínima na roda dianteira é de 576 N. Através da curva de 660 N provenientes dos testes dinâmicos do pneu o pico de força lateral como sendo 1180 N.

Através do valor de força lateral, foi possível estimar os esforços gerados no sistema de direção para esterçamento do eixo dianteiro.

Devido à duração da prova de enduro, é desejável que os esforços para esterçamento do veículo sejam minimizados sempre que possível, já que a fadiga do piloto apresenta relação direta com a sua agilidade para a execução das manobras.

A figura 48 apresenta os resultados para o carregamento lateral em função do ângulo de deriva.

Figura 48- Força Lateral (N) x Slip Angle (°)



Fonte: Autor.

Os resultados do quadro 13, relativos à variação de cáster e o momento em torno do eixo vertical, puderam ser analisados, sendo estes diretamente relacionados com os esforços de esterçamento.

Quadro 13 - Momento em Z devido ao Ângulo de Cáster

Ângulo de Cáster (°)	Força Horizontal (N)	Momento em Z (N.m)
5,13	1180	9,78
4,63	1180	8,33
4,13	1180	7,43
3,63	1180	6,37

Fonte: Autor.

Dessa forma, a faixa entre 4,13° e 3,63° determinada para o trabalho de projeto cinemático devido ao limiar sugerido pela bibliografia, gerar os limites de porcentagem de Ackermann úteis para trabalho do sistema de suspensão, considerando os resultados para ângulo de deriva do pneu e por proporcionarem os menores esforços para o piloto.

Para o eixo traseiro, a variação foi dada observando o pacote interno da roda selecionada, tendo em vista proporcionar o melhor acomodamento para o sistema de transmissão, aerodinâmica e suspensão.

Para os valores de KPI, especialmente para o eixo dianteiro, o objetivo maior foi manter os valores de raio de rolamento próximos de zero, a fim de evitar as variações de toe em frenagem, podendo induzir o piloto à perda da direção, buscando mantê-los entre 4° e 9° negativos, conforme recomendam Nicolazzi *et. al* (2012).

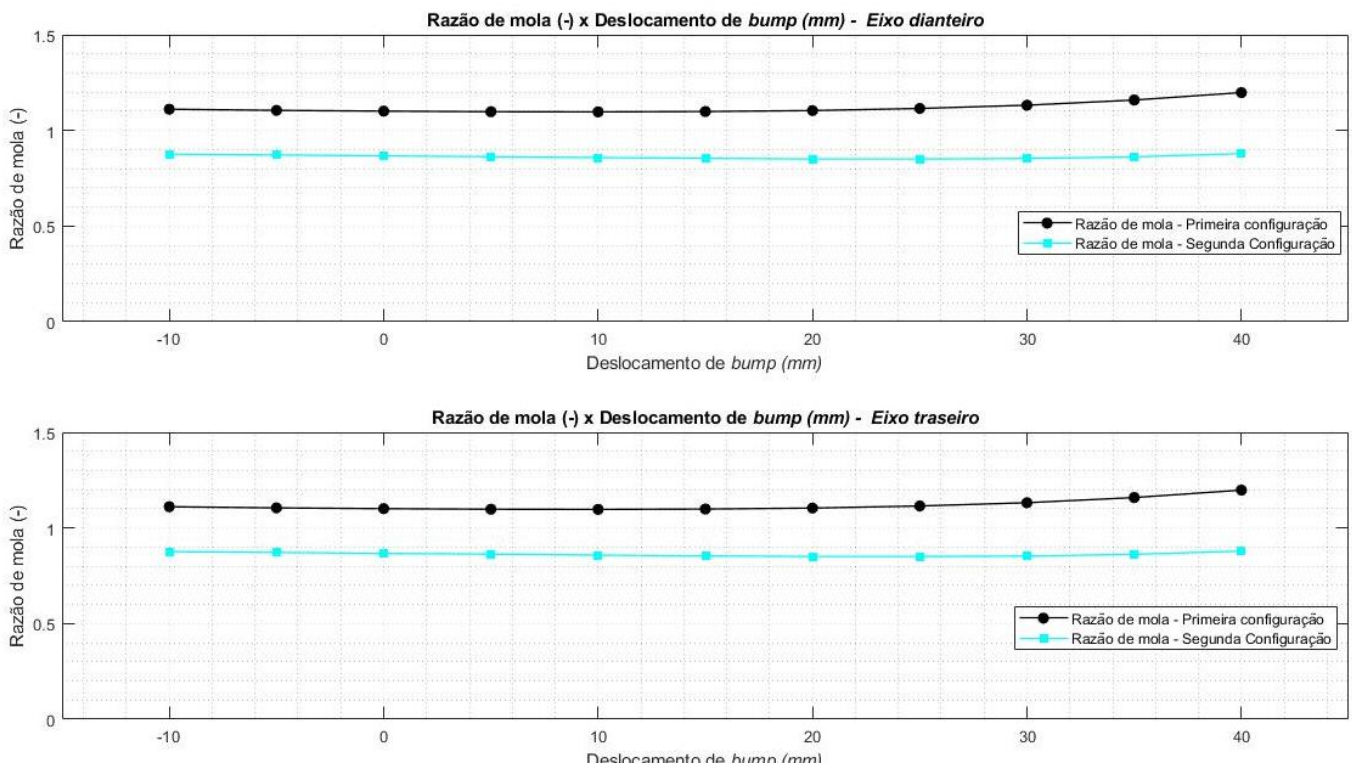
4.1.2 Configuração de Amortecimento

A configuração que considera *pull rod* na dianteira do veículo foi desconsiderada devido à dificuldade de empacotamento que acarretaria interface com a triangulação do chassi, também, devido à sobrecarga gerada pelos esforços de frenagem.

- 1 . *Pull rod* na traseira *push rod* na dianteira;
- 2 . *Push rod* na traseira e dianteira;

A figura 49 apresenta os resultados obtidos:

Figura 49 - Razão de mola x deslocamento de bump - eixo dianteiro e traseiro - configuração 1 e 2 de análise



Fonte: Autor.

Para análise, levou-se em consideração a estimativa de massa que o sistema geraria, a complexidade para empacotamento e o comportamento da razão de mola de cada configuração. O sistema 1 apresentou, um melhor aproveitamento do comprimento da mola em compressão, assim como maior facilidade para empacotamento da configuração traseira e para projeto de componentes da suspensão, como o *bellcranck*¹⁵.

Portanto, a configuração 1 foi a selecionada para o projeto cinemático do veículo.

2.1.3 Disposição dos *Hardpoints* de suspensão

Através dos parâmetros de bitola, entre eixos, cáster e posicionamento dos amortecedores definidos, as coordenadas espaciais para os *hardpoints* foram determinadas variando transversalmente e verticalmente os valores dos pontos de ancoragem da suspensão, observando o comportamento perante à variação de camber, toe e centro de rolagem durante as ações de rolagem, *bump* e esterçamento do veículo.

Primeiramente, eliminando a decomposição angular entre o semieixo e o centro da roda, foi possível reduzir as perdas trativas no sistema de transmissão.

No quadro 14 são apresentados os valores referentes às perdas trativas e inclinações do semieixo para os protótipos de 2018 e 2019. Observa-se a melhor transmissão de forças diretamente para o pneu e aproveitamento da entrega de torque do sistema de motor do veículo. Considerando uma eficiência de 99,5% no acoplamento utilizando tulipas de transmissão e uma força trativa proveniente do motor do veículo de 20,3 kN na coroa de transmissão, proveniente através de medições anteriores dos protótipos da equipe, feitas por Bonetti (2015).

Quadro 14 - Resultados para os hardpoints do centro de roda traseiro.

	$\rho(^{\circ})$	$\beta(^{\circ})$	F_c (kN)	Perdas (kN)
FU-2018	5,16	0	20,3	1,75
FU-2019	0,54	0	20,3	0,109

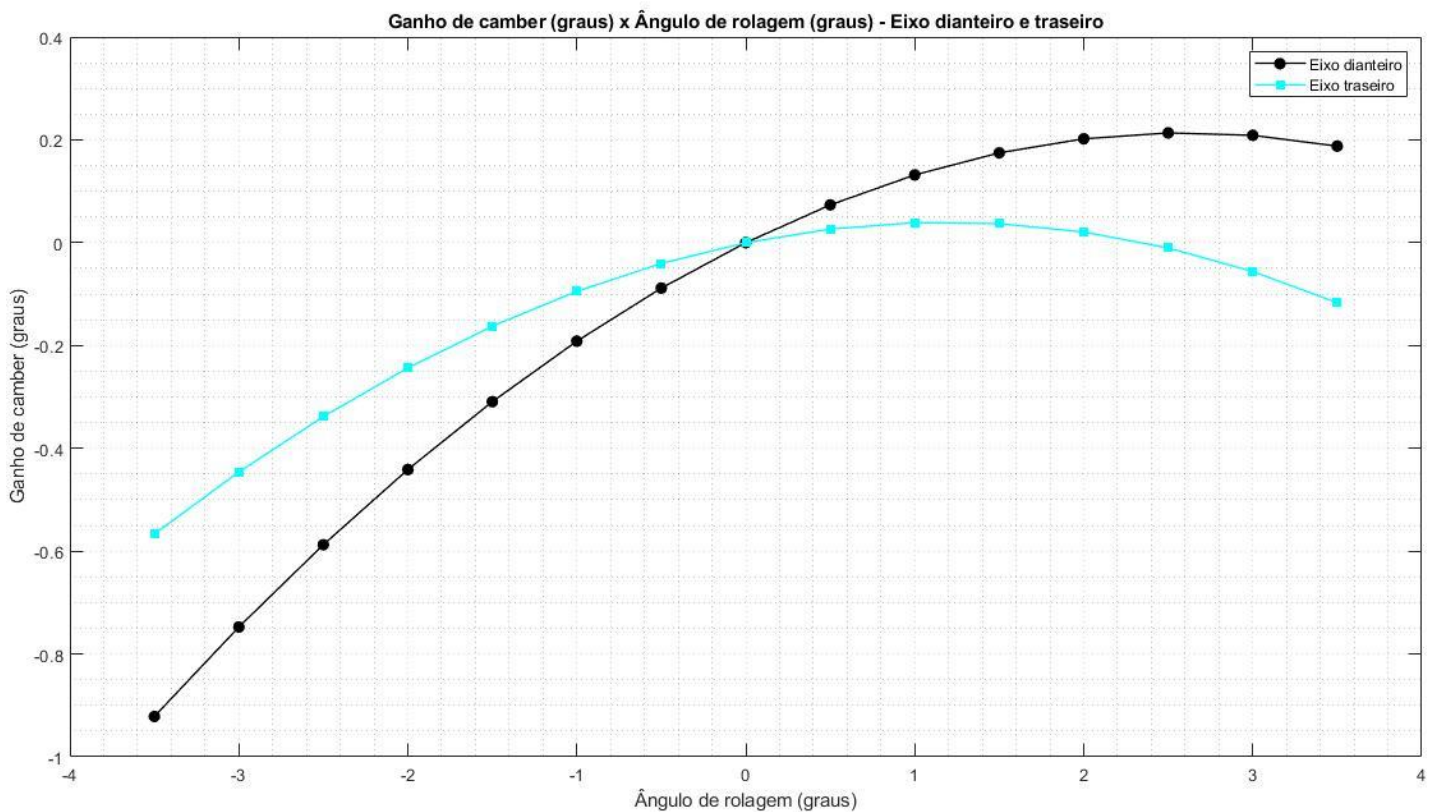
Fonte: Autor.

¹⁵ *Bellcranck* é o componente de suspensão que faz o acionamento de molas e amortecimento, transferindo o movimento vertical das rodas em compressão e tração da mola através do giro.

Através do alinhamento, as perdas na força na roda traseira foram reduzidas de 9,63% para 0,54%.

Os resultados para ganho de camber por rolagem são apresentados na figura 50. Para rolagem, foi considerado 2 graus para rolagem total do sistema e suspensão, conforme sugerido por Schommer (2015) e acrescentando 1,5 graus para eventuais deformações inesperadas do projeto da nova estrutura.

Figura 50 – Resultado para os valores de ganho de camber x ângulo de rolagem - eixo dianteiro e traseiro



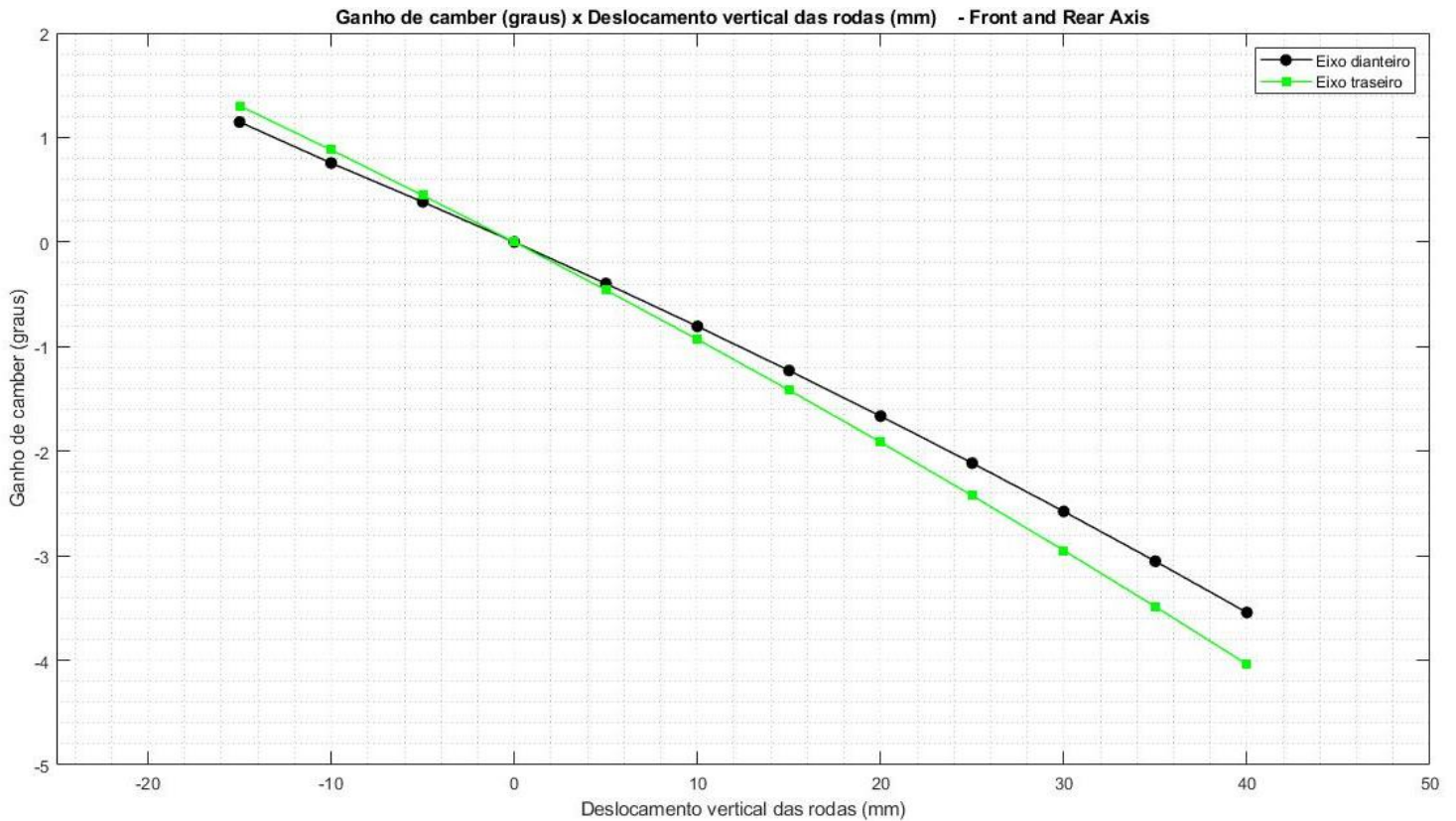
Fonte: Autor.

Através dos resultados obtidos, constata-se que, mesmo com a rolagem estando acima dos valores mensurados, apresenta pouca variação no sentido positivo de maneira a manter o maior contato do pneu com o solo durante curvas de alta velocidade e evitar o desgaste elevado em situações de traçado retilíneo.

Para o movimento de bump, foram analisados os comportamentos relativos à variação de camber, *toe* e *anti-dive*. Observa-se que no máximo de deslocamento vertical, os valores para a variação de Camber são mais elevados que os valores para rolagem. Porém, as pistas da

competição apresentam poucos momentos em que a situação levaria ao fim do curso dos amortecedores devido ao deslocamento puramente vertical (figura 51).

Figura 51 - Variação de Camber x Deslocamento de vertical das rodas – Eixo dianteiro e traseiro

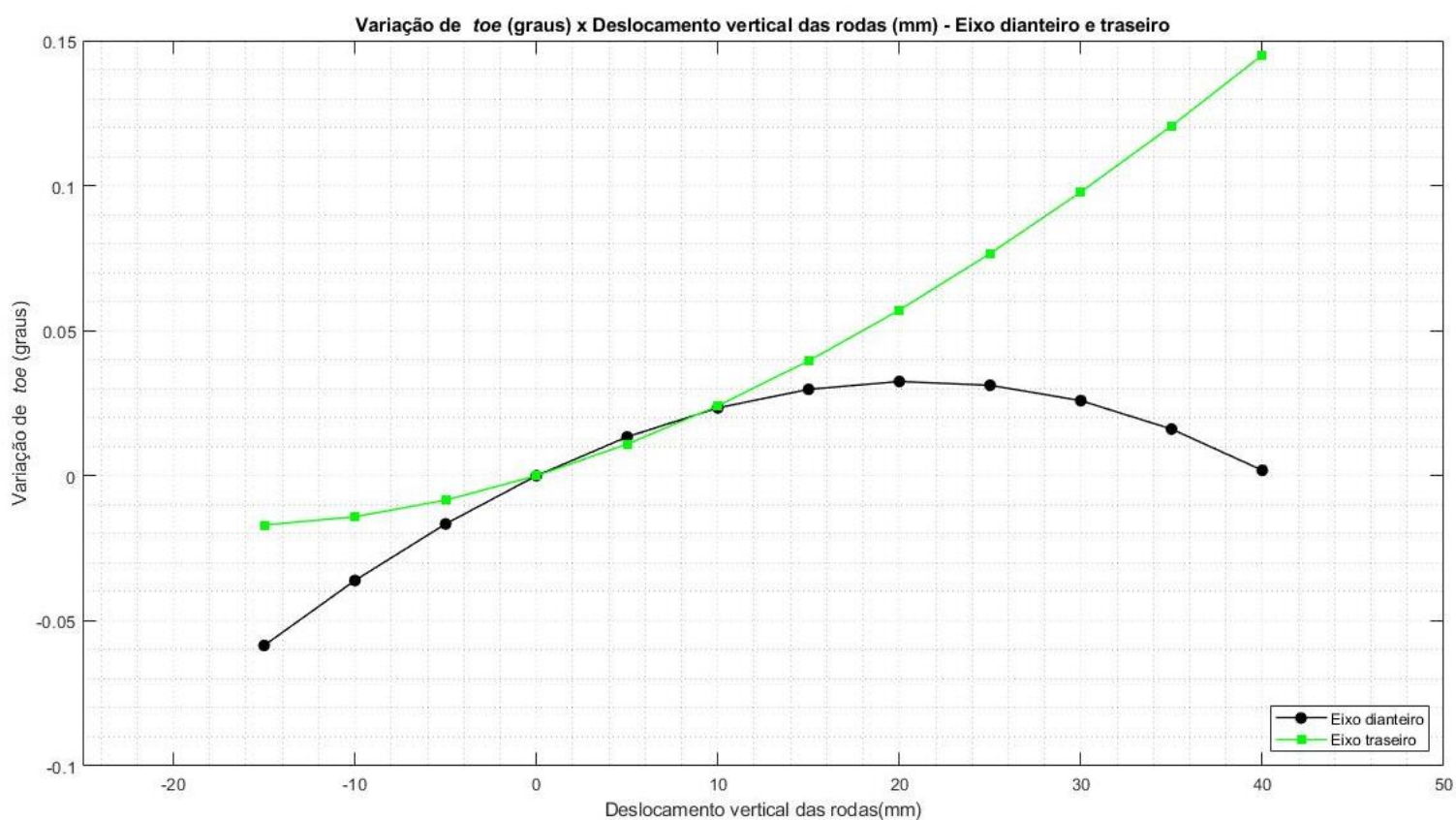


Fonte: Autor.

Através desse resultado, é possível observar que o movimento vertical da roda deve estar restrito a um máximo de 10 mm para que o camber estático possa ser considerado da mesma maneira que para os casos de rolagem, sem prejuízo de performance nas situações de movimento vertical da roda.

Para a variação de *toe*, a geometria do sistema de direção proporciona valores seguros para a faixa de operação em asfaltos com baixa ou alta rugosidade. Os valores para a variação de *toe* se mantêm dentro de valores muito próximo a zero, assegurando ao piloto boa dirigibilidade mesmo quando a pista encontrar pequenas irregularidades. A figura 52 apresenta esse comportamento para o eixo dianteiro e traseiro, respectivamente.

Portanto, os resultados indicam que, além da segurança e melhor dirigibilidade para o piloto em curvas de alta velocidade, o desgaste pode ser minimizado pela utilização de um valor de *toe* estático configurado em zero.

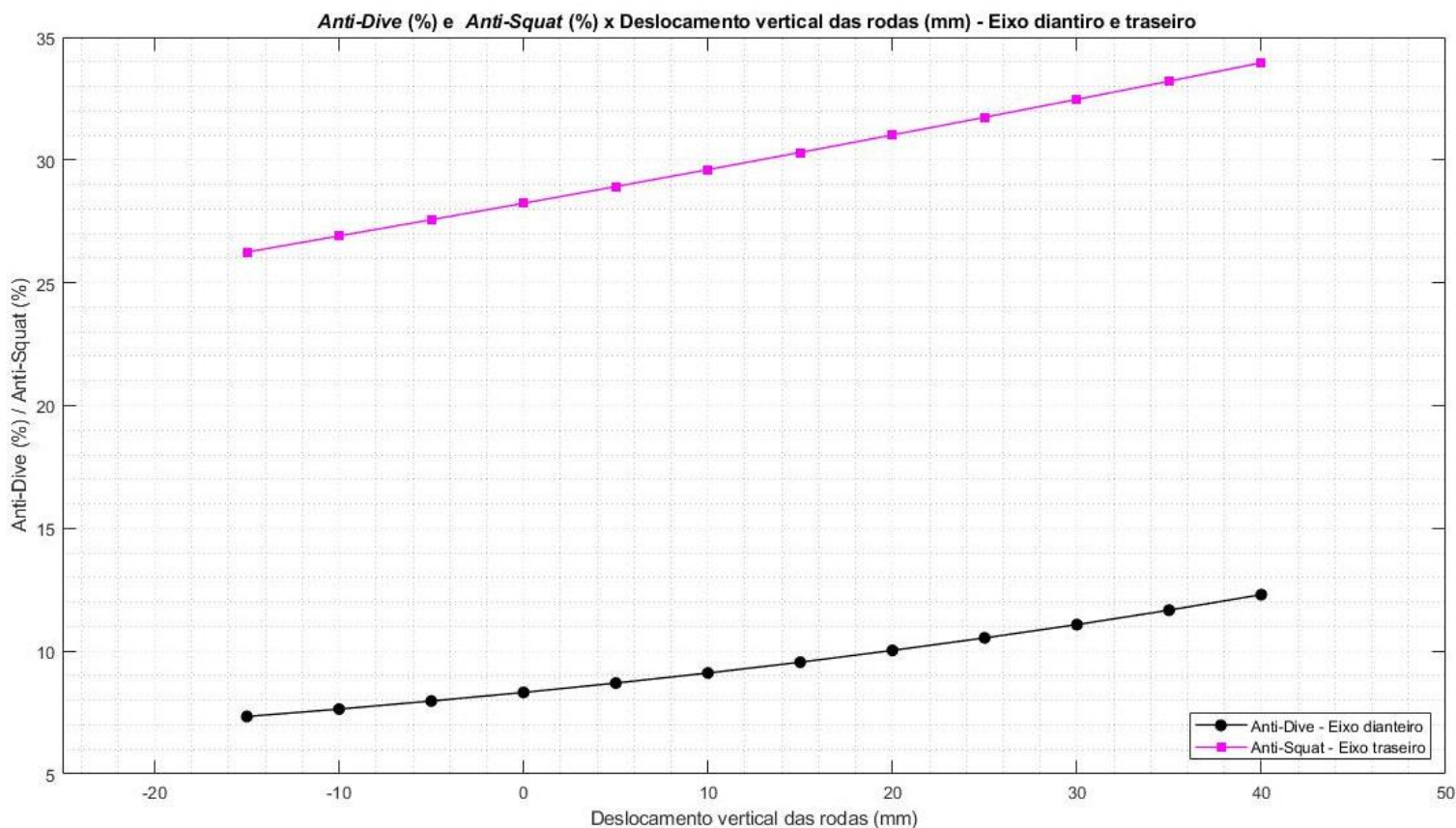
Figura 52 - Variação de *toe* x deslocamento de vertical das rodas - Eixo dianteiro e traseiro

Fonte: Autor.

Já os resultados para *anti-dive* foram configurados apenas para o eixo dianteiro, bem como os valores de *anti-squat* para o eixo traseiro. Isso se deve à direção da transferência de carga

Os valores foram obtidos através da diferença de 10 mm na coordenada vertical das bandejas inferiores. A traseira do veículo mostra-se suscetível à sensibilidade perante à variação vertical dessa coordenada e, portanto, apresenta maior facilidade para configurações e variações de pista de maneira correlativa com o centro de rolagem, provendo maior ou menor transferência de carga para o eixo, já que a neutralização total da carga traseira aponta um valor de 19% de *anti-squat*.

Para a dianteira, os valores apresentam ainda abaixo daqueles previamente estabelecidos de 19,5% e pouca sensibilidade quanto a variação vertical. Isso se deve aos altos valores na transferência de carga durante frenagem e grande dificuldade à alocação a acomodação dos demais componentes dianteiros junto com o sistema de direção. A figura 53 aponta os resultados citados.

Figura 53 - *Anti-dive* e *anti-squat* x movimento vertical das rodas

Fonte: Autor.

A figura 54 exemplifica os resultados para a ação de esterçamento do veículo quanto ao ganho de cambagem, raio mínimo de curvatura e porcentagem de Ackermann.

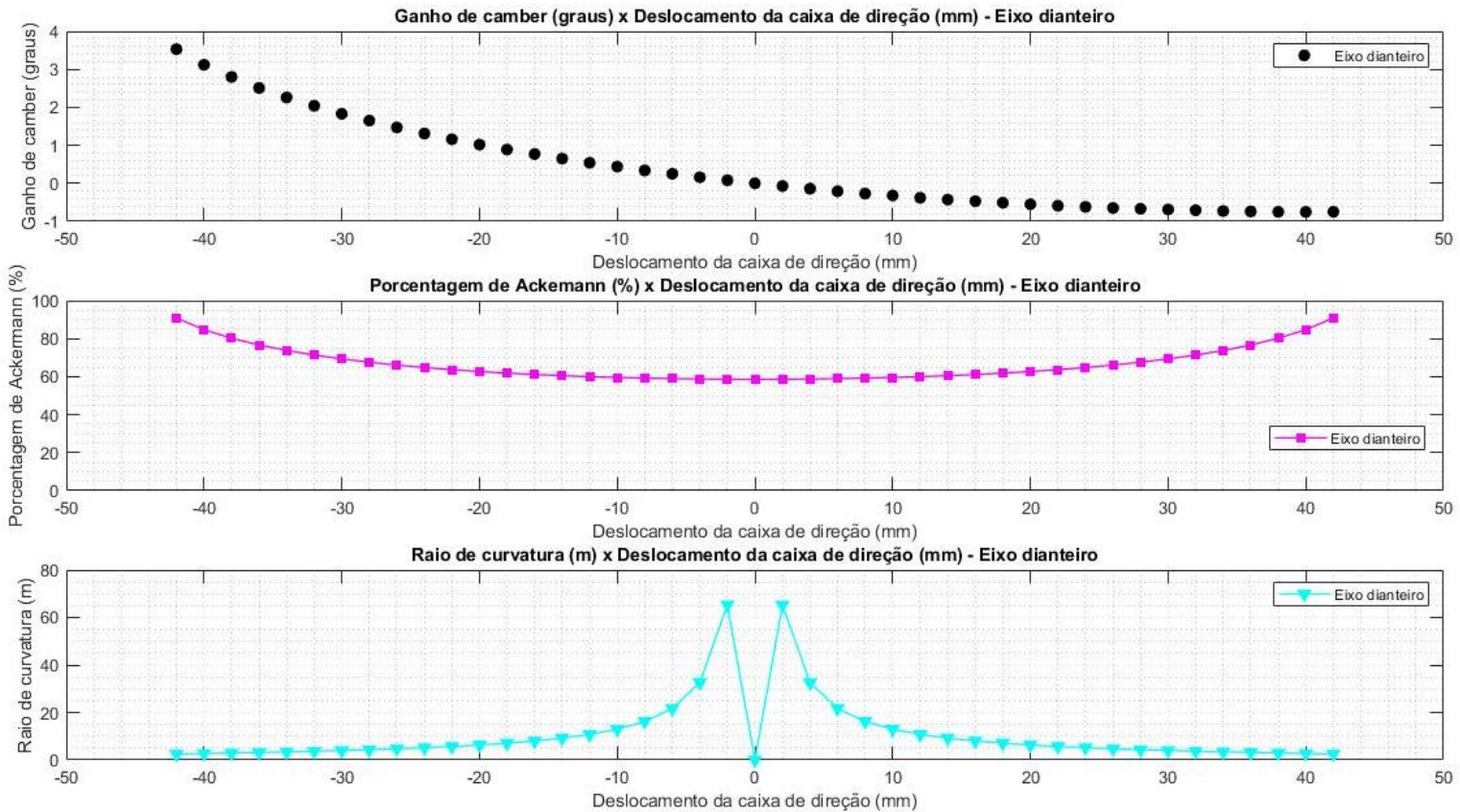
Observa-se que para curvas de raio curto, próximos a 2,5 metros, o ganho de cambagem é duas vezes maior que os mesmos ganhos no movimento vertical de *bump* e rolagem. Durante o circuito da competição, apenas manobras de baixa velocidade apresentam esse raio de curvatura. Assim a faixa operacional não terá influência prejudicial na estabilidade direcional do veículo.

Para os mesmos raios curtos de curvatura, as porcentagens de Ackermann giram em torno de 95%, de maneira a facilitar a manobra de baixa velocidade e a agilidade do veículo nessa situação.

Tendo em vista os parâmetros levantados na caracterização do pneu utilizado no eixo dianteiro, o projeto atinge valores maiores do que a faixa de operação calculada previamente.

É importante destacar que em baixas velocidades, as porcentagens de Ackermann serão majoritariamente influenciadas pela geometria de direção.

Figura 54 - Ganho de camber, porcentagem de Ackermann e raio de curvatura x deslocamento da caixa de direção



Fonte: Autor.

A análise da transferência de carga e movimentação vertical do centro de rolagem, apresenta comportamento esperado de baixa variação e próximo a constância, mantendo o valor de transferência de carga preditivo evitando efeitos imprevisíveis decorrentes da migração vertical do centro de rolagem como o *jacking effect*¹⁶ de acordo com Milliken (1995).

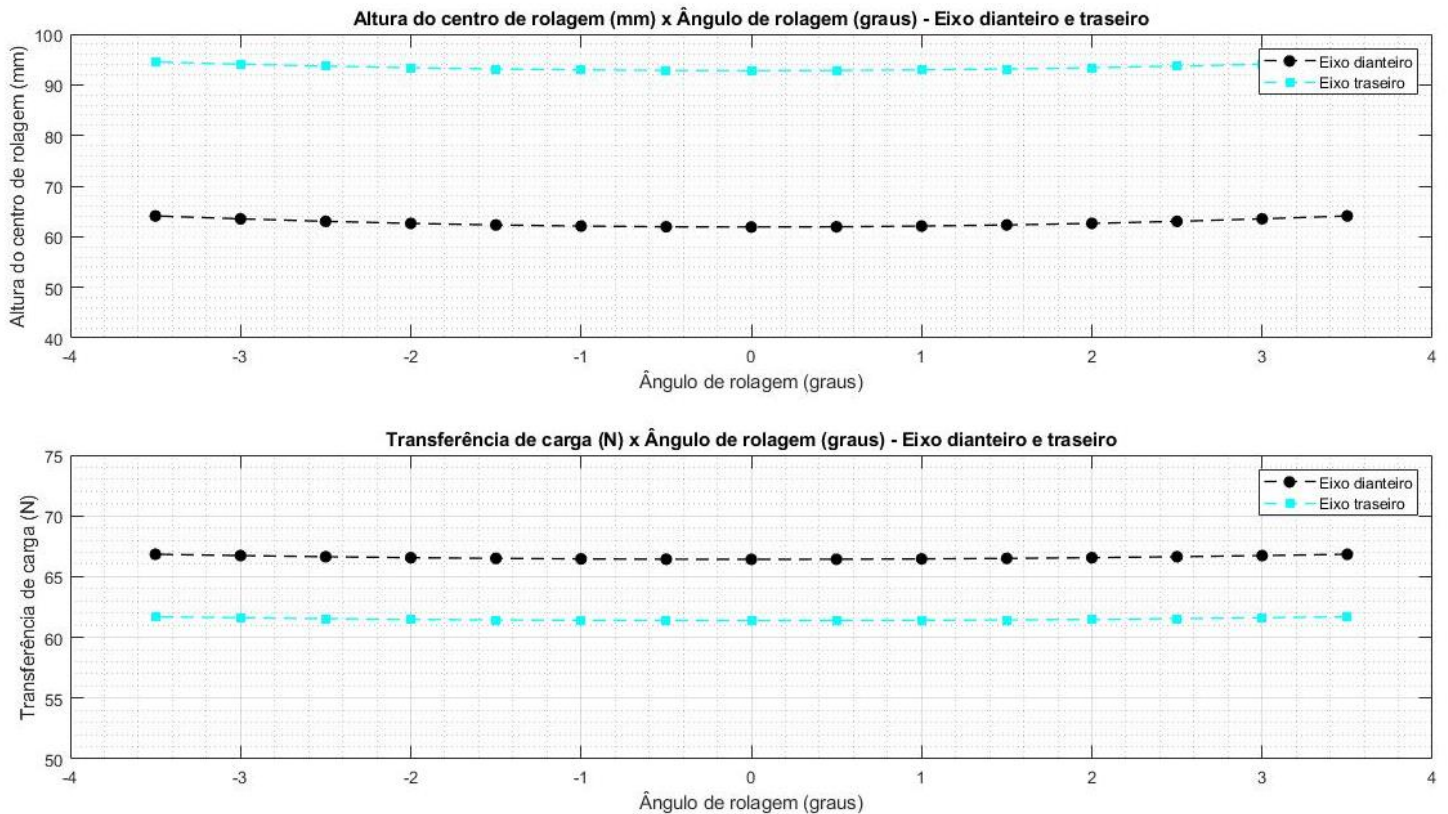
A figura 55 ilustra os resultados de variação na coordenada vertical do centro de rolagem e da transferência de carga do veículo.

Observa-se a constância no comportamento tanto da transferência de carga quanto na migração do centro de rolagem. Isso faz com que haja maior nível de preditibilidade no

¹⁶ *Jacking Effect* é referente ao efeito de elevação das rodas devido à ação de uma força lateral geradora de um momento em torno do centro instantâneo de rolagem que. Quando o centro instantâneo de rolagem está acima do solo, as rodas são empurradas para baixo e a massa suspensa é empurrada para cima. Caso esteja abaixo do solo, a dinâmica se inverte. Observar esse efeito é importante para saber o comportamento do veículo no projeto de centro de rolagem e durante sua migração em trechos curvilíneos.

comportamento do veículo, já que com os esforços podem ser considerados através de um valor constante aproximado com os obtidos durante o projeto cinemático.

Figura 55 - Altura do Centro de rolagem e transferência de carga x ângulo de rolagem (graus) - Eixo dianteiro e traseiro.



Fonte: Autor.

É possível observar que os valores para a altura dos centros de rolagem dianteiro e traseiro são mantidos sempre acima do solo, proporcionando assim previsibilidade no comportamento do veículo, sem efeitos contrários decorrentes da migração abaixo no contato do pneu com o solo, proposto por Staniforth (2001).

Pode se observar também que os valores tanto para o eixo traseiro quanto para o eixo dianteiro operam dentro das recomendações bibliográficas citadas anteriormente na seção de revisão bibliográfica.

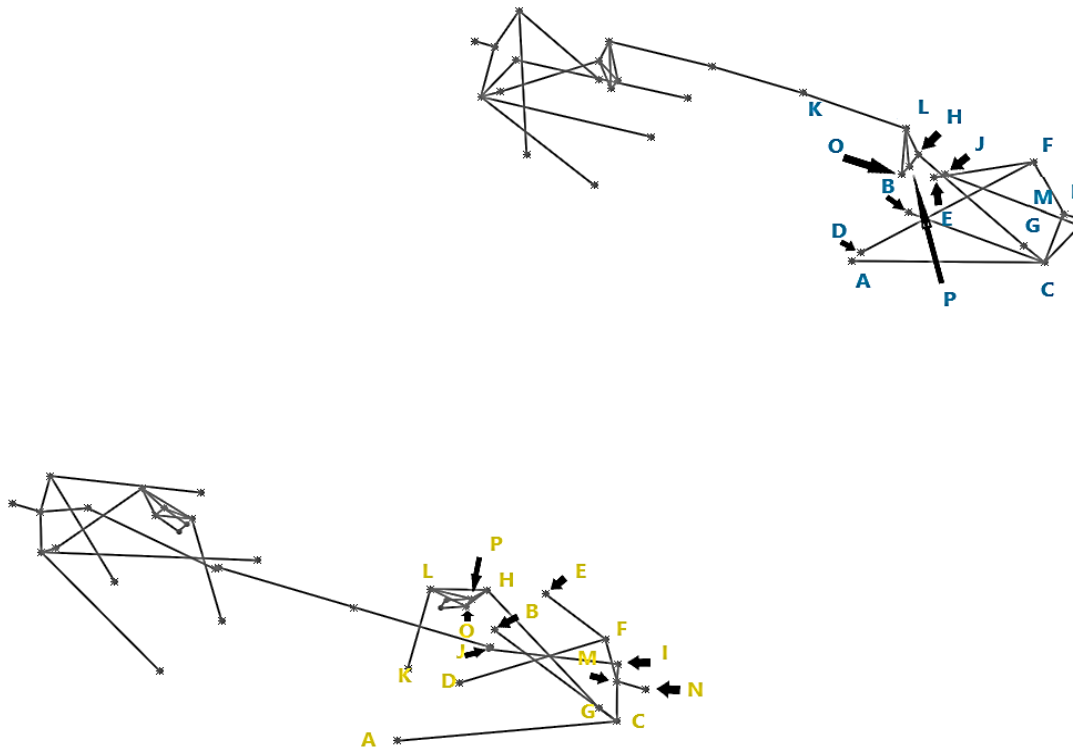
Por fim, os parâmetros de cinemática de suspensão para o projeto em análise foram finalizados e selecionados através da localização espacial dos pontos. O quadro 15 apresenta os *hardpoints* estudados, ilustrados na figura 56.

Quadro 15 – Coordenadas espaciais finais da suspensão dianteira e traseira

Ponto	Dianteira			Traseira		
	x (mm)	y (mm)	z (mm)	x (mm)	y (mm)	z (mm)
A	-21	-230	195	1490	-250	239,6
B	311	-230	215	1680	-250	219,6
C	154	-559	228,5	1625	-544	244,6
D	20	-335	325	1400	-325	340
E	311	-335	325	1645	-325	340
F	164	-539	390	1685	-499,43	-403,41
G	149,8	-526,9	250,02	1625	-508,71	267,54
H	124,66	-335,35	454,23	1625	-310,16	396,9
I	240	-515	280	1745	-547,5	244,6
J	230	-264,57	237,78	1805	-250	219,6
K	106,39	-181,36	235,73	1625	-88,63	456,25
L	111,04	-231,7	431,87	1625	-287,67	445,04
M	160	-560	310	1685	-552,5	310
N	160	-615	310	1685	-590	310
O	131,9	-298,4	419,34	1637	-282,61	355,18
P	108,1	-301,56	419,34	1613	-282,61	355,18

Fonte: Autor.

Figura 56 – Representação em CAD da distribuição espacial dos pontos finais de suspensão



Fonte: Autor.

Os parâmetros finais referentes à Cáster, KPI, altura do centro de rolagem são apresentados no quadro 16.

Quadro 16 - Parâmetros Geométricos da Suspensão do FU-19

Eixo dianteiro		Eixo traseiro	
Cáster (graus)	3,54	Cáster (graus)	20,7
KPI (graus)	7,06	KPI (graus)	7,38
Centro de Rolagem – Eixo Vertical (mm)	61,92	Centro de Rolagem – Eixo Vertical (mm)	92,81

Fonte: Autor.

2.2 ANÁLISE DINÂMICA DE *RIDE*

1.2.1 Rotina de Simulações e Resultados

Com base nos resultados anteriores de desenvolvimento cinemático dos parâmetros iniciais do sistema de suspensão, tendo como base os parâmetros fixados inicialmente como bitola, entre eixos e distribuição de massa prévia do veículo, o ambiente virtual de simulação dinâmica foi desenvolvido.

Os resultados para a análise de erro médio da aceleração lateral em cada manobra é apresentado pelo quadro 17.

Quadro 17 - Valores e Erros Médios para Aceleração Longitudinal e Lateral.

Manobra	Aceleração Lateral (G)	Erro Percentual Médio (%)	Aceleração Longitudinal (G)	Erro Percentual Médio (%)
<i>Chicane</i>	0,053	8	0,1432	8
Slalom	0,057	22	0,07	22
Curva Transiente	0,74	1,74	0,1224	1,74

Fonte: Autor.

Para a observação e seleção do passo de integração numérica, o quadro 18 apresenta os resultados referentes às 13 iterações contendo análise de erro máximo e médio, deslocamento máximo e médio da massa não suspensa utilizando como configuração a pressão interna de 10 PSI (68,9 kPa) e configuração de amortecimento mínimo.

Quadro 18 - Resultados para as iterações dos passos de integração

	Passo de Integração												
Variável													
Passo de Integração (s)	0,07	0,14	0,21	0,28	0,35	0,42	0,49	0,56	0,63	0,7	0,77	0,84	0,91
Deslocamento Máximo (m)	0,010	0,0109	0,01040	0,01079	0,0104	0,0101	0,012	0,01030	0,01030	0,011	0,01	0,0105	0,061
Deslocamento Médio (m)	0,0049	0,005127	0,0056495	0,005539	0,005370	0,005623	0,005784	0,005143	0,005838	0,005407	0,005539	0,005666	0,011
Erro Máximo ($\times 10^{-3}$) (%)	0,105	0,1090	0,1040	0,4737	0,05630	0,2279	0,1979	0,869	0,455	0,6284	0,4701	0,4648	0,1279
Erro Médio ($\times 10^{-3}$) (%)	0,036	0,0469	0,0682	0,1594	0,0815	0,1216	0,079	0,2960	0,24653	0,2394	0,2135	0,2778	0,2147

Fonte: Autor.

É possível constatar através dos resultados apresentados que, todas as 13 iterações retornam valores muito similares para deslocamento médio e deslocamento máximo. A média para a variável de deslocamento máximo e médio tiveram como resultados 0,01449 metros e 0,005459 metros, respectivamente.

A tomada de decisão se deu através da análise do erro máximo e erro médio das respostas. Da terceira para a quarta iteração, nota-se uma variação de 57,21 % entre os resultados subsequentes para o erro médio das iterações. Da mesma maneira, o erro máximo, na mesma iteração, a diferença entre as respostas foi de 78,05%. A partir da quarta iteração, tanto a variável média quanto máxima do erro do deslocamento apresentou resultado crescente. Assim, a seleção do passo de integração ficou restrita até três vezes a taxa de aquisição do acelerômetro do veículo.

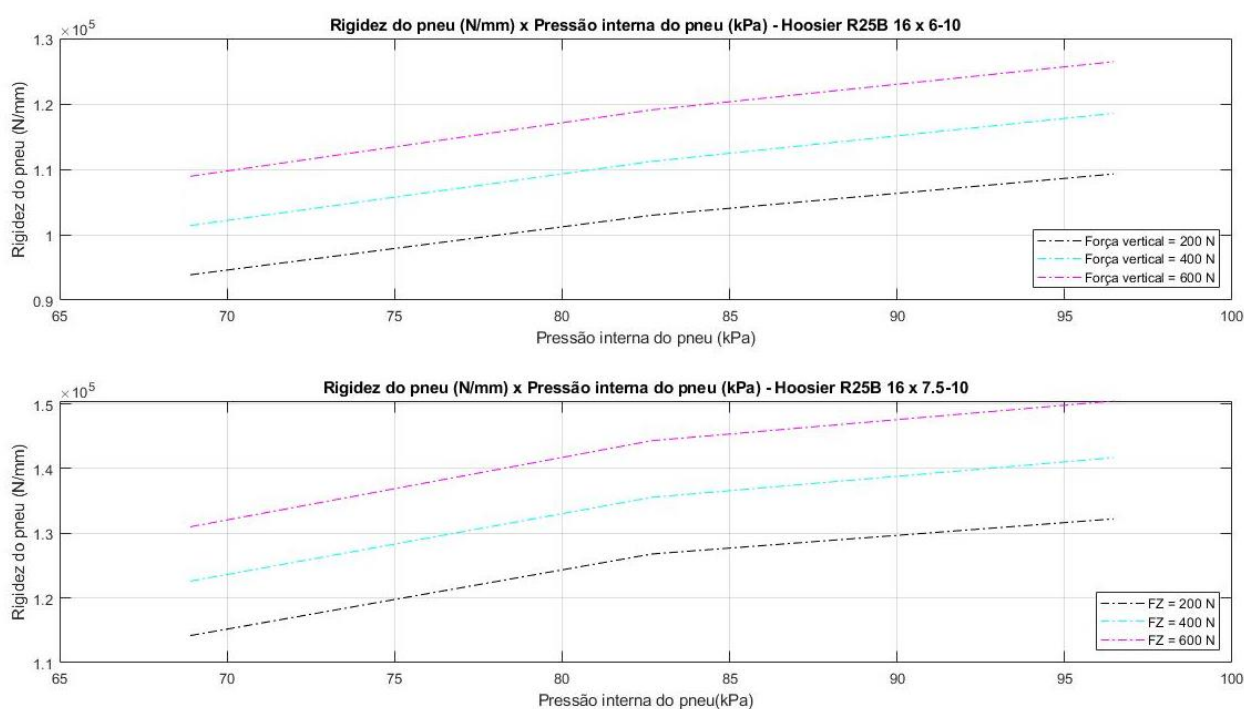
A utilização da combinação das variáveis *tic* e *toc*, permite que o código retorne como resposta o tempo final para resolução das linhas, assim, variando o passo de integração entre os passos de 1 a 3, obteve-se 62,91, 50,62 e 34,46 segundos, respectivamente.

Observando os erros médios e máximos entre as iterações, os resultados expõem acréscimo de 23,24 % da primeira para a segunda iteração, e de 31,23% da segunda para a terceira iteração. A média entre os valores resulta em 0,0000505 metros.

Dessa maneira, selecionou-se o passo dois de integração, que consiste em utilizar duas vezes a taxa de aquisição do sensor vezes o tempo final de simulação como método aplicável pois é o que apresenta as melhores condições balanceando demanda computacional, confiabilidade dos dados e valores médios entre todos os analisados.

Para os dados da rigidez dos pneus, devido às suas respectivas pressões, são disponibilizados pelo fabricante e podem ser observados graficamente na figura 57.

Figura 57 – Rigidez x Pressão – Pneu dianteiro e traseiro.

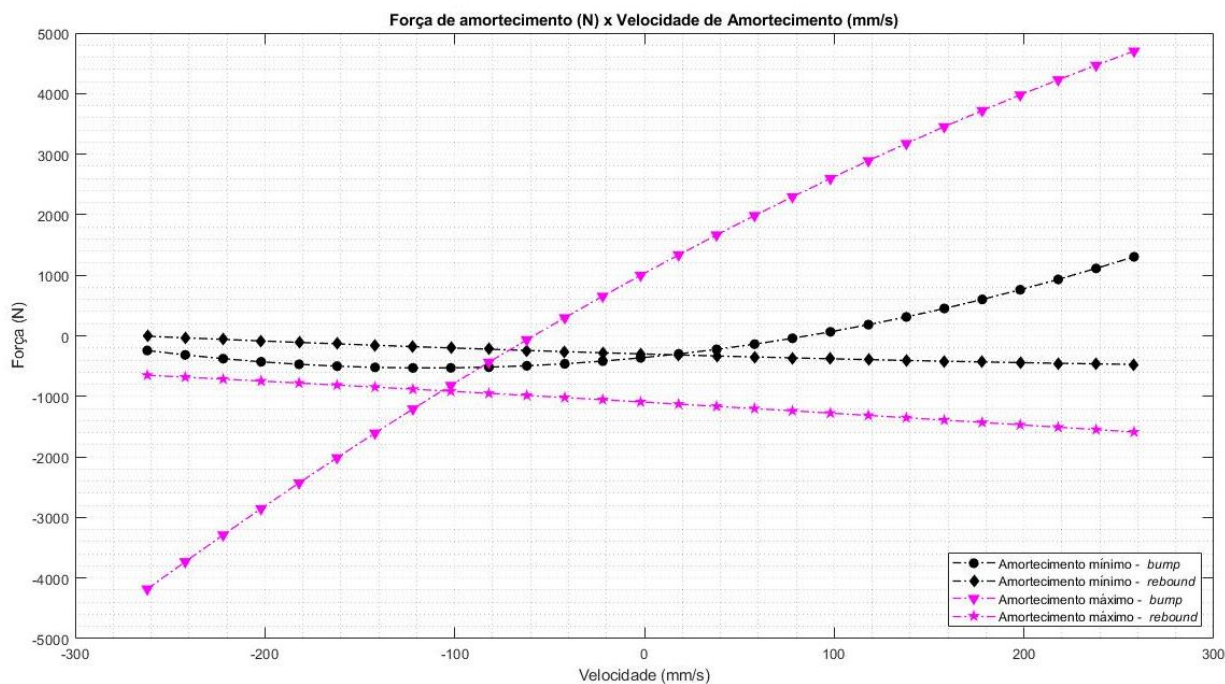


Fonte: Hoosier Racing Tire. Disponível em: <https://www.hoosiertire.com/contingency_rates/fsae/>. Acesso em: 06 de set. de 2020.

Para a utilização dos dados relativos à rigidez do pneu, fez-se uma interpolação linear tendo fixada às curvas relativas à pressão de trabalho e utilizando como força resultante resultado do somatório do carregamento na roda.

Da mesma maneira, os resultados para o fator de amortecimento foram tratados pela disponibilização dos valores de força de entrada versus velocidade de resposta no amortecimento (Figura 58).

Figura 58 - Forças de amortecimento x Velocidade de resposta



Fonte: Autor.

Para cada iteração da integração numérica, as velocidades verticais das massas não-suspensas foram utilizadas para a interpolação das curvas e inferência dos valores de amortecimento a cada instante de tempo.

Os resultados para aceleração vertical na manobra do tipo *chicane* apresenta valores elevados, decorrentes aos altos valores de esforços verticais.

Nesse sentido, é pouco afetada pelas condições de esterçamento (sobresterçante ou subesterçante). É, majoritariamente, afetada pela transferência de carga longitudinal sob as ações de aceleração e frenagem da saída e entrada na manobra, respectivamente.

Dessa maneira, o movimento a configuração que provém movimentos mais suaves e menores acelerações periódicas da massa suspensa são as que irão resultar em maiores ganhos para determinada manobra. Como citado por Hac (2002), a alteração da altura a mobilidade do centro de gravidade, centro de rolagem e efeitos de rigidez e rolagem do pneu são responsáveis por alterar em 5% diretamente as forças do tipo *Jacking Forces*, em 12% os valores para a aceleração lateral limite e alterar em até 5% a deformação lateral do pneu.

Para o melhor entendimento e organização das análises, para observação da variação de pressão interna dos pneus, os ajustes foram definidos como:

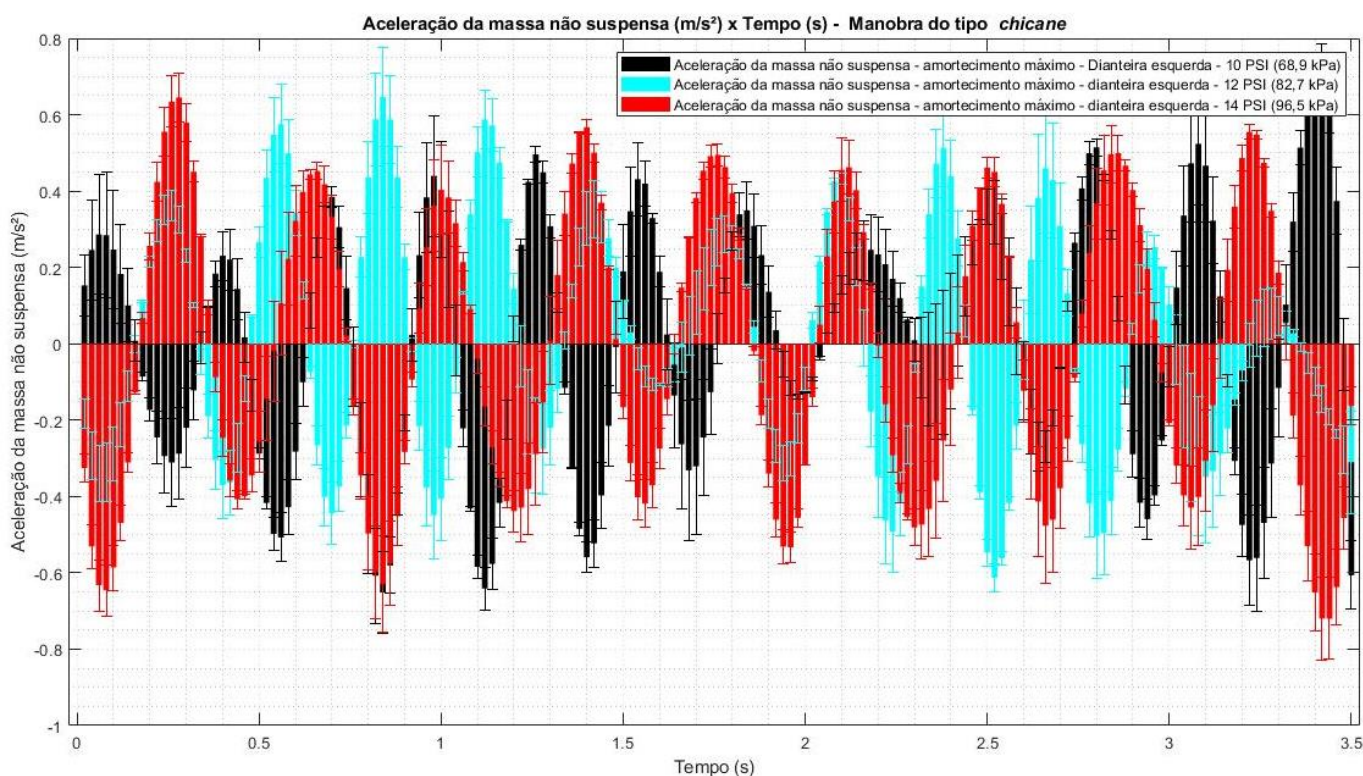
- 1 Ajuste 1 - 10 PSI (68,9 kPa) de pressão interna com amortecimento máximo;
- 2 Ajuste 2 - 12 PSI (82,7 kPa) de pressão interna com amortecimento máximo;
- 3 Ajuste 3 - 14 PSI (96,5 kPa) de pressão interna com amortecimento máximo;

Para a variação do fator de amortecimento, as configurações foram definidas como:

- 1 Ajuste 1H - 10 PSI (68,9 kPa) de pressão interna com amortecimento máximo;
- 2 Ajuste 1L - 10 PSI (68,9 kPa) de pressão interna com amortecimento mínimo;

A figura 59 ilustra o resultado da aceleração da massa não suspensa pelo tempo na manobra do tipo chicane.

Figura 59 - Aceleração vertical das massas não suspensas x tempo - manobra do tipo chicane - Ajustes 1, 2 e 3



Fonte: Autor.

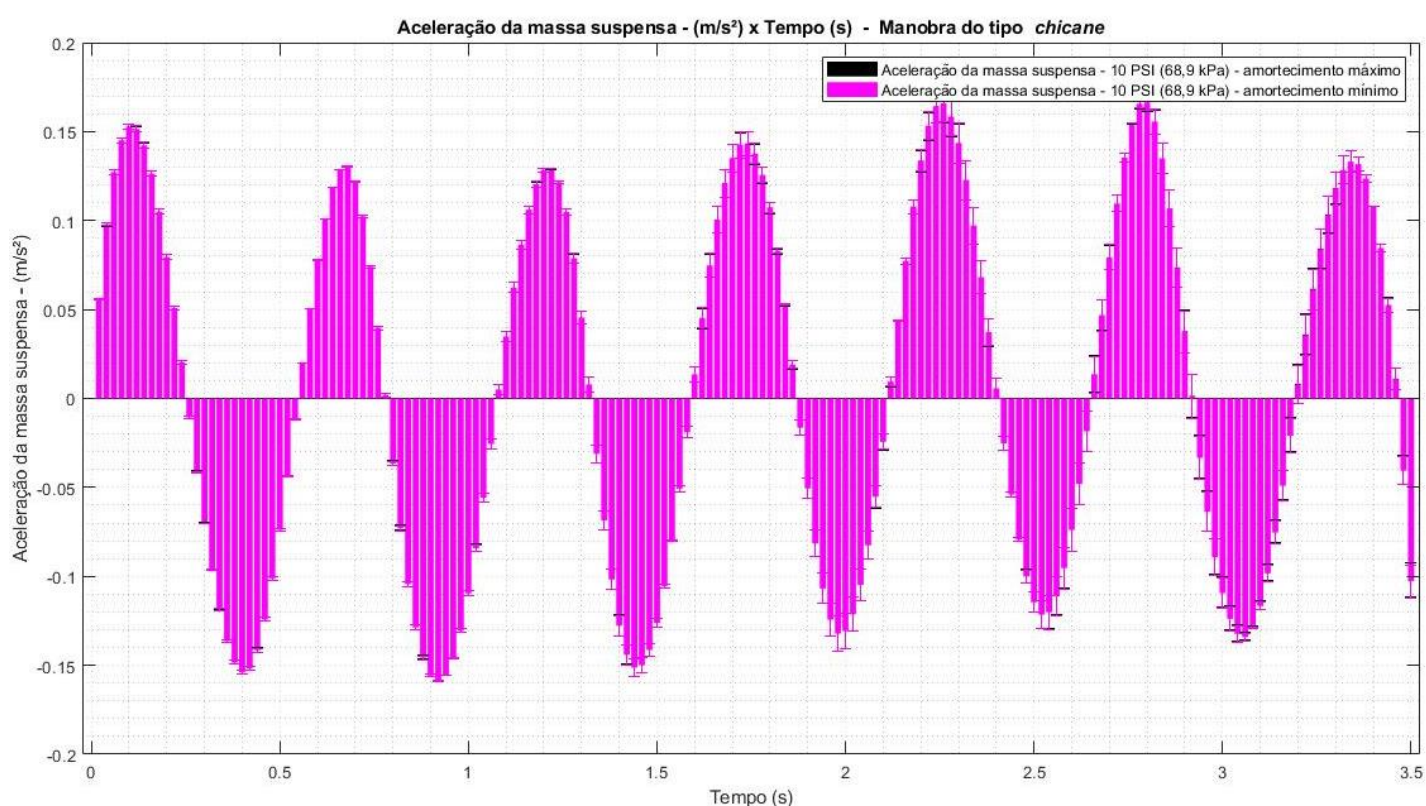
Para a manobra do tipo chicane, o ajuste 1 é o responsável por ter menor impacto direto nos parâmetros de estabilidade. A segunda configuração (ajuste 2) é intermediária entre as

questões de durabilidade e performance o valor de sua resposta é intermediário, às respostas dos ajustes 1 e 3. Já valores da terceira combinação (ajuste 3) apresentam valores maiores que o dobro relativos à frequência de ocorrência dos picos de aceleração vertical com amplitudes ligeiramente maiores, provocando, dessa forma, maior menor aderência e, conseqüentemente, maior transmissibilidade para os componentes de suspensão, freios e chassi.

Para as configurações 1, 2 e 3, os valores médios da aceleração e o erro acumulado são de 0,0069 metros e 6,75%, 0,072 metros e 6,18% e 0,0071 e 6,02% respectivamente.

Para a variabilidade de amortecimento, a figura 60 apresenta os resultados obtidos.

Figura 60 - Aceleração vertical das massas suspensas – Tempo.



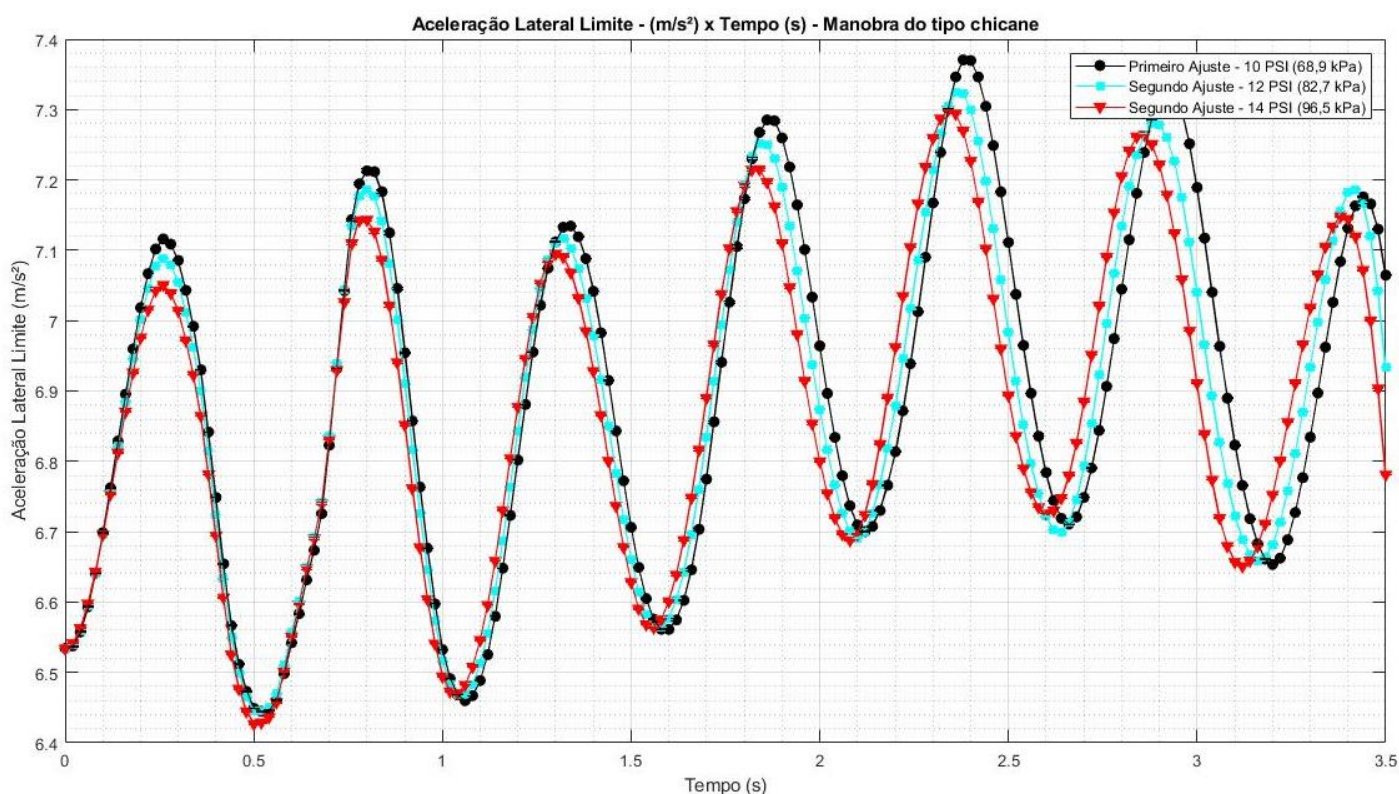
Fonte: Autor.

O comportamento da massa suspensa frente à manobra denota, inicialmente, que a similaridade entre os períodos, amplitudes, e frequências de cada curva que não há variação entre as configurações que gere dicotomia entre migração significativa do centro de rolagem, centro de gravidade e na bitola do protótipo. Isso representa que, em baixa velocidade, a manobra é majoritariamente pelo sistema de direção (raio de curvatura, porcentagem de *Ackermann* e esforços de esterçamento) e pela agilidade do veículo nas situações de retomada de movimento.

A diferença entre os valores médios das curvas e das frequências de ocorrências dos picos de deslocamento durante a manobra. Para os ajustes 1, 2 e 3 os valores médios e seus respectivos erros médios acumulados são de 0,0047 e 0,14 %, 0,0046 e 0,13% e 0,0044 e 0,18%.

Os resultados para o índice de estabilidade do veículo evidenciam que a baixa velocidade da manobra acarreta pouca variação nos parâmetros que regem o índice de estabilidade, sobretudo, na migração do centro de gravidade (Figura 61).

Figura 61 - Limite de aceleração lateral x tempo - Manobra *chicane*.



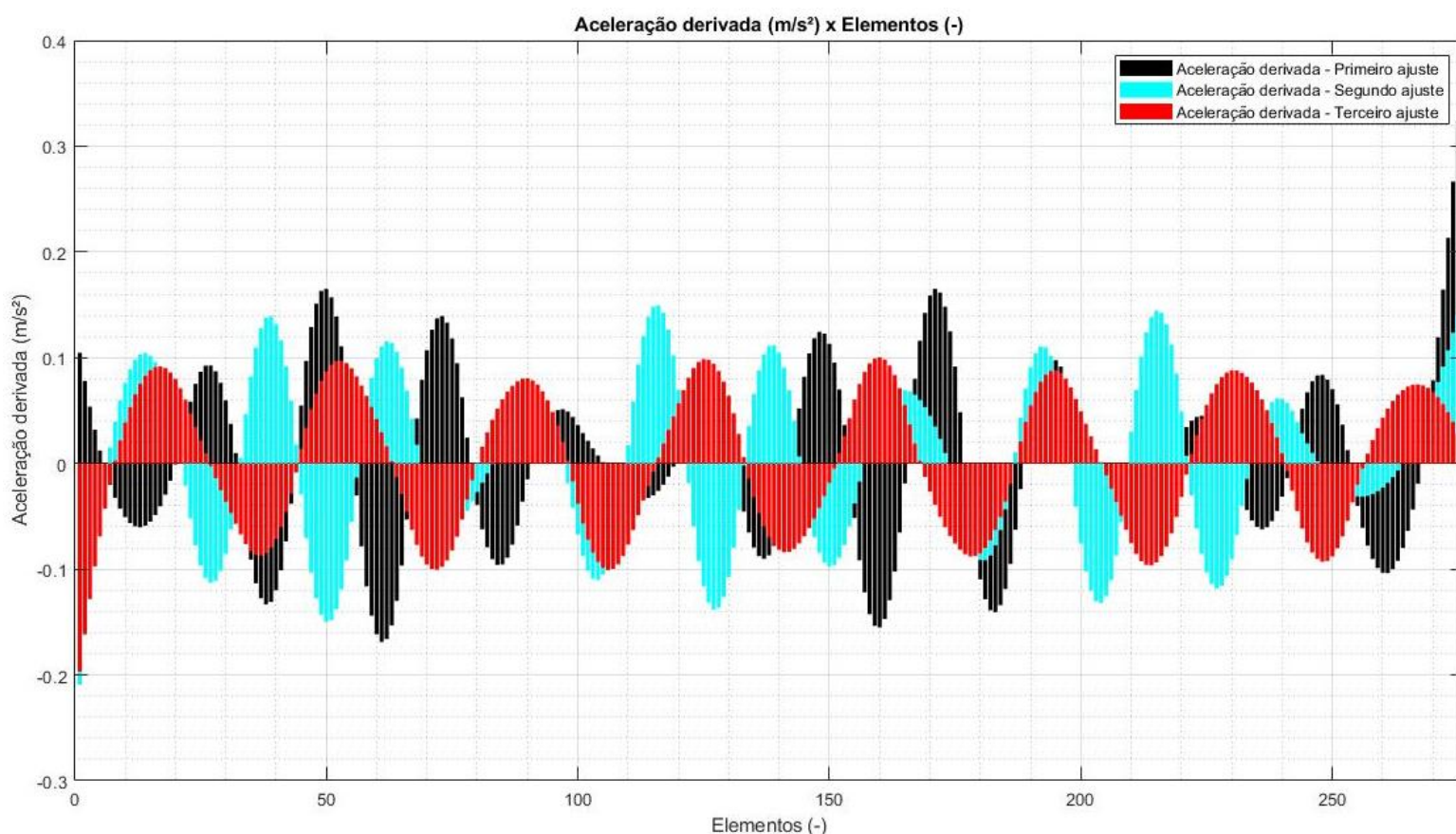
Fonte: Autor.

Para a manobra do tipo slalom, a aceleração da massa não-suspensa torna-se mais evidente o comportamento da aderência em relação à variação da pressão interna. Para as os ajustes 1, 2 e 3, os valores médios para aceleração e erro percentual acumulado são de 1,24 e 0,22 %, 1,26 e 0,33% e 1,193 e 0,20%, respectivamente. Isso indica um comportamento muito similar e de difícil distinção. Porém os valores de ocorrência de pontos de máxima aceleração vertical possuem larga distinção.

Aplicando a função *diff* que retorna a derivada de um vetor de acordo com o próprio número de elementos, observa-se a diferença entre as configurações para cada entrada de aceleração lateral.

Embora os valores máximos sejam até mais elevados para o primeiro ajuste, observa-se que uma oscilação mais frequente e de maiores valores de amplitude para os ajustes 3 e 2. Para o ajuste 3, ocorrem 3 pontos de máximo em valores próximo a 0,5 em menos de 50 elementos. No mesmo período, ocorrem dois picos para o ajuste 2, com amplitudes próximas a 0,3. Para a primeira configuração, ocorrem amplitudes próximas de 0,16 em um período de 0 a 50 elementos. A figura 62 demonstra a análise.

Figura 62 - Derivada da aceleração lateral limite - slalom

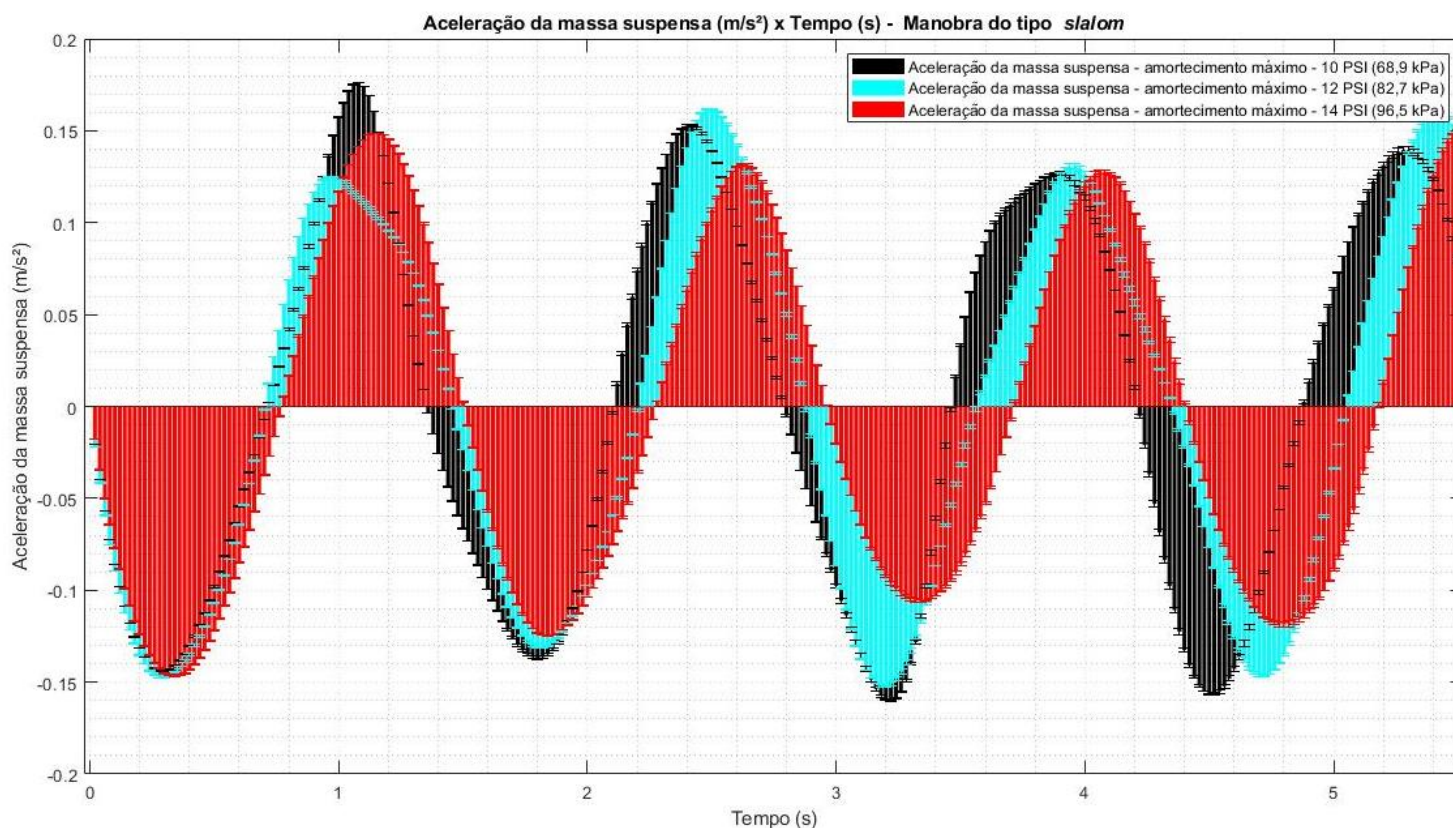


Fonte: Autor.

Quanto à massa suspensa do veículo, tanto a frequência quanto os valores de amplitude são distinguíveis e, estatisticamente diferenciáveis.

Tomando como base os valores médios para deslocamento e erro acumulado, os valores para os três ajustes, para essa manobra são de, 0,0055 metros e 0,0686%, 0,0050 e 0,0137% e 0,0045 e 0,0137% para os ajustes 1, 2 e 3, respectivamente. (Figura 63).

Figura 63 - Aceleração vertical da massa suspensa x tempo - manobra slalom



Fonte: Autor.

O índice de estabilidade indica a pequena influência na variação dos coeficientes de estabilidade. Considerando os resultados para a resposta da movimentação vertical do veículo, é possível prever que a variação do *setup* não tivesse influência significativa nos valores de aceleração limite.

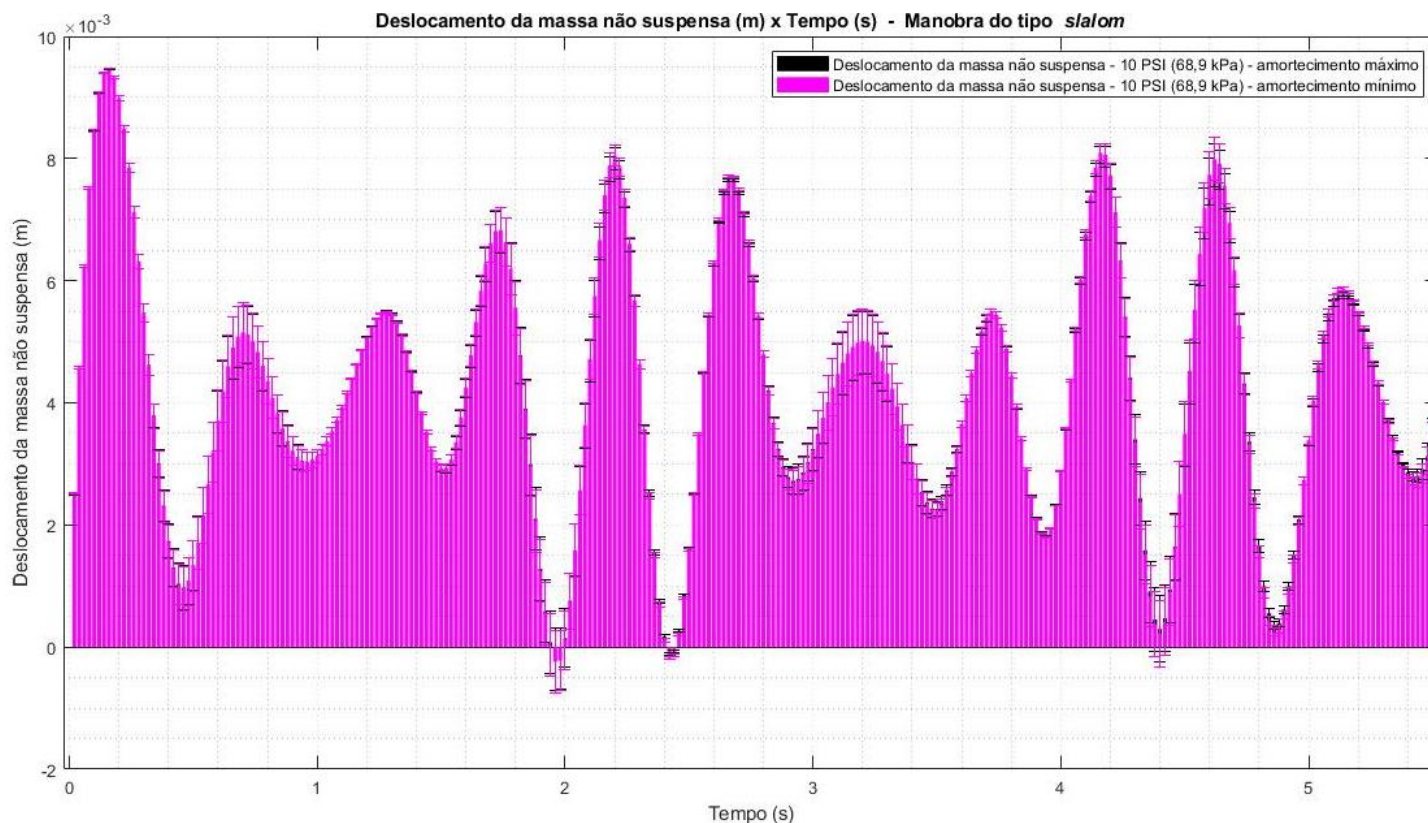
Esse parâmetro não apresenta variações influentes até os instantes finais onde apresenta pequena defasagem na ocorrência dos picos.

Para a manobra, é possível afirmar que a maior influência é presenciada no movimento e aceleração vertical das massas não-suspensas, observando a relação destes com a aderência, excitação de componentes suspensos e excitação da estrutura do veículo.

O trecho slalom apresentou pouca diferença no que diz respeito à estabilidade do veículo gerada pela variação de configurações da rigidez do pneu. Para os resultados referentes à variabilidade de amortecimento, mesmo com a maior duração e velocidade de execução da manobra, os pontos são inconclusivos para a seleção da melhor configuração de amortecimento.

A figura 64 apresenta o comportamento do deslocamento vertical da massa não suspensa em realção à variação dos ajustes 1H (amortecimento máximo) e 1L (amortecimento mínimo).

Figura 64 - Deslocamento da massa não suspensa x tempo - manobra do tipo slalom



Fonte: Autor.

O trecho de curva da pista demonstrou as maiores diferenças para as respostas de aceleração e deslocamento das massas suspensas e não suspensas.

Isso fez com que, nesse caso, o ajuste 2 apresentasse os resultados mais estáveis para a manobra. Observando a resposta do deslocamento das massas não-suspensas nota-se a diferença de comportamento dos ajustes em situação de transferência longitudinal de carga (instantes de 0 até 1 segundo e de 3,7 até 4,5 segundos).

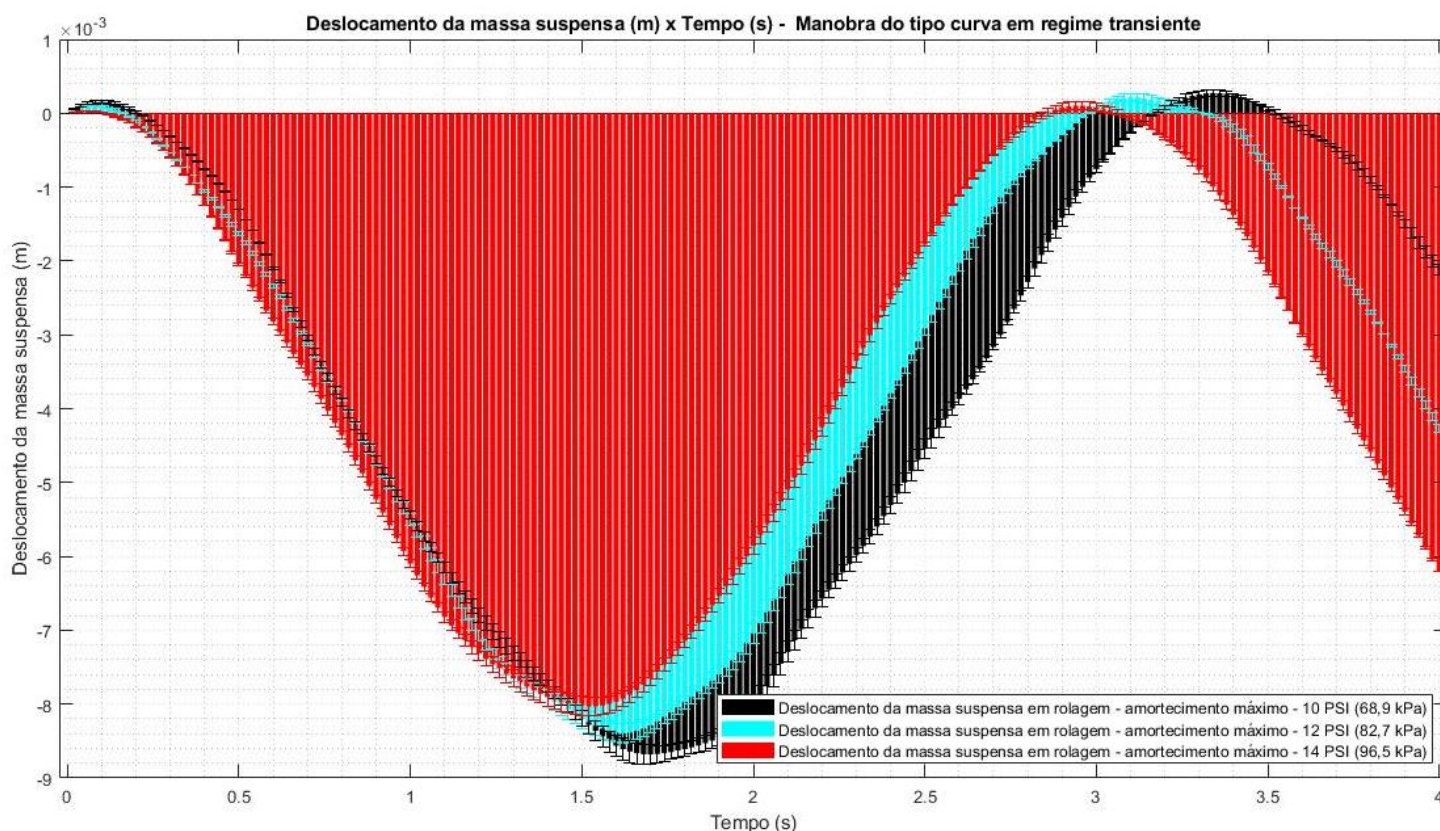
Os ajustes 1 e 3, quando submetidos às transferências longitudinais nas situações de frenagem e aceleração retornam deslocamentos máximos que representam 40% de acréscimo em relação aos retornados pelo ajuste 2.

No decorrer do desenvolvimento da curva e aumento gradativo dos esforços laterais, os dois ajustes anteriormente citados (1 e 3) apresentam variações bruscas e alta sensibilidade à solicitação de esforços laterais. Entre os mesmos instantes de análise, o ajuste 2 apresenta variações mais suaves e picos menores em relação aos anteriormente citados. Além disso, o

movimento de *rebound* da curva é mais tardio para os ajustes 1 e 3, com deslocamentos próximos a 10 milímetros (67% do curso de *rebound*).

Os valores médios para deslocamento e erro acumulado ficam, para os ajustes 1, 2 e 3, são de 0,0074 e 8,13%, 0,0075 e 7,35 % e 0,072 e 7,26%. A figura 65 apresenta os resultados citados.

Figura 65 - Deslocamento massa suspensa x tempo - manobra do tipo curva em regime transiente



Fonte: Autor.

Da mesma forma, a resposta em aceleração descreve esse resultado. De 0 até 1 segundo, é possível concluir que, para os esforços de transferência longitudinal, os ajustes 1 e 3 expressam baixa variação de aceleração e amplitude pequena para os pontos de máximos e mínimos locais do recorte de tempo.

Durante o desenvolvimento da manobra até o momento de *Apex*¹⁷ (próximo a 3 segundos) é possível notar que os ajustes 1 e 3 retornam variações mais tardias e bruscas ao movimento. Já o ajuste 2 ao ser colocado na mesma condição, apresenta variações mais brandas,

¹⁷ Ponto de maiores esforços laterais em uma trajetória curvilínea

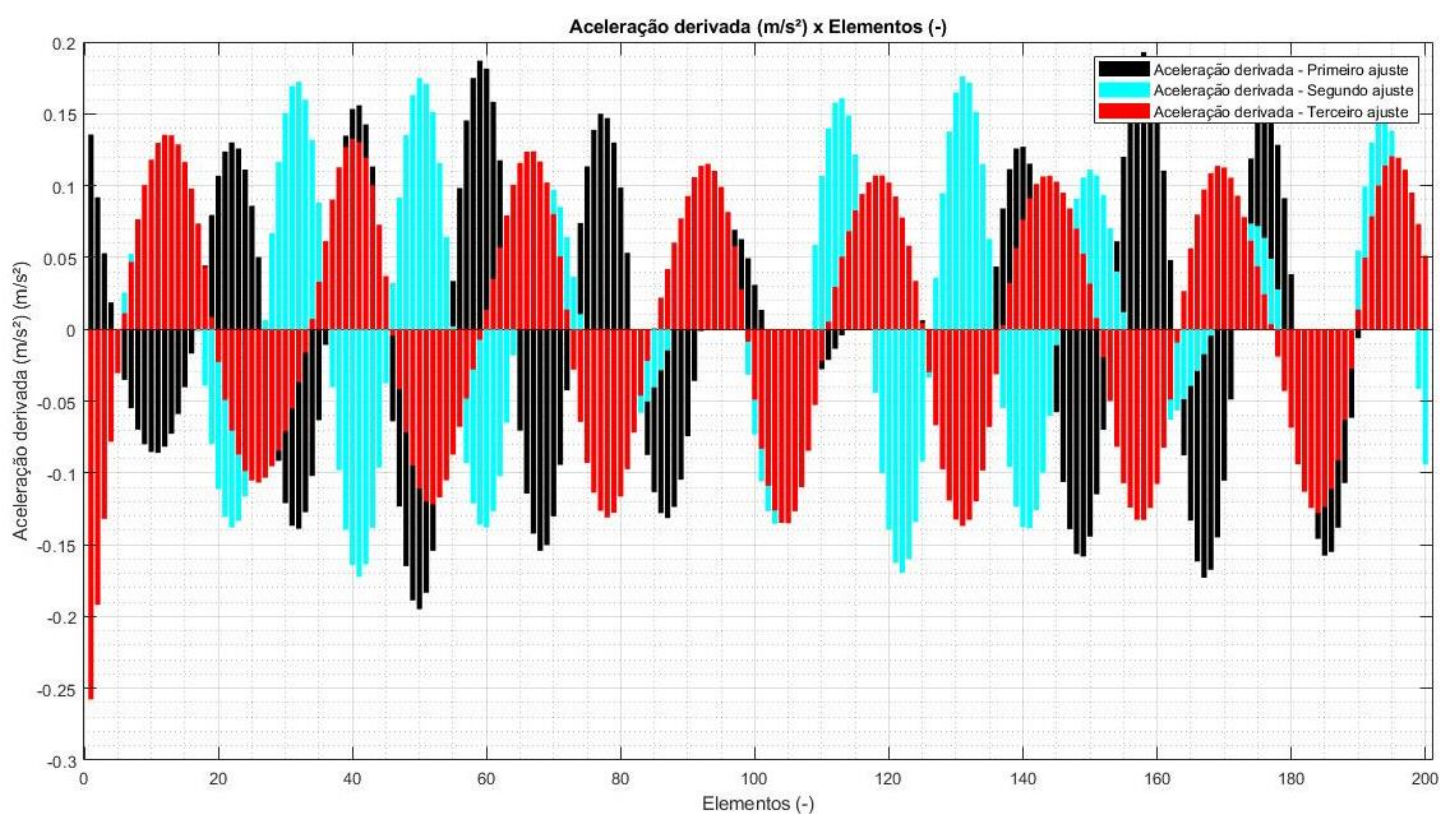
até que os esforços laterais atingissem seu máximo e o sistema de suspensão entrasse em movimento de *rebound*, no instante próximo a 2,5 segundos.

A figura 66 exemplifica o comportamento da variação instantânea da velocidade ao longo do comprimento do vetor.

É possível notar que a variação instantânea do comportamento da massa não suspensa para o ajuste 3 é mais constante e periódica em relação dos outros dois ajustes.

Para os ajustes 1 e 2, a variação instantânea apresenta picos de variação brusca, porém, com o aumento dos esforços laterais, a aceleração derivada apresenta maior constância e menores amplitudes, especialmente para o ajuste 1.

Figura 66 - Variação da aceleração vertical x número de elementos - massa não-suspensas – curva.

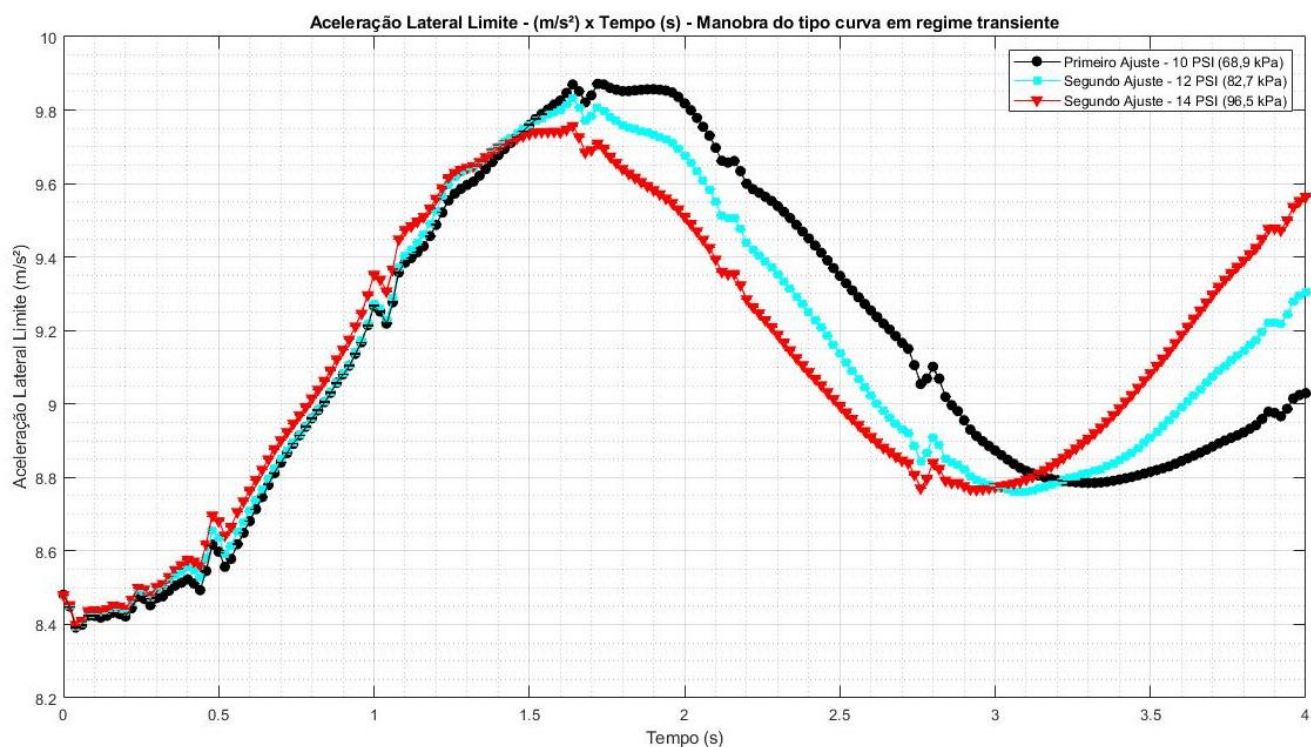


Fonte: Autor.

Para o valor da aceleração lateral limite, é notório que o comportamento do ajuste 2 se sobressai perante o primeiro e terceiro. Nos picos durante o movimento curvilíneo, a diferença de amplitude é de 2,2% do ajuste 1 em relação aos ajustes 2 e 3.

A figura 67 exemplifica os resultados descritos acima.

Figura 67 - Aceleração lateral x tempo - índice de estabilidade - manobra do tipo curva em regime transiente



Fonte: Autor.

1.2.2 Comparação com resultados de pista

Para a utilização do potenciômetro linear, fez-se a relação de movimento com o conforme citado na metodologia. A razão entre o movimento do sensor é de 2,24. Isso implica que a cada milímetro que a roda se movimenta verticalmente, o sensor tem o deslocamento de 2,24 mm, linearmente.

Assim, dentro do ambiente virtual em MATLAB medidos durante a execução do teste sofreram a transformação para a leitura e compatibilidade com os dados provenientes do potenciômetro linear.

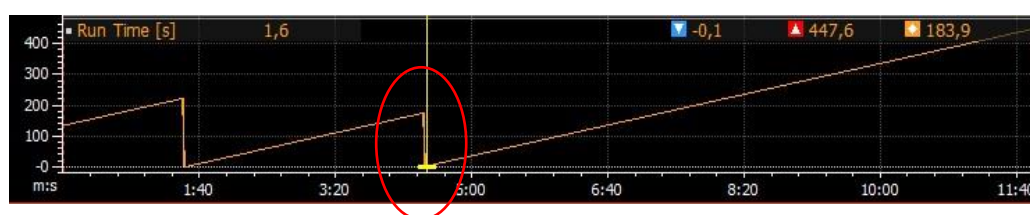
Para análise dos resultados, todos os dados foram submetidos a um sistema de filtros digitais que estão presentes dentro da biblioteca do próprio *software* de desenvolvimento do código. Para minimizar os efeitos de ruídos indesejados, foi utilizado um filtro do tipo passa baixa, utilizando a variável *lowpass*.

Utilizando a frequência o dobro da frequência de leitura do sensor como frequência de passagem, foram filtrados sinais indesejáveis de ruídos proveniente de outros sensores e rugosidades provenientes da pista. A filtragem também contou com a seleção dos trechos que

não obtiveram nenhuma influência externa de parada, como períodos de cortes inesperados no funcionamento do motor.

Assim, utilizando o *software* i2 pro, é possível observar o comportamento da variável *run time*. Essa variável tem seu crescimento contínuo enquanto o motor estiver em funcionamento. Observando o trecho analisado, nota-se dois instantes de corte no funcionamento do motor, exemplificados pela figura 68.

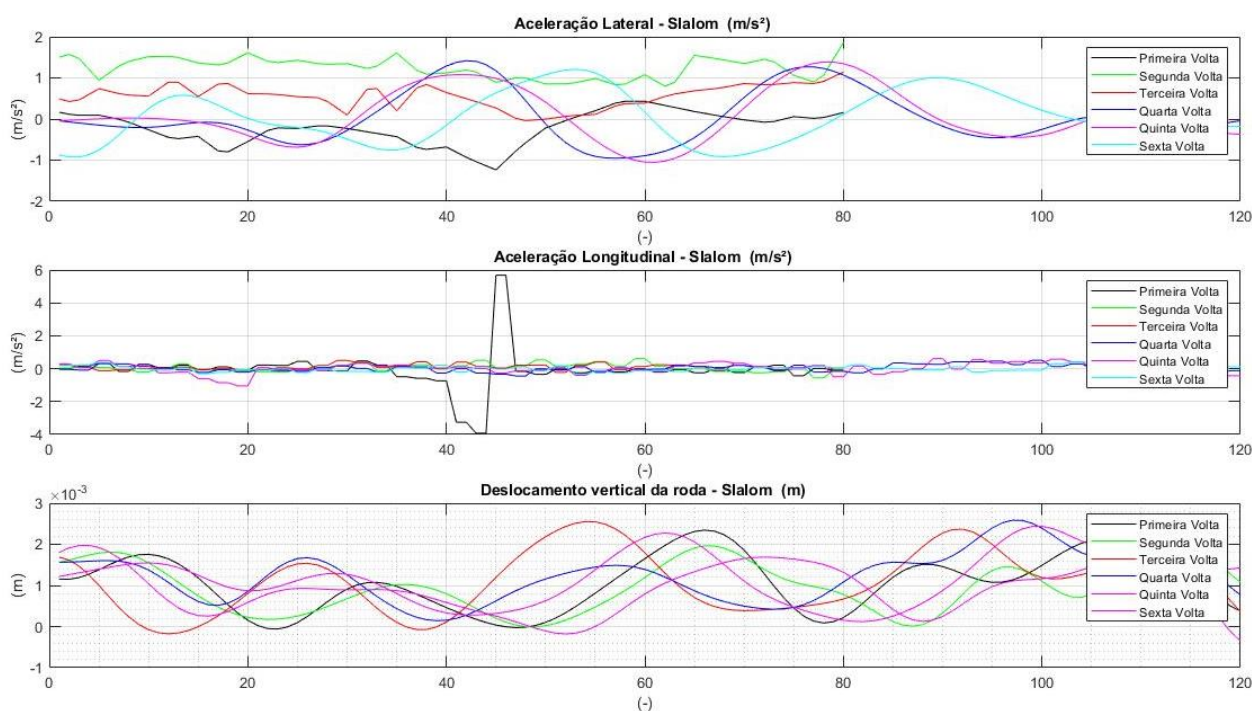
Figura 68 - Análise da variável *run time*



Fonte: Autor.

Assim, a partir as manobras realizadas foram selecionadas a partir do trecho destacado. A figura 69 mostra os perfis médios de aceleração lateral, longitudinal e do deslocamento vertical da roda durante a execução das manobras que foram investigadas. As diferenças apresentadas entre eles são resultado da inconstância na execução das manobras durante o trecho analisado.

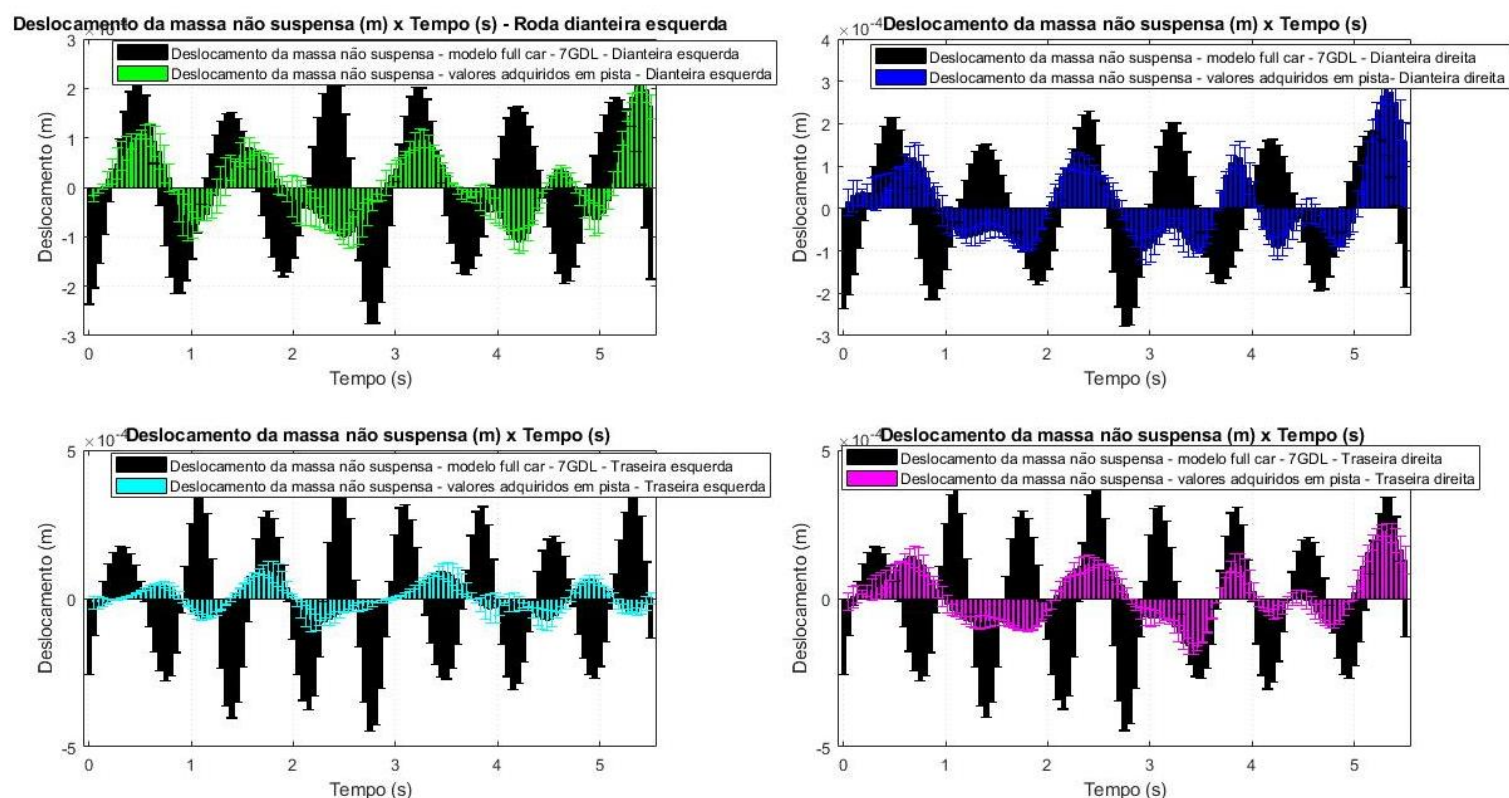
Figura 69 - Perfis de aceleração lateral, longitudinal e deslocamento vertical da roda x comprimento do vetor - Análise de pista



Fonte: Autor

A figura 70 apresenta graficamente o deslocamento vertical das quatro rodas em comparativo com o modelo computacional. Nota-se pouca correlação na avaliação dos dados, isso pode ser explicado pelo grande número de rugosidades na pista que não foram filtradas pois operam dentro da taxa de aquisição do sensor. Isso faz com que o perfil de entrada de forças verticais seja somado ao perfil proveniente da pista, fazendo com que existam menos momentos de contato do pneu com o solo devido ao grande número de deformidades.

Figura 70 - Deslocamento das massas não suspensas x tempo - avaliação de pista (todos os valores de deslocamento $\times 10^{-4}$)



Fonte: Autor.

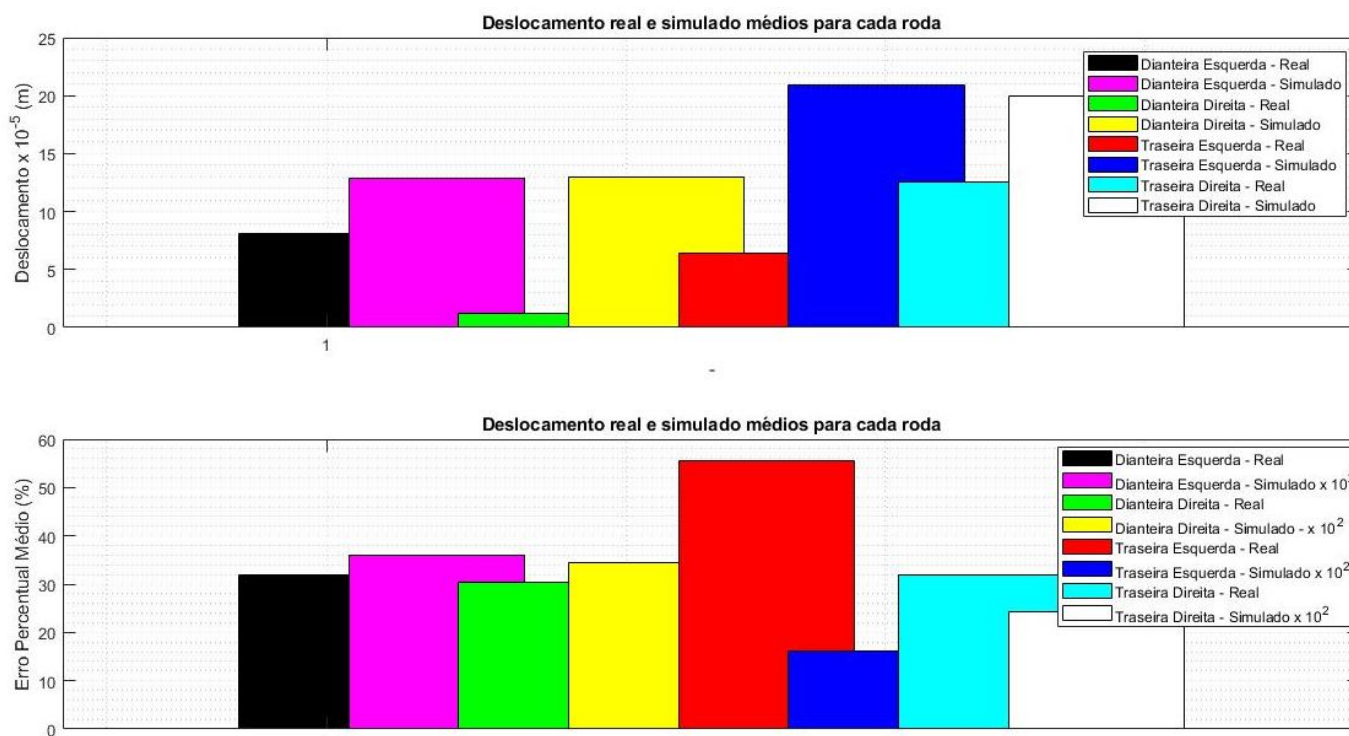
Os resultados denotam um erro médio percentual para aquisição de dados através do sensor de deslocamento elevado. Isso pode ser ocasionado pelo alto nível de rugosidade e ruído gerado pelas condições de pista. O erro percentual simulado, contudo, segue nos mesmos níveis dos valores anteriormente simulados.

De modo a esboçar corretamente os resultados para o erro médio, deslocamento médio para o modelo real e simulado podem ser observados de maneira gráfica na figura 77.

É possível observar um grande erro médio percentual durante as medições. Isso, da mesma maneira que os resultados gerais, pode ser mais um indicativo de que a rugosidade e as condições do asfalto tiveram grande parte da influência nos valores coletados. Outro valor determinante para o elevado erro durante as medições de pista é a inconstância dos pilotos

durante os testes do veículo. A falta de repetibilidade das medições também são fatores influentes no elevado erro de medição.

Figura 71 - Deslocamentos e erros médio percentuais - valores reais e simulados



Fonte: Autor.

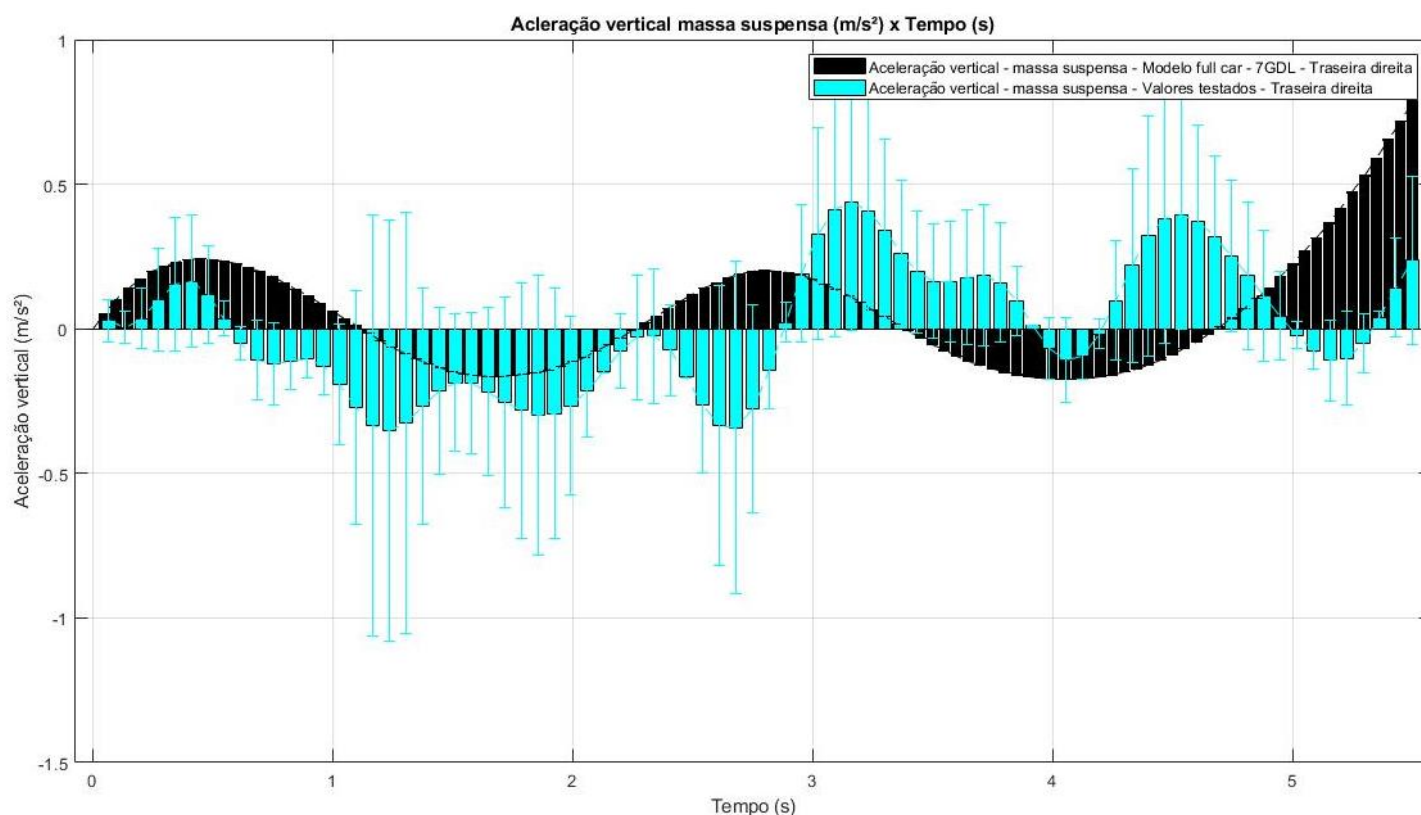
As respostas em aceleração vertical da massa suspensa foram, da mesma maneira, comparadas e os resultados desta comparação são demonstrados na figura 72.

Nota-se um erro médio percentual elevado para os valores de aceleração vertical adquiridos durante os testes. As possíveis causas disso podem ser no ruído excessivo acumulado durante a aquisição dos dados, ou pelas elevadas deformidades na pista que, pelo fator de amortecimento proporcionar uma condição mais rígida do sistema de suspensão, isso acaba por provocar alta transmissibilidade das massas não-suspensas para as massas suspensas.

Os resultados apontam uma aceleração média de 0,0081 m/s² e 0,0186 m/s² para os valores simulados e reais, respectivamente. Da mesma maneira, os erros percentuais médios são de 0,992% e 132% para os valores reais e simulados, respectivamente.

Portanto, o resultado para aceleração das massas suspensas não demonstram confiabilidade e carecem de acréscimo de filtros físicos e maior repetibilidade e eliminação de incertezas.

Figura 30 - Aceleração vertical da massa suspensa x tempo - valores reais e simulados.



Fonte: Autor.

5 CONCLUSÃO

5.1 CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho discorre o assunto de cinemática e dinâmica trazendo a investigação de parâmetros como seus principais pontos abordados durante toda caracterização textual.

No início, é possível constatar a riqueza de parâmetros com o qual um veículo interage em movimento. A principal delas é a localização do centro de gravidade do veículo e todas as influências que giram em torno da sua configuração.

Um dos pontos principais do estudo foi o desenvolvimento cinemático, tendo em vista as características introduzidas pela seleção do pneu a ser utilizado. A partir do ponto em questão, norteou-se grande parte do desenvolvimento cinemático do veículo, haja vista que uma vez que são conhecidos os limites de esforços laterais, verticais e deformações gerais do pneu,

os pontos críticos de funcionamento do futuro, sistema podem ser delimitados de modo a encontrar previamente, pontos corretos de operação para *anti-dive*, *anti-squat*, posicionamento longitudinal do centro de gravidade, ângulos de esterçamento e porcentagens mínimas para a geometria de Ackermann. Assim, a ideia inicial dos pontos variáveis e fixos do futuro sistema ficam mais plausíveis para variabilidade.

A partir da rotina de simulações da variação das coordenadas espaciais dos pontos de ancoragem dos braços de suspensão, foi possível ter em mente a importância de parâmetros como cáster e pino mestre no funcionamento do sistema e como a sensibilidade de sua variação deve se comportar quando a intenção é obter ganhos relativos à variação da cambagem, do esterçamento e demais parâmetros de suspensão. Durante a etapa em questão, foi notória a maior influência das variações de cáster e pino mestre frente à parâmetros de esterçamento como raio de curvatura e ganho de cambagem por esterçamento.

O posicionamento dos amortecedores e o sistema utilizado para seus acionamentos tiveram grande influência parente a definição do sistema. Não só através da ótica operacional restrita ao funcionamento dos amortecedores, mas dos demais sistemas em interface, já que as combinações podem ser diversas. Foi de suma importância ao andamento do trabalho observar as combinações entre o sistema de acionamento com *push rod* e *pull rod* de modo a definir através daquele que combine a melhor relação entre a utilização do curso da mola com o empacotamento do veículo.

Outro ponto a destacar foram os ganhos por empacotamento do veículo. As consideráveis reduções em perdas na transmissão do veículo foram os ganhos mais consideráveis, contribuindo para o funcionamento dos demais sistemas em contato com o projeto em desenvolvimento.

Por fim, os cuidados na seleção e manipulação dos parâmetros, trouxe resultados positivos quanto ao alinhamento de roda na situação de rolagem, já que os valores para máxima positivação de camber, ficam todos próximos ao pneu alinhado com seu plano médio, o que caracteriza boa situação de contato do pneu com o sol em casos de máxima força lateral. No que diz respeito ao sistema de direção, a seleção do pneu e do aro viabilizou a melhor manobrabilidade e dirigibilidade, atingindo maiores valores na porcentagem de Ackermann em menores raios, diminuindo em 15% na necessidade de deslocamento da caixa de direção em relação ao último protótipo, o que é significativo na agilidade de reflexo e na dirigibilidade para o piloto em provas extensas como o enduro.

A análise dinâmica promoveu conhecimentos importantes sobre os trechos de pista e foco em ajuste e dirigibilidade para o piloto.

Observando os resultados gerais, é possível constatar que a manobra do tipo chicane será pouco influenciada por aspectos de *setup* de amortecimento e rigidez do pneu. Devido à baixa velocidade de contorno, aspectos como projeto e ajustabilidade dos ângulos de Cáster e KPI, tem pouca influência na dinâmica do veículo, tendo maiores influências os parâmetros relativos ao sistema de direção. Porém, observando as manobras do tipo *slaloom* e de curva em regime transiente, é notória a diferença de comportamento, em amplitude e período das oscilações para as variações na configuração relativa à pressão e rigidez dos pneus. Vale destacar que durante as simulações, foi possível identificar que as pressões de 10 e 12 PSI retornaram comportamento de oscilações com menores amplitudes e em maiores períodos de oscilações, o que com o ajuste relativo à 14 PSI de pressão interna. Uma das possíveis causas desse resultado o ajuste 3 (14 PSI) apresenta menos períodos de estabilidade do trabalho vertical da roda e, por consequência, opera mais tempo com menos contato com o solo. A partir dessa interpretação dos resultados, a pressão de 12 PSI atinge melhores resultados no aspecto de contrabalancear a dinâmica de estabilidade do veículo e o desgaste do pneu, uma alternativa coerente para utilização na prova de enduro. Já a pressão de 10 PSI apresenta maiores momentos de estabilidade com menores picos de aceleração vertical e pontos relativos à aceleração lateral limite mais elevados, apresentando, a partir dessa ótica, um resultado mais conveniente para a utilização em provas como *Autocross*. A inconclusão relativa aos resultados para a variação do fator de amortecimento e ao comparativo entre as aceleração verticais real e simulada apresenta duas explicações plausíveis a serem investigadas: Baixa repetibilidade na aquisição de sinal e pouca constância das manobras realizadas, devido também à baixa repetibilidade dos testes realizados, carecendo de mais investigações a fim de poder ser um parâmetro utilizado em simulação para decisões de projeto e configurações de pista prévias de novos veículos. Todavia, os resultados referentes ao deslocamento vertical apresentaram boa compatibilidade, mesmo com as poucas repetições para esta análise, sendo um parâmetro positivo a ser utilizado previamente para novos projetos e simulações de pista, porém, carecendo ainda de mais investigações de maneira a reduzir incertezas e aumentar a confiabilidade.

Assim, o presente trabalho cumpre os objetivos propostos de desenvolver um sistema de suspensão capaz de ser competitivo e eficaz e, junto com isso, desenvolver ferramentas capazes de se adequarem à novos projetos como meio prático de análise para protótipos da categoria apresentada.

5.2 SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS.

- 5.2.2 Análise estrutural de chassis a partir da resposta dinâmica do sistema de suspensão;
- 5.2.3 Investigação da segurança estrutural através da variação da frequência natural das massas suspensas e não suspensas;
- 5.2.4 Otimização espacial dos pontos de trabalho da suspensão de protótipos da categoria visando a melhoria na dirigibilidade;
- 5.2.5 Otimização estrutural de componentes das massas não suspensas devido à resposta vertical e entrada de forças do veículo em pista;
- 5.2.6 Estudo da variação de parâmetros em veículos de passeio.
- 5.2.7 Ampliação do estudo prático de protótipos de categoria para análise estrutural do chassi e do comportamento estrutural devido à variação de *setup*.
- 5.2.8 Análise comparativa entre a dinâmica vertical através de diferentes configurações de pacote aerodinâmico.
- 5.2.9 Estudo do posicionamento do centro de gravidade na redução do sinal de entrada de forças para a estrutura.
- 5.2.10 Otimização de componentes relativos à resposta vertical objetivando projeto de redução de custos e projeto para manufatura.
- 5.2.11 Inclusão de graus de liberdade ao modelo *full car* visando desenvolver um ambiente capaz de prever a resposta em do veículo.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALBISSON, N.; ROUTLEDGE, C. **The Damper Levels influence on vehicle roll, pitch, bounce and cornering behaviour of passenger vehicles.** 2013. 78p. Tese (Tese de Mestrado em Engenharia Automotiva) – Chalmers University of Technology.

BALIKE, K.; RAKHEJA, S.; STIHARU, I. Development of kineto-dynamic quarter-car model for synthesis of double wishbone suspension. **Vehicle System Dynamics**, Londres, v. 49, n. 1-2, p. 107-128, fev. 2011. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1080/00423110903401905>>. Acesso em: 05 dez. 2020.

BRAVO, D. M. **Projeto Cinemático da Suspensão e Direção de um Veículo de Fórmula SAE Elétrico.** 2016. 83 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica)-Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, 2016.

BONETTI, L. G. **Dimensionamento e Validação dos Mancais da Transmissão de Um Protótipo do Tipo Fórmula SAE.** 2015. 68 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica)-Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, RS, 2015.

COLPO, L.R. **Modelagem e Análise do Sistema de Suspensão de um Protótipo Baja SAE por meio de um modelo full car.** 2017, 99 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica)-Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, RS, 2017.

ELLIOT, S. J.; GHANDICHI TEHRANI, M.; LANGLEY, R. S.; Nonlinear damping and quasi-linear modelling. **Philosophical Transactions of the Royal Society A**, Londres, v.2, n. 373, p. 1-30, jan./fev./mar., 2015. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1098/rsta.2014.0402>> Acesso em: 05 dez. 2020.

GANDHI, P.; ARDASH, S.; RAMACHANDRAN, K. I.; Performance Analysis of Half Car Suspension Model with 4 DOP using PID, LQR, FUZZY and ANFIS Controllers. In: 7th International Conference on Advances in Computing & Communications, 7., 2017, Cochin/India. **Anais...** Cochin/India: Procedia Computer Science. 2017. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/J.PROCS.2017.09.070>>. Acesso em: 05 dez. 2020.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics.** 1 ed. Warrendale, PA: Society of automotive engineers, 1992. 294 p.

HAC, A. Rollover Stability Index Including Effects of Suspension Design. In: SAE 2002 World Congress, 1., 2002, Detroit/Estados Unidos. **Anais...** Denvers/Estados Unidos: The Engineering Society for Advancing Mobility Land, Sea, Air and Space, International, 2002. P. 1-13.

JAZAR, R. N. **Vehicle Dynamics: Theory and Application.** 1 ed. Riverdale, Estados Unidos: Spring Science+Business Media, 2008. 1022 p.

KATZ, J. **Race Car Aerodynamics: Designing for Speed.** 1 ed. R. Cambridge, Estados Unidos: Bentley Publishers, 1995. 898 p.

LIENKAMP, M.; SCHULTZE, A. Potential of an improved energy efficiency in the chassis. **Automotive and Engine Technology**, Suíça, v. 1, n.10. p. 15-25, ago. 2016. Disponível em: <<https://doi.org/10.1007/S41104-016-0009-X>>. Acesso em: 05 dez. 2020.

MARIOTTI, E.; JAWAD, B. Formula SAE Race Car Cockpit Design An Ergonomics Study for the Cockpit. 2000 Future Transportation Technology Conference, 1., 2000, Detroit/Estados Unidos. **Anais...** Costa Mesa/Estados Unidos: The Engineering Society for Advancing Mobility Land, Sea, Air and Space, International, 2000. P. 1-8.

MAZZOLENI, P.; ZAPPA, E. Vision-Based estimation of vertical dynamic loading induced by jumping and bobbing crowds on civil structures. **Mechanical Systems and Signal Processing**, Amsterdã, v. 33, n. 1, p. 1-12, nov. 2012. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2012.06.009>>. Acesso em: 05 dez. 2020.

MESHKATIFAR, J.; ESFAHANIAN, M. Optimal Roll Center Height of Front McPherson Suspension System for a Conceptual Class A Vehicle. **Journal of Applied and Computational Mechanics**, Londres, v. 1, n. 1, p. 10-16, abr. 2015. Disponível em: <[10.22055/jacm.2014.10578](https://doi.org/10.22055/jacm.2014.10578)>. Acesso em: 05 dez. 2020.

MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. **Race Car Vehicle Dynamics**. 1 ed. Warrendale, PA: Society of automotive engineers, 1995. 918 p.

MITRA, A.; BENERJEE, N. Ride comfort and Vehicle handling of Quarter Car Model Using SIMULINK and Bond Graph. In: 1st International and 16th National Conference on Machines and Mechanisms, 1., 2013, Roorkee/India. **Anais...** Roorkee/India: Semantic Scholar, 2013. P. 1-6.

NICOLAZZI, L. C.; ROSA, E. da; LEAL, L. C. M. **Uma Introdução à Modelagem quase-estática de automóveis**. 1 ed. Florianópolis, SC: Universidade Federal de Santa Catarina, 2012. 355 p.

REIMPELL, R. F.; STOLL, H.; BETZLER, J. W. **The Automotive Chassis: Engineering Principles**. 1 ed. Warrendale, PA: Society of automotive engineers, 1995. p. 454.

REIMPELL, R. F.; STOLL, H.; BETZLER, J. W. **The Automotive Chassis: Engineering Principles**. 2 ed. Warrendale, PA: Society of automotive engineers, 2001 p. 454.

SCHOMMER, A. G. **Desenvolvimento da cinemática de suspensão de um veículo por meio de um modelo semi-empírico dos pneus**. 2015, 82 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica)-Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, RS, 2015.

SETIAWAN, J. D.; SAFURDIN, M.; SINGH, A. S. P. Modeling, Simulation and Validation of 14 DOF Full Vehicle Model. In: Instrumentation, communications, Information Technology, and Biomedical Engineering, 1., 2009, Bandung/Indonesia. **Anais...** Washington/Estados Unidos: IEEE EXPLORE, 2009. P. 1-6.

STANIFORTH, A. **Competition Car Suspension: Design, Construction, Tuning.** 3 ed. California, EUA: Haynes Publishing, 1999. p. 264.

TURAKHIA, T. P.; MODI, M. J. Mathematical Modelling and Simulation of a Simple Half-Car Vibration Model. **International journal of Scientific Research & Development.** Gujarat, v. 4, n. 2, p. 1533-1537, mai. 2016. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/311302904_Mathematical_Modelling_and_Simulation_of_a_Simple_Half_-_Car_Vibration_Model>. Acesso em: 05 dez. 2020.

VUOLO, J. H. **Fundamentos da Teoria de Erros.** 2 ed. São Paulo, SP: Editora Edgar Blücher LTDA, 2005. p. 250.

ANEXO A - CÓDIGO FONTE PARA AS ROTINAS DE SIMULAÇÃO E ANÁLISE DINÂMICA

```

clear all
close all

tic

load('B1965run13.mat')

SA1 = round(SA) %arredondamento para deixar apenas os limites de
decremento grande.
f = diff (SA1); %derivada para encontrar os valores decrescentes.
[r] = find (f<=0); %separação dos valores decrescentes de SA
ET1 = ET (r)

P11 = (P(r))*0.14508;
IA11 = IA (r);
IA1 = round (IA11);
P1 = round (P11);
[r21] = find(IA1==0)
[r23] = find(IA1==2)
[r24] = find(IA1==4)
[r2C] = find(P1 == min(P1))
IA1C = IA1 (r2C)
[r3C] = find (IA1C == 0)
[r4C] = find (IA1C == 2)
[r5C] = find (IA1C == 4)

SA1C = SA1 (r3C)
FY1C = FY (r3C)
SA2C = SA1 (r3C)
FY2C = FY (r3C)
SA3C = SA1 (r4C)
FY3C = FY (r4C);

IA2 = IA1 (r21)
P2 = P1 (r21)
ET2 = ET1 (r21)
IA3 = IA1 (r23)
ET3 = ET1 (r23)
P3 = P1 (r23)
IA4 = IA1 (r24)
ET4 = ET1 (r24)
P4 = P (r24)

[r25]=find(P2==min(P2))
[r26]=find(P3==min(P3))
[r27]=find(P4==min(P4))
[r28]=find(P2==max(P2))
[r29]=find(P3==max(P3))

```



```

[r30]=find(P4==max(P4))

FZ11 = FZ(r25);
FZ12 = FZ(r28);
SA12 = SA1(r25);
SA13 = SA1(r28);
FY12 = FY(r25);
FY13 = FY(r28);
MZ1 = MZ(r25);
MX1 = MX(r25);

% método utilizado para encontrar onde existem as mudanças de aplicação de
- força vertical, através da derivada.

f1 = diff (FZ11);
f2 = abs(f1);

[r4] = find ((f2/100)<1);
[r5] = find ((f2/100)>1);

fz1 = (FZ11(r4)*(-1));
fz2 = (FZ11(r5)*(-1));
fz2 = round (fz2);
fz2 = sort (fz2);
fz3 = diff(fz2);
fz3 = fz3/100;
[r6] = find(fz3>1);
i = 1;

% loop utilizado para encontrar os valores máximos de cada aplicação de
% força vertical.

for n=1:(length(r6)+1)
    if n == 1
        fz4(i)= max(fz2(n:r6(n)));
        i = i+1;
    end
    if n+1 ~= (length(r6)+1)
        fz4(i)= max(fz2(r6(n):r6(n+1)));
        i = i+1;
    else
        break
    end
end

fz4(i) = max(fz2(r6(length(r6)):end))

A = num2str(fz4)

[r8] = find (fz1<=fz4(1));
[r9] = find (fz1<=fz4(2) & fz1>fz4(1));
[r10] = find (fz1<=fz4(3) & fz1>fz4(2));
[r11] = find (fz1<=fz4(4) & fz1>fz4(3));

SA2 = SA12 (r8);
SA3 = SA12 (r9);
SA4 = SA12 (r10);

```

```

SA5 = SA12 (r11);
FY2 = FY12 (r8);
FY3 = FY12 (r9);
FY4 = FY12 (r10);
FY5 = FY12 (r11);
MZ2 = MZ1 (r8);
MZ3 = MZ1 (r9);
MZ4 = MZ1 (r10);

FY2 = smooth(SA2,FY2,0.1);
FY3 = smooth(SA3,FY3,0.1);
FY4 = smooth(SA4,FY4,0.1);
FY5 = smooth(SA5,FY5,0.1);

f11 = diff (FZ12);
f21 = abs (f11);

[r41] = find ((f21/100)<1);
[r51] = find ((f21/100)>1);

fz11 = (FZ12(r4)*(-1));
fz21 = (FZ12(r5)*(-1));
fz21 = round (fz21);
fz21 = sort (fz21);
fz31 = diff(fz21);
fz31 = fz31/100;
[r61] = find(fz31>1);
i = 1;

% loop utilizado para encontrar os valores máximos de cada aplicação de
% força vertical.

for n=1:(length(r61)+1)
    if n == 1
        fz41(i)= max(fz21(n:r61(n)));
        i = i+1;
    end
    if n+1 ~= (length(r6)+1)
        fz41(i)= max(fz2(r6(n):r6(n+1)));
        i = i+1;
    else
        break
    end
end

fz41(i) = max(fz21(r61(length(r61)):end))
[r14] = find (fz11<=fz41(4) & fz11>fz41(3));

FY5 = smooth(SA5,FY5,0.1)
SA8 = SA13 (r14);
FY8 = FY13 (r14);
FY8 = smooth(SA8,FY8,0.01)

```

```

MZ2 = smooth(SA2,MZ2,0.1);
MZ3 = smooth(SA3,MZ3,0.1);
MZ4 = smooth(SA4,MZ4,0.1);

clear MZ MX SA FX FY FZ IA ET P

load('B1965run4.mat')

SA1_a = round(SA) %arredondamento para deixar apenas os limites de
decrecimento grande.
f_a = diff (SA1_a); %derivada para encontrar os valores decrescentes.
[r1_a] = find (f_a<=0); %separação dos valores decrescentes de SA
ET1_a = ET (r1_a)

P11_a = (P(r1_a))*0.14508;
IA11_a = IA (r1_a);
IA1_a = round (IA11_a);
P1_a = round (P11_a);
[r21_a] = find(IA1_a==0)
[r23_a] = find(IA1_a==2)
[r24_a] = find(IA1_a==4)
[r2C_a] = find(P1_a == min(P1_a))
IA1C_a = IA1_a (r2C_a)
[r3C_a] = find (IA1C_a == 0)
[r4C_a] = find (IA1C_a == 2)
[r5C_a] = find (IA1C_a == 4)

SA1C_a = SA1_a (r3C_a)
FY1C_a = FY (r3C_a)
SA2C_a = SA1_a (r3C_a)
FY2C_a = FY (r3C_a)
SA3C_a = SA1_a (r4C_a)
FY3C_a = FY (r4C_a);

IA2_a = IA1_a(r21_a)
P2_a = P1_a(r21_a)
ET2_a = ET1_a(r21_a)
IA3_a = IA1_a(r23_a)
ET3_a = ET1_a(r23_a)
P3_a = P1_a(r23_a)
IA4_a = IA1_a(r24_a)
ET4_a = ET1_a(r24_a)
P4_a = P(r24_a)

[r25_a]=find(P2_a==min(P2_a))
[r26_a]=find(P3_a==min(P3_a))
[r27_a]=find(P4_a==min(P4_a))
[r28_a]=find(P2_a==max(P2_a))
[r29_a]=find(P3_a==max(P3_a))
[r30_a]=find(P4_a==max(P4_a))

FZ11_a = FZ(r25_a);
FZ12_a = FZ(r28_a);
SA12_a = SA1_a(r25_a);
SA13_a = SA1_a(r28_a);
FY12_a = FY(r25_a);

```

```

FY13_a = FY(r28_a);
MZ1_a = MZ(r25_a);
MX1_a = MX(r25_a);

% método utilizado para encontrar onde existem as mudanças de aplicação de
% força vertical, através da derivada.

f1_a = diff (FZ11_a);
f2_a = abs(f1_a);

[r4_a] = find ((f2_a/100)<1);
[r5_a] = find ((f2_a/100)>1);

fz1_a = (FZ11_a(r4_a)*(-1));
fz2_a = (FZ11_a(r5_a)*(-1));
fz2_a = round (fz2_a);
fz2_a = sort (fz2_a);
fz3_a = diff(fz2_a);
fz3_a = fz3_a/100;
[r6_a] = find(fz3_a>1);
i = 1;

% loop utilizado para encontrar os valores máximos de cada aplicação de
% força vertical.

for n=1:(length(r6_a)+1)
    if n == 1
        fz4_a(i) = max(fz2_a(n:r6_a(n)));
        i = i+1;
    end
    if n+1 ~= (length(r6_a)+1)
        fz4_a(i) = max(fz2_a(r6_a(n):r6_a(n+1)));
        i = i+1;
    else
        break
    end
end
end

fz4_a(i) = max(fz2_a(r6_a(length(r6_a)):end))

[r8_a] = find (fz1_a<=fz4_a(1));
[r9_a] = find (fz1_a<=fz4_a(2) & fz1_a>fz4_a(1));
[r10_a] = find (fz1_a<=fz4_a(3) & fz1_a>fz4_a(2));
[r11_a] = find (fz1_a<=fz4_a(4) & fz1_a>fz4_a(3));

SA2_a = SA12_a (r8_a);
SA3_a = SA12_a (r9_a);
SA4_a = SA12_a (r10_a);
SA5_a = SA12_a (r11_a);
FY2_a = FY12_a (r8_a);
FY3_a = FY12_a (r9_a);
FY4_a = FY12_a (r10_a);
FY5_a = FY12_a (r11_a);
MZ2_a = MZ1_a (r8_a);
MZ3_a = MZ1_a (r9_a);
MZ4_a = MZ1_a (r10_a);

FY2_a = smooth(SA2_a,FY2_a,0.1);

```

```

FY3_a = smooth(SA3_a,FY3_a,0.1);
FY4_a = smooth(SA4_a,FY4_a,0.1);
FY5_a = smooth(SA5_a,FY5_a,0.1);

f11 = diff (FZ12_a);
f21 = abs(f11);

[r41] = find ((f21/100)<1);
[r51] = find ((f21/100)>1);

fz11_a = (FZ12_a(r4_a)*(-1));
fz21_a = (FZ12_a(r5_a)*(-1));
fz21_a = round (fz21_a);
fz21_a = sort (fz21_a);
fz31_a = diff(fz21_a);
fz31_a = fz31_a/100;
[r61_a] = find(fz31_a>1);
i = 1;

% loop utilizado para encontrar os valores máximos de cada aplicação de
% força vertical.

for n=1:(length(r61_a)+1)
    if n == 1
        fz41_a(i)= max(fz21_a(n:r61_a(n)));
        i = i+1;
    end
    if n+1 ~= (length(r6_a)+1)
        fz41_a(i)= max(fz2_a(r6_a(n):r6_a(n+1)));
        i = i+1;
    else
        break
    end
end

fz41_a(i) = max(fz21_a(r61_a(length(r61_a)):end))
[r14] = find (fz11_a<=fz41_a(4) & fz11_a>fz41_a(3));

FY5_a = smooth(SA5_a,FY5_a,0.1)
SA8_a = SA13_a (r14);
FY8_a = FY13_a (r14);
FY8_a = smooth(SA8,FY8,0.01)

MZ2_a = smooth(SA2_a,MZ2_a,0.1);
MZ3_a = smooth(SA3_a,MZ3_a,0.1);
MZ4_a = smooth(SA4_a,MZ4_a,0.1);

figure (1)
subplot (2,1,1)

```

```

plot (SA2,FY2,
'ko', 'LineWidth',1, 'MarkerEdgeColor', 'k', 'MarkerFaceColor', 'k', 'MarkerSize'
,5)
hold on
plot (SA3,FY3,
'ro', 'LineWidth',1, 'MarkerEdgeColor', 'k', 'MarkerFaceColor', 'r', 'MarkerSize'
,5)
plot (SA4,FY4,
'go', 'LineWidth',1, 'MarkerEdgeColor', 'k', 'MarkerFaceColor', 'g', 'MarkerSize'
,5)
plot (SA5,FY5,
'yo', 'LineWidth',1, 'MarkerEdgeColor', 'k', 'MarkerFaceColor', 'y', 'MarkerSize'
,5)

title ('Slip Angle (deg) x Lateral Force (N) - Hoosier R25B 16 x 6-10 ')
xlabel('Slip Angle (deg)')
ylabel('Lateral Force(N)')
grid on

subplot (2,1,2)

plot (SA2_a,FY2_a,
'ko', 'LineWidth',1, 'MarkerEdgeColor', 'k', 'MarkerFaceColor', 'k', 'MarkerSize'
,5)
hold on
plot (SA3_a,FY3_a,
'ro', 'LineWidth',1, 'MarkerEdgeColor', 'k', 'MarkerFaceColor', 'r', 'MarkerSize'
,5)
plot (SA4_a,FY4_a,
'go', 'LineWidth',1, 'MarkerEdgeColor', 'k', 'MarkerFaceColor', 'g', 'MarkerSize'
,5)
plot (SA5_a,FY5_a,
'yo', 'LineWidth',1, 'MarkerEdgeColor', 'k', 'MarkerFaceColor', 'y', 'MarkerSize'
,5)

title ('Slip Angle (deg) x Lateral Force (N) - Hoosier R25B 16 x 7.5-10 ')
xlabel('Slip Angle (deg)')
ylabel('Lateral Force(N)')
grid on

xticks = (-20:0.1:20)
yticks = (-3000:100:3000)
grid on
hold off

figure (2)
subplot (2,1,1)

plot (SA2,MZ2, 'k*')
hold on
plot (SA3,MZ3, 'r*')
plot (SA4,MZ4, 'g*')
title ('Self-alignment Moment (N.m) x Slip Angle (deg) - Hoosier 16 x 6-
10')
xlabel ('Slip Angle (deg)')
ylabel ('Self-alignment Moment (N.m)')
legend ('FZ = 210 N', 'FZ = 660 N', 'FZ = 897 N', 'FZ = 1112 N', 'FZ = 1157
N')
grid on

```

```

subplot (2,1,2)

plot (SA2_a,MZ2_a, 'k*')
hold on
plot (SA3_a,MZ3_a, 'r*')
plot (SA4_a,MZ4_a, 'g*')

title ('Self-alignment Moment (N.m) x Slip Angle (deg) - Hoosier 16 x 7.5-10')
xlabel ('Slip Angle (deg)')
ylabel ('Self-alignment Moment (N.m)')
legend ('FZ = 210 N', 'FZ = 660 N', 'FZ = 897 N', 'FZ = 1112 N', 'FZ = 1157 N')

grid on
hold off
%
% Cálculo do ângulo de esterçamento interno e externo

FYmaxi=max(FY2);
FYmaxo=max(FY3);

[c3] = find (FY2==FYmaxi);
[c4] = find (FY3==FYmaxo);

SAi=sum(abs(SA2(c3)));
SAo=sum(abs(SA3(c4)));
SAI=SAi/(length(SA2(c3)));
SAO=SAo/(length(SA3(c4)));

SAa=SAO-SAI;

R=2:2:24;
l=1.525;
tf=1.250;

Q1=(1./(R+(tf/2)));
Q2=(1./(R-(tf/2)));

deltao=atan(Q1);
deltai=atan(Q2);

deltai=radtodeg(deltai);
deltao=radtodeg(deltao);

q1 = (abs(1./(tan(deltao))));

q2 = q1 - tf;

q3 = 1./q2;

Ackermann = radtodeg(atan(q3));

```

```

pAckermann = (abs(deltai./Ackermann*100));

figure (3)

subplot (2,1,1)
plot (R,delta_i, 'r.-', R,delta_o,'b.-', 'LineWidth',
1.5,'MarkerEdgeColor','k','MarkerSize',10)
xlabel ('Curvature Radius (m)')
ylabel ('Steer Angle (deg)')
title ('Steer Angle (deg) x Curvature Radius (m)')
legend('Internal Wheel', 'External Wheel')
grid on

p21 = polyfit (R,pAckermann,3);
y21 = polyval (p21,R);

subplot (2,1,2)

plot (R,y21,'r.-', 'LineWidth',1.5,'MarkerEdgeColor','k','MarkerSize',10)

xlabel ('Curvature Radius (m)')
ylabel ('Ackermann Percentege (%)')
title ('Ackermann Percentege (%) x Curvature Radius (m)')
legend ('Ackermann Percentege to selected tire (%)')
grid on

figure (4)

[ax h1 h2]= plotyy (R,y21,R,delta_i)
ylabel ('Ackermann Percentege (%)')
title ('Ackermann Percentege (%) x Curvature Radius (m)')
ylabel(ax(1), 'Ackermann Percentege');
ylabel(ax(2), 'Steer Angle');

set(ax(1), 'YColor', 'k');
set(ax(1), 'ytick', [0:10:100]);
set(ax(2), 'ytick', [0:5:50]);
set(h1, 'Color', 'k');
set(h1, 'LineWidth', 1.5, 'LineStyle', ':', 'Marker', '.');
set(h2, 'LineWidth', 1.5, 'LineStyle', ':', 'Marker', '.');
legend([h1 h2], {'Ackermann Percentege', 'Steer Angle'})
grid on

load('dados_enduro.mat')

L = 1.525; %entreeixo
distribuicao = [0.5;0.6;0.7];

tf = 1.220; %bitola dianteira
tr = 1.180; %bitola traseira
k1 = (59e3); %rigidez da mola dianteira
k2 = k1;
k3 = (42e3); %rigidez da mola traseira
k4 = k3;

```



```

L1 = 0.6*L;
L2 = L-L1;

m = ones (7,1);
M = zeros (7,7);
DV = [52;131;262;393;524]; %damping velocities
LDFR = [-9;24;110;329;483]; %lower dampinf forces - rebound
LDFFC = [-36;-40;-47;-55;-53]; %lower dampinf forces - compression
HDFR = [195;312;478;624;706]; %lower dampinf forces - rebound
HDFFC = [-121;-137;-163;-190;-220]; %lower dampinf forces - compression
LDFR = LDFR.*9.81;
LDFFC = LDFFC.*9.81;
HDFR = HDFR.*9.81;
HDFFC = HDFFC.*9.81;

m(1)= 230.32; %kg
m(2)=(13.104); %kg*m²
m(3)=(41.515); %kg*m²
m(4)= 6.4; %kg
m(5)= 6.4; %kg
m(6)= 9.04; %kg
m(7)= 9.04; %kg

kpf = [536;579;622;588;635;680;624;677;722]; %lbs/in
kpr = [652;700;748;724;774;824;755;809;859]; %lbs/in
kpf = kpf.*175.13; %transformação para N/m
kpr = kpr.*175.13; %transformação para N/m

p1 = [10;12;14];
p = p1.*6.89; %transformação para kPa
FZ = [200;300;400];
FZ = FZ.*4.45; %transformação para N

kpf1 = [kpf(1);kpf(4);kpf(7)];
kpf2 = [kpf(2);kpf(5);kpf(8)];
kpf3 = [kpf(3);kpf(6);kpf(9)];
kpr1 = [kpr(1);kpr(4);kpr(7)];
kpr2 = [kpr(2);kpr(5);kpr(8)];
kpr3 = [kpr(3);kpr(6);kpr(9)];

graus_n = size(M,1);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%DADOS%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

m1 = polyfit (FZ,kpf1,1);
m2 = polyfit (FZ,kpf2,1);
m3 = polyfit (FZ,kpf3,1);
m4 = polyfit (FZ,kpr1,1);
m5 = polyfit (FZ,kpr2,1);
m6 = polyfit (FZ,kpr3,1);

figure (5)
subplot (2,1,1)
plot(p,kpf1,'k-','MarkerEdgeColor','k','MarkerFaceColor','k')

```

```

hold on

plot (p,kpf2,'c-.','MarkerEdgeColor','c','MarkerFaceColor','c')
plot (p,kpf3,'m-.','MarkerEdgeColor','m','MarkerFaceColor','m')

ylabel ('Tire Stiffness (N/mm)')
xlabel ('Pressure (kPa)')
legend ('FZ = 200 N', 'FZ = 400 N', 'FZ = 600 N', 'Location','southeast')
title ('Tire Stiffness (N/mm) x Tire Pressure (kPa) - Hoosier R25B 16 x 6-10')

grid on

subplot (2,1,2)

plot (p,kpr1,'k-.','MarkerEdgeColor','k','MarkerFaceColor','k')

hold on

plot (p,kpr2,'c-.','MarkerEdgeColor','c','MarkerFaceColor','c')
plot (p,kpr3,'m-.','MarkerEdgeColor','m','MarkerFaceColor','m')

ylabel ('Tire Stiffness (N/mm)')
xlabel ('Pressure (kPa)')
legend ('FZ = 200 N', 'FZ = 400 N', 'FZ = 600 N', 'Location','southeast')
title ('Tire Stiffness (N/mm) x Tire Pressure (kPa) - Hoosier R25B 16 x 7.5-10')
grid on
hold off

for i = 1:length(DV)

    if i~=length(DV)

        crl (i) = (LDFR (i+1)-LDFR(i))/(DV(i+1)-DV(i));
        ccl (i) = (LDFC (i+1)-LDFC(i))/(DV(i+1)-DV(i));
        crh (i) = (HDFR (i+1)-HDFR(i))/(DV(i+1)-DV(i));
        cch (i) = (HDFC (i+1)-HDFC(i))/(DV(i+1)-DV(i));

        if ccl(i)<0
            ccl (i) = (ccl (i))*(-1);
        end

        if cch(i)<0
            cch (i) = (cch (i))*(-1);
        end

        DV1 (i) = DV (i);

    else
        end
end

p1 = polyfit (DV,LDFR,2);
p2 = polyfit (DV,LDFC,2);

```

```

p3 = polyfit (DV,HDFR,2);
p4 = polyfit (DV,HDFC,2);
DV2 =[-524:2:524];

LDFR1 = polyval(p1,DV2);
LDFC1 = polyval(p2,DV2);
HDFR1 = polyval(p3,DV2);
HDFC1 = polyval(p4,DV2);

figure (6)
plot (DV2,LDFR1, 'k-.','LineWidth',1, 'MarkerEdgeColor', 'k',
'MarkerFaceColor','k')
hold on
plot (DV2,LDFC1, 'k-.','LineWidth',1, 'MarkerEdgeColor', 'k',
'MarkerFaceColor','k')
plot (DV2,HDFR1, 'g-.','LineWidth',1, 'MarkerEdgeColor', 'g',
'MarkerFaceColor','g')
plot (DV2,HDFC1, 'g-.','LineWidth',1,'MarkerEdgeColor', 'g',
'MarkerFaceColor','g')

xlabel ('Velocity (mm/sec)')
ylabel ('Forces (N)')
legend ('Low Damping Compression', 'Low Damping Rebound', 'High Damping
Compression', 'High Damping Rebound','Location','SouthEast')
grid on

figure (7)
ylabel ('Forces(N)')
xlabel ('Time (mm/sec)')
x1 = [-500:50:500];

[p1,S1] = polyfit (DV,LDFR,4);
[f1,delta1] = polyval (p1,DV,S1);
[p2,S2] = polyfit (DV,LDFC,4);
[f2,delta2] = polyval (p2,DV,S2);
[p3,S3] = polyfit (DV,HDFR,4);
[f3,delta3] = polyval (p3,DV,S3);
[p4,S4] = polyfit (DV,HDFC,4);
[f4,delta4]= polyval (p4,DV,S4);

hold on

plot (DV,f1, 'gs-')
hold on
plot (DV,f2, 'go-')
plot (DV,f3, 'ks-')
plot (DV,f4, 'ko-')

errorbar (f1,DV,delta1)
errorbar (f2,DV,delta2)
errorbar (f3,DV,delta3)
errorbar (f4,DV,delta4)

grid on

```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%CÁLCULOS E INTEGRAÇÃO
NUMÉRICA%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

```

for i = 1:length(m)
    for j = 1:length(m)
        if i == j
            M (i,j) = m(i);
        end
    end
end

for i = 1:length (DV2)

    DV3 = (DV2)./1000;
    if i == 1

        CLR(i) = (LDFR1(i))/(DV3(i));
        CLC(i) = (LDFC1(i))/(DV3(i));
        CHR(i) = (HDFR1(i))/(DV3(i));
        CHC(i) = (HDFC1(i))/(DV3(i));

    elseif (i+1)<length (DV2)

        CLR(i) = (LDFR1(i+1)-LDFR1(i))/(DV3(i+1)-DV3(i));
        CLC(i) = (LDFC1(i+1)-LDFC1(i))/(DV3(i+1)-DV3(i));
        CHR(i) = (HDFR1(i+1)-HDFR1(i))/(DV3(i+1)-DV3(i));
        CHC(i) = (HDFC1(i+1)-HDFC1(i))/(DV3(i+1)-DV3(i));

    elseif i == length (DV2)

        CLR(i) = (LDFR1(i))/(DV3(i));
        CLC(i) = (LDFC1(i))/(DV3(i));
        CHR(i) = (HDFR1(i))/(DV3(i));
        CHC(i) = (HDFC1(i))/(DV3(i));

    end

end

coeficientes_damping_hr = polyfit (CHR,DV3,2);
coeficientes_damping_hc = polyfit (CHC,DV3,2);
coeficientes_damping_lr = polyfit (CLR,DV3,2);
coeficientes_damping_lc = polyfit (CLC,DV3,2);

Mt = 317.5;
Mf = Mt*0.41;
Mr = Mt*0.59;
Ff = (Mf*9.81)/2;
Fr = (Mr*9.81)/2;

Acelerometro = Accelerometer (:,1);
GPS_latitude = GPS_Latitude (:,1);
gps_latitude_HW = GPS_Latitude_HW (:,1);
gps_latitude_LW = GPS_Latitude_LW (:,1);
gps_longitude = GPS_Longitude_HW (:,1);

```

```

gps_longitude_HW = GPS_Longitude_HW (:,1);
gps_longitude_HW = GPS_Longitude_HW (:,1);
time = Run_Time (:,1);
PB = Brake_Pressure (:,1);
TPS = Throttle_Pos(:,1);

Velocidade_Dianteira_Direita = Ground_Speed_Right.Value;
Velocidade_Dianteira_Direita = (Velocidade_Dianteira_Direita.*0.278);
Velocidade_Traseira_Direita = Drive_Speed_Right.Value;
Velocidade_Traseira_Direita = (Velocidade_Traseira_Direita.*0.278);
Velocidade_Traseira_Direita = Drive_Speed_Right.Value;
Velocidade_Traseira_Direita = (Velocidade_Traseira_Direita.*0.278);
ac_longitudinal = diff (Velocidade_Traseira_Direita);

time.Value = Run_Time.Value;

Accelerometer.Value = cmdnoise(Accelerometer.Value, 'sym4',5, 's');
ac_longitudinal = cmdnoise (ac_longitudinal , 'sym4',5, 's');

indice_slaloom2 = find (time.Value>=605.9 & time.Value<=611.9);
indice_slaloom4 = find (time.Value>=444.4 & time.Value<=450.9);
indice_slaloom5 = find (time.Value>=687.9 & time.Value<=694.4);
indice_slaloom6 = find (time.Value>=768.9 & time.Value<=775.4);

Acelerometro_2 = zeros(1,length(indice_slaloom2));
ac_longitudina2 = zeros(1,length(indice_slaloom2));
Acelerometro_4 = zeros(1,length(indice_slaloom2));
ac_longitudina4 = zeros(1,length(indice_slaloom2));
Acelerometro_5 = zeros(1,length(indice_slaloom2));
ac_longitudina5 = zeros(1,length(indice_slaloom2));
Acelerometro_6 = zeros(1,length(indice_slaloom2));
ac_longitudina6 = zeros(1,length(indice_slaloom2));

Acelerometro_2 = Accelerometer.Value (indice_slaloom2);
ac_longitudina2 = ac_longitudinal (indice_slaloom2);
Acelerometro_4 = Accelerometer.Value (indice_slaloom4);
ac_longitudina4 = ac_longitudinal (indice_slaloom4);
Acelerometro_5 = Accelerometer.Value (indice_slaloom5);
ac_longitudina5 = ac_longitudinal (indice_slaloom5);
Acelerometro_6 = Accelerometer.Value (indice_slaloom6);
ac_longitudina2 = ac_longitudinal (indice_slaloom6);

for i = 1:length (Acelerometro_4)

MA_1(i)=(Acelerometro_4(i)+Acelerometro_5(i)+Acelerometro_6(i))/3;
MAL_1 (i) = (ac_longitudina4(i)+ac_longitudina5(i)+ac_longitudina6(i))/3;
MA_21(i)=((Acelerometro_4(i)-MA_1(i))^2)+((Acelerometro_5(i)-
MA_1(i))^2)+...
((Acelerometro_6(i)-MA_1(i))^2);
DP1(i) = MA_21(i)/3;
EP1(i) = sqrt(DP1(i))/(sqrt(3));

end

clear Acelerometro_2 Acelerometro_4 Acelerometro_5 Acelerometro_6

```

```

indice_chicane2 = find (time.Value>=613.4 & time.Value<=619.9);
indice_chicane4 = find (time.Value>=453.9 & time.Value<=460.4);
indice_chicane5 = find (time.Value>=696.9 & time.Value<=703.4);
indice_chicane6 = find (time.Value>=776.4 & time.Value<=782.9);

Acelerometro_2 = zeros(1,length(indice_chicane2));
ac_longitudina2 = zeros(1,length(indice_chicane2));
Acelerometro_4 = zeros(1,length(indice_chicane4));
ac_longitudina4 = zeros(1,length(indice_chicane4));
Acelerometro_5 = zeros(1,length(indice_chicane5));
ac_longitudina5 = zeros(1,length(indice_chicane5));
Acelerometro_6 = zeros(1,length(indice_chicane6));
ac_longitudina6 = zeros(1,length(indice_chicane6));

Acelerometro_2 = Accelerometer.Value (indice_chicane2);
ac_longitudina2 = ac_longitudinal (indice_chicane2);
Acelerometro_4 = Accelerometer.Value (indice_chicane4);
ac_longitudina4 = ac_longitudinal (indice_chicane4);
Acelerometro_5 = Accelerometer.Value (indice_chicane5);
ac_longitudina5 = ac_longitudinal (indice_chicane5);
Acelerometro_6 = Accelerometer.Value (indice_chicane6);
ac_longitudina2 = ac_longitudinal (indice_chicane6);

for i = 1:length (Acelerometro_4)

MA(i)=(Acelerometro_2(i)+Acelerometro_4(i))/2;
MAL (i) = (ac_longitudina2(i)+ac_longitudina4(i))/2;
MA_2(i)=((Acelerometro_4(i)-MA(i))^2)+((Acelerometro_2(i)-MA(i))^2);
DP(i) = MA_2(i)/2;
EP(i) = sqrt(DP(i))/(sqrt(2));

end

clear Acelerometro_2 Acelerometro_4 Acelerometro_5 Acelerometro_6

indice_curva2 = find (time.Value>=620.4 & time.Value<=624.9);
indice_curva4 = find (time.Value>=461.4 & time.Value<=465.9);
indice_curva5 = find (time.Value>=705.4 & time.Value<=709.9);
indice_curva6 = find (time.Value>=786.4 & time.Value<=790.9);

Acelerometro_2 = zeros(1,length(indice_curva2));
ac_longitudina2 = zeros(1,length(indice_curva2));
Acelerometro_4 = zeros(1,length(indice_curva4));
ac_longitudina4 = zeros(1,length(indice_curva4));
Acelerometro_5 = zeros(1,length(indice_curva5));
ac_longitudina5 = zeros(1,length(indice_curva5));
Acelerometro_6 = zeros(1,length(indice_curva6));
ac_longitudina6 = zeros(1,length(indice_curva6));

Acelerometro_2 = Accelerometer.Value (indice_curva2);
ac_longitudina2 = ac_longitudinal (indice_curva2);
Acelerometro_4 = Accelerometer.Value (indice_curva4);
ac_longitudina4 = ac_longitudinal (indice_curva4);
Acelerometro_5 = Accelerometer.Value (indice_curva5);
ac_longitudina5 = ac_longitudinal (indice_curva5);
Acelerometro_6 = Accelerometer.Value (indice_curva6);
ac_longitudina2 = ac_longitudinal (indice_curva6);

```

```

for i = 1:length (Acelerometro_4)

MA_23(i)=(Acelerometro_4(i)+Acelerometro_5(i))/2;
MAL_23 (i) = (ac_longitudina4(i)+ac_longitudina5(i))/2;
MA_22(i)=((Acelerometro_4(i)-MA_23(i))^2)+((Acelerometro_5(i)-MA_23(i))^2);
DP2(i) = MA_22(i)/2;
EP2(i) = sqrt(DP2(i))/(sqrt(2));

end

FLT_slaloom1 =
((MA_1))* (230/1.230) * (((0.258*215.8)/(215.8+165.45))+((0.77775/1.525)*(0.063)));
EPF_slaloom1 =
((EP1))* (230/1.230) * (((0.258*215.8)/(215.8+165.45))+((0.77775/1.525)*(0.063)));
RLT_slaloom1 =
((MA_1))* (230/1.180) * (((0.258*165.45)/(215.8+165.45))+((0.74725/1.525)*(0.091)));
EPR_slaloom1 =
((EP1))* (230/1.180) * (((0.258*165.45)/(215.8+165.45))+((0.74725/1.525)*(0.091)));
LLT_slaloom1 = ((MAL_1))* (0.31/1.525) * (m(1)*9.81);
EPL_slaloom1 = (EP1)* (0.31/1.525) * (m(1)*9.81);

FLT_chicane1 =
((MA))* (230/1.230) * (((0.258*215.8)/(215.8+165.45))+((0.77775/1.525)*(0.063)));
EPF_chicane1 =
((EP))* (230/1.230) * (((0.258*215.8)/(215.8+165.45))+((0.77775/1.525)*(0.063)));
RLT_chicane1 =
((MA))* (230/1.180) * (((0.258*165.45)/(215.8+165.45))+((0.74725/1.525)*(0.091)));
EPR_chicane1=
((EP))* (230/1.180) * (((0.258*165.45)/(215.8+165.45))+((0.74725/1.525)*(0.091)));
LLT_chicane1 = ((MAL))* (0.31/1.525) * (m(1)*9.81);
EPL_chicane1 = (EP)* (0.31/1.525) * (m(1)*9.81);

FLT_curval =
((MA_23))* (230/1.230) * (((0.258*215.8)/(215.8+165.45))+((0.77775/1.525)*(0.063)));
EPF_curval =
((EP2))* (230/1.230) * (((0.258*215.8)/(215.8+165.45))+((0.77775/1.525)*(0.063)));
RLT_curval =
((MA_23))* (230/1.180) * (((0.258*165.45)/(215.8+165.45))+((0.74725/1.525)*(0.091)));
EPR_curval =
((EP2))* (230/1.230) * (((0.258*215.8)/(215.8+165.45))+((0.77775/1.525)*(0.063)));
LLT_curval = ((MAL_23))* (0.31/1.525) * (m(1)*9.81);
EPL_curval = (EP2)* (0.31/1.525) * (m(1)*9.81);

t0 = 0;
tstep = 0.14;

```

```

tf = 3.5;
tspan = [t0:tstep:tf];

y0 = zeros(1,14);

F1 = zeros (1,length (FLT_chicanel));
F2 = zeros (1,length (FLT_chicanel));
F3 = zeros (1,length (FLT_chicanel));
F4 = zeros (1,length (FLT_chicanel));

for i = 1:length (F1)

    if i == 1

        F1(i) = (abs (min(LLT_chicanel))+Ff);
        F2(i) = (abs (min(LLT_chicanel))+Ff);
        F3(i) = (-abs (min(LLT_chicanel))+Fr);
        F4(i) = (-abs (min(LLT_chicanel))+Fr);
    end

    if FLT_chicanel(i) < 0

        F1 (i)= ((FLT_chicanel(i))+Ff);
        F2 (i)= -((FLT_chicanel(i))+Ff);
        F3 (i)= ((RLT_chicanel(i))+Fr);
        F4 (i)= -((RLT_chicanel(i))+Fr);

    elseif FLT_chicanel(i) > 0

        F1 (i)= -((FLT_chicanel(i))+Ff);
        F2 (i)= ((FLT_chicanel(i))+Ff);
        F3 (i)= -((RLT_chicanel(i))+Fr);
        F4 (i)= ((RLT_chicanel(i))+Fr);

    end

    if i == length(F1)

        F1(i) = (abs (max(LLT_chicanel))+Ff);
        F2(i) = (abs (max(LLT_chicanel))+Ff);
        F3(i) = (-abs (max(LLT_chicanel))+Fr);
        F4(i) = (-abs (max(LLT_chicanel))+Fr);
    end

    err_fc1(i) = sqrt((EPF_chicanel (i)^2) + (EPL_chicanel(i)^2));
    err_rc1(i) = sqrt((EPR_chicanel (i)^2) + (EPL_chicanel(i)^2));

    F1_k1(i) = F1(i);
    F1_k2(i) = F1(i);
    F1_k3(i) = F1(i);
    F2_k1(i) = F2(i);
    F2_k2(i) = F2(i);
    F2_k3(i) = F2(i);
    F3_k1(i) = F3(i);
    F3_k2(i) = F3(i);
    F3_k3(i) = F3(i);

```



```

F4_k1(i) = F4(i);
F4_k2(i) = F4(i);
F4_k3(i) = F4(i);

end

[t1_c1,y1_c1] = ode45(@dfunch_k1c1, tspan, y0);
[t1_c1_low,y1_c1_low] = ode45 (@dfuncl_k1c1, tspan, y0);
[t1_ec1,y1_ec1] = ode45 (@dfunch_k1cle, tspan, y0);
[t1_c1_lowe,y1_c1_lowe] = ode45 (@dfuncl_k1cle, tspan, y0);
[t2_c1,y2_c1] = ode45 (@dfunch_k2c1, tspan, y0);
[t2_ec1,y2_ec1] = ode45 (@dfunch_k2cle, tspan, y0);
[t3_c1,y3_c1] = ode45 (@dfunch_k3c1, tspan, y0);
[t3_ec1,y3_ec1] = ode45(@dfunch_k3cle, tspan, y0);

F1_slaloom1 = zeros (1,length(FLT_slaloom1));
F2_slaloom1 = zeros (1,length(FLT_slaloom1));
F3_slaloom1 = zeros (1,length(FLT_slaloom1));
F4_slaloom1 = zeros (1,length(FLT_slaloom1));

t0 = 0;
tstep = 0.22;
tf = 5.5;
tspan = [t0:tstep:tf];
tspan2 = [0:0.02:5.5];

for i = 1:length (F1_slaloom1)

    if FLT_slaloom1(i) < 0

        F1_slaloom1 (i)= ((FLT_slaloom1(i)))+Ff;
        F2_slaloom1 (i)= -((FLT_slaloom1(i)))+Ff;
        F3_slaloom1 (i)= ((RLT_slaloom1(i)))+Fr;
        F4_slaloom1 (i)= -((RLT_slaloom1(i)))+Fr;

    elseif FLT_slaloom1(i) > 0

        F1_slaloom1 (i)= -((FLT_slaloom1(i)))+Ff;
        F2_slaloom1 (i)= ((FLT_slaloom1(i)))+Ff;
        F3_slaloom1 (i)= -((RLT_slaloom1(i)))+Fr;
        F4_slaloom1 (i)= ((RLT_slaloom1(i)))+Fr;

    end

err_fs1(i) = sqrt((EPF_slaloom1(i)^2) + (EPL_slaloom1(i)^2));
err_rs1(i) = sqrt((EPR_slaloom1(i)^2) + (EPL_slaloom1(i)^2));

F1_slaloom1_k1(i) = F1(i);
F1_slaloom1_k2(i) = F1(i);
F1_slaloom1_k3(i) = F1(i);
F2_slaloom1_k1(i) = F2(i);
F2_slaloom1_k2(i) = F2(i);
F2_slaloom1_k3(i) = F2(i);
F3_slaloom1_k1(i) = F3(i);
F3_slaloom1_k2(i) = F3(i);

```

```

F3_slaloom1_k3(i) = F3(i);
F4_slaloom1_k1(i) = F4(i);
F4_slaloom1_k2(i) = F4(i);
F4_slaloom1_k3(i) = F4(i);

end

[t1_s1,y1_s1] = ode45 (@dfunch_k1s1, tspan, y0);
[t1_s1_low,y1_s1_low] = ode45 (@dfuncl_k1s1, tspan, y0);
[t1_es1,y1_es1] = ode45 (@dfunch_k1s1e, tspan, y0);
[t1_s1_lowe,y1_s1_lowe] = ode45 (@dfuncl_k1s1e, tspan, y0);
[t2_s1,y2_s1] = ode45 (@dfunch_k2s1, tspan, y0);
[t2_es1,y2_es1] = ode45 (@dfunch_k2s1e, tspan, y0);
[t3_s1,y3_s1] = ode45 (@dfunch_k3s1, tspan, y0);
[t3_es1,y3_es1] = ode45 (@dfunch_k3s1e, tspan, y0);

t0 = 0;
tstep = 0.18;
tf = 4.5;
tspan = [t0:tstep:tf];
y0 = zeros(1,14);

F1_curval = zeros (1,length((FLT_curval)));
F2_curval = zeros (1,length((FLT_curval)));
F3_curval = zeros (1,length((FLT_curval)));
F4_curval = zeros (1,length((FLT_curval)));

for i = 1:length(F1_curval)

    if i == 1

        F1_curval(i) = (abs (min(LLT_curval)))+Ff;
        F2_curval(i) = (abs (min(LLT_curval)))+Ff;
        F3_curval(i) = (-abs (min(LLT_curval)))+Fr;
        F4_curval(i) = (-abs (min(LLT_curval)))+Fr;
    end

    if FLT_curval(i) < 0

        F1_curval (i)= ((FLT_curval(i)))+Fr;
        F2_curval (i)= ((-FLT_curval(i)))+Ff;
        F3_curval (i)= ((RLT_curval(i)))+Fr;
        F4_curval (i)= ((-RLT_curval(i)))+Fr;

    elseif FLT_curval(i) > 0

        F1_curval (i)= ((-FLT_curval(i)))+Ff;
        F2_curval (i)= ((FLT_curval(i)))+Ff;
        F3_curval (i)= ((-RLT_curval(i)))+Fr;
        F4_curval (i)= ((RLT_curval(i)))+Fr;

    end

    if i == length(F1_curval)

        F1_curval(i) = (-abs (max(LLT_curval)))+Ff;
        F2_curval(i) = (-abs (max(LLT_curval)))+Ff;

```

```

F3_curval(i) = (abs (max(LLT_curval)))+Fr;
F4_curval(i) = (abs (max(LLT_curval)))+Fr;

```

```
end
```

```

err_ful(i) = sqrt((EPF_curval(i)^2) + (EPL_curval(i)^2));
err_rul(i) = sqrt((EPR_curval(i)^2) + (EPL_curval(i)^2));

```

```

F1_curval_k1(i) = F1(i);
F1_curval_k2(i) = F1(i);
F1_curval_k3(i) = F1(i);
F2_curval_k1(i) = F2(i);
F2_curval_k2(i) = F2(i);
F2_curval_k3(i) = F2(i);
F3_curval_k1(i) = F3(i);
F3_curval_k2(i) = F3(i);
F3_curval_k3(i) = F3(i);
F4_curval_k1(i) = F4(i);
F4_curval_k2(i) = F4(i);
F4_curval_k3(i) = F4(i);

```

```
end
```

```

[t1_ul,y1_ul] = ode45 (@dfunch_klul, tspan, y0);
[t1_ul_low,y1_ul_low] = ode45 (@dfuncl_klul, tspan, y0);
[t1_eul,y1_eul] = ode45 (@dfunch_klule, tspan, y0);
[t1_ul_lowe,y1_ul_lowe] = ode45 (@dfuncl_klule, tspan, y0);
[t2_ul,y2_ul] = ode45 (@dfunch_k2ul, tspan, y0);
[t2_eul,y2_eul] = ode45 (@dfunch_k2ule, tspan, y0);
[t3_ul,y3_ul] = ode45 (@dfunch_k3ul, tspan, y0);
[t3_eul,y3_eul] = ode45 (@dfunch_k3ule, tspan, y0);

```

```

tspan2 = [0:0.02:3.5];
y1_c1 = interp1(t1_c1, y1_c1, tspan2, 'spline', 'extrap');
y1_ecl = interp1(t1_c1, y1_ecl, tspan2, 'spline', 'extrap');
y2_c1 = interp1(t2_c1, y2_c1, tspan2, 'spline', 'extrap');
y2_ecl = interp1(t2_c1, y2_ecl, tspan2, 'spline', 'extrap');
y3_c1 = interp1(t3_c1, y3_c1, tspan2, 'spline', 'extrap');
y3_ecl = interp1(t3_c1, y3_ecl, tspan2, 'spline', 'extrap');
y1_c1_low = interp1(t1_c1_low, y1_c1_low, tspan2, 'spline', 'extrap');
y1_c1_lowe = interp1(t1_c1_low, y1_c1_lowe, tspan2, 'spline', 'extrap');
t1_c1 = tspan2;
t2_c1 = tspan2;
t3_c1 = tspan2;
t1_c1_low = tspan2;

```

```
tspan2 = [0:0.02:5.5];
```

```

y1_s1 = interp1(t1_s1, y1_s1, tspan2, 'spline', 'extrap');
y1_es1 = interp1(t1_s1, y1_es1, tspan2, 'spline', 'extrap');
y2_s1 = interp1(t2_s1, y2_s1, tspan2, 'spline', 'extrap');
y2_es1 = interp1(t2_s1, y2_es1, tspan2, 'spline', 'extrap');
y3_s1 = interp1(t3_s1, y3_s1, tspan2, 'spline', 'extrap');
y3_es1 = interp1(t3_s1, y3_es1, tspan2, 'spline', 'extrap');

```

```
y1_s1_low = interp1(t1_s1_low, y1_s1_low, tspan2, 'spline', 'extrap');
y1_s1_lowe = interp1(t1_s1_low, y1_s1_lowe, tspan2, 'spline', 'extrap');
t1_s1 = tspan2;
t2_s1 = tspan2;
t3_s1 = tspan2;
t1_s1_low = tspan2;

tspan2 = [0:0.02:4];

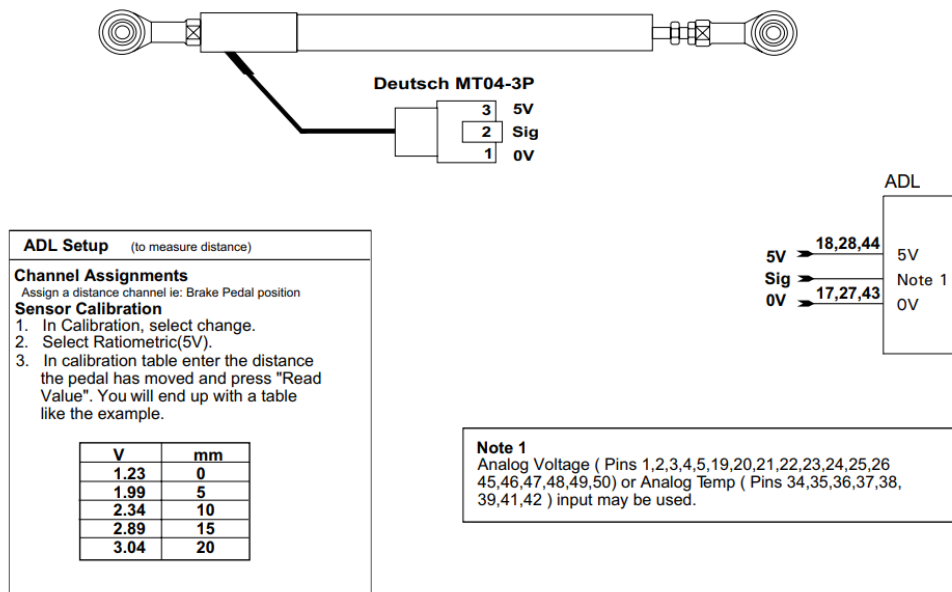
y1_u1 = interp1(tspan, y1_u1, tspan2, 'spline', 'extrap');
y1_eu1 = interp1(tspan, y1_eu1, tspan2, 'spline', 'extrap');
y2_u1 = interp1(tspan, y2_u1, tspan2, 'spline', 'extrap');
y2_eu1 = interp1(tspan, y2_eu1, tspan2, 'spline', 'extrap');
y3_u1 = interp1(tspan, y3_u1, tspan2, 'spline', 'extrap');
y3_eu1 = interp1(tspan, y3_eu1, tspan2, 'spline', 'extrap');
y1_u1_low = interp1(tspan, y1_u1_low, tspan2, 'spline', 'extrap');
y1_u1_lowe = interp1(tspan, y1_u1_lowe, tspan2, 'spline', 'extrap');

t1_u1 = tspan2;
t2_u1 = tspan2;
t3_u1 = tspan2;
t1_u1_low = tspan2;
```

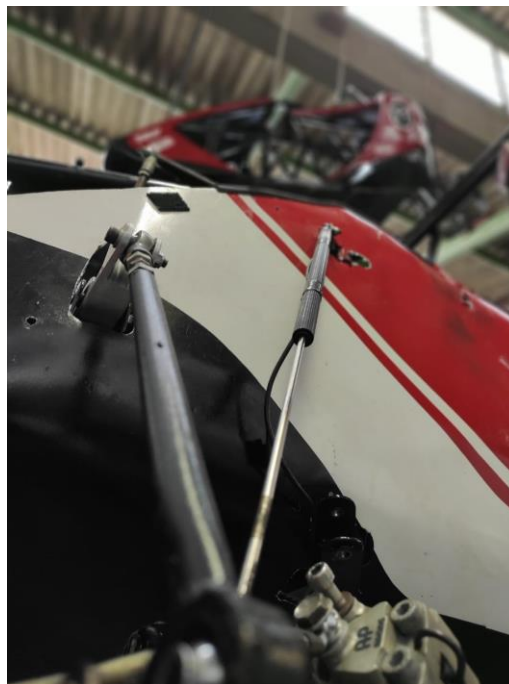


(CÓDIGO QR PARA VISUALIZAÇÃO DO ARQUIVO EM. MAT COM OS ARQUIVOS ANEXOS COMPLETOS E TODAS AS FONTES DE CÁLCULO)

ANEXO B – SENSORES UTILIZADOS



MoTeC	Title Linear Position Sensor				Sheet No	Drawing No
	Date 21/09/1999	Drawn ST	App AD	Products ADL	1 of 1	X24



(SENSOR DE DESLOCAMENTO LINEAR – *DATA SHEET* E FOTOGRAFIA DE INSTALAÇÃO NO PROTÓTIPO FU19. *DATA SHEET* ACESSADO EM:

<https://www.motec.com.au/filedownload.php/x24.pdf?docid=1330>)

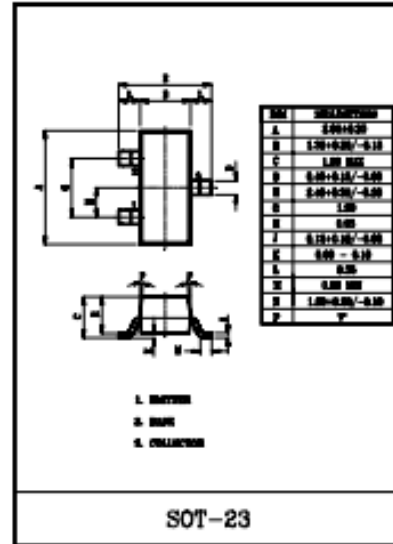
FOR MUTING AND SWITCHING APPLICATION.

FEATURES

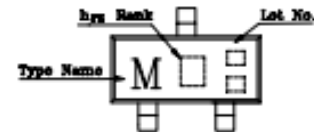
- High Emitter-Base Voltage : $V_{EB0} \geq 25V$ (Min.)
- High Reverse h_{FE}
: Reverse $h_{FE} = 150$ (Typ.) ($V_{CE} = -2V, I_E = -2mA$)
- Low on Resistance : $R_{CE(sat)} = 1\Omega$ (Typ.), ($I_E = 5mA$)

MAXIMUM RATINGS (Ta=25°C)

CHARACTERISTIC	SYMBOL	RATING	UNIT
Collector-Base Voltage	V_{CB0}	50	V
Collector-Emitter Voltage	V_{CE0}	20	V
Emitter-Base Voltage	V_{EB0}	25	V
Collector Current	I_C	300	mA
Base Current	I_B	60	mA
Collector Power Dissipation	P_C	150	mW
Junction Temperature	T_j	125	°C
Storage Temperature Range	T_{stg}	-55 - 125	°C



Marking



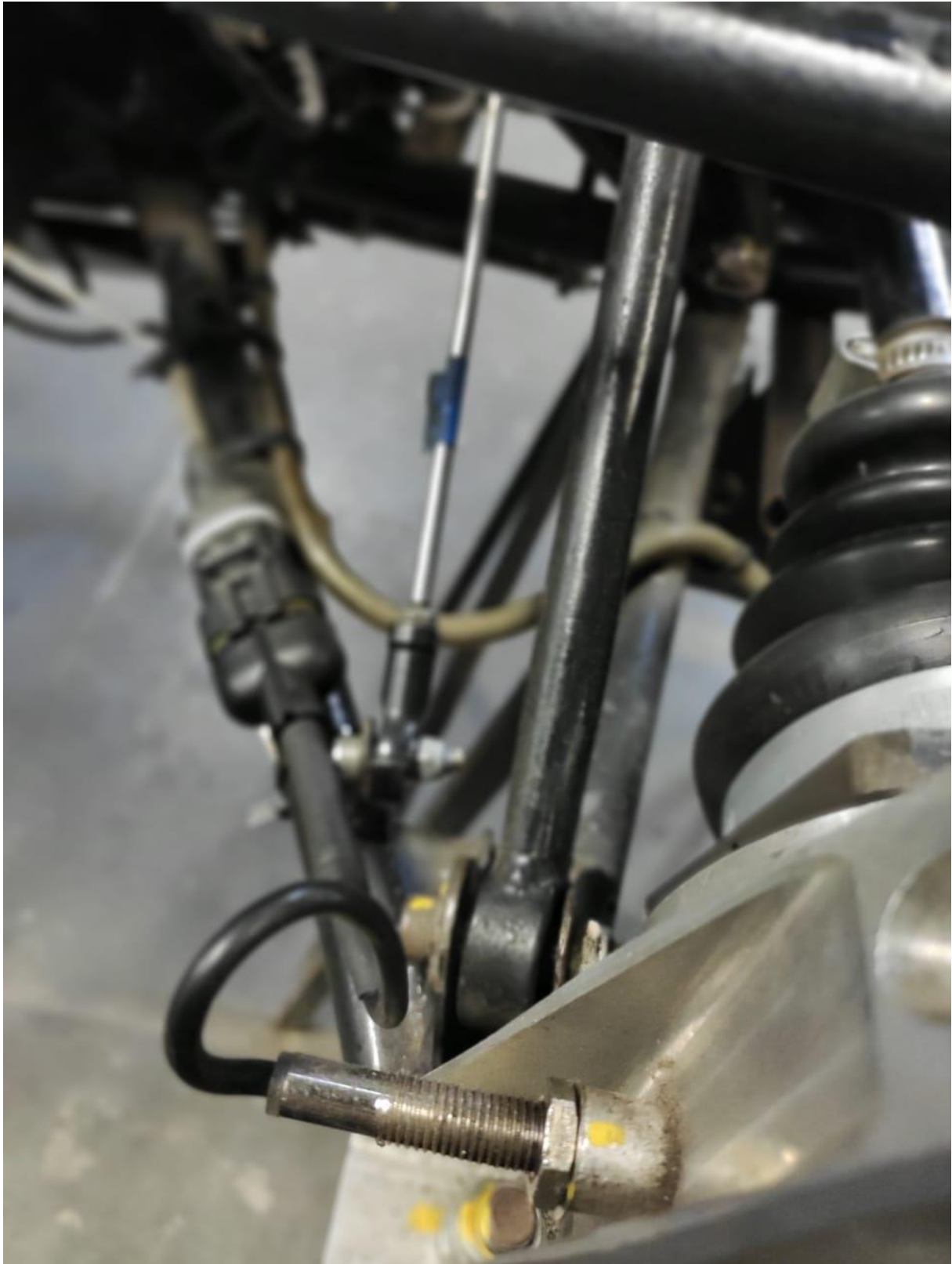
ELECTRICAL CHARACTERISTICS (Ta=25°C)

CHARACTERISTIC	SYMBOL	TEST CONDITION	MIN.	TYP.	MAX.	UNIT
Collector Cut-off Current	I_{C0}	$V_{CE} = 50V, I_E = 0$	-	-	0.1	μA
Emitter Cut-off Current	I_{E0}	$V_{EB} = 25V, I_C = 0$	-	-	0.1	μA
DC Current Gain (Note)	h_{FE}	$V_{CE} = 2V, I_C = 4mA$	200	-	1200	
Collector-Emitter Saturation Voltage	$V_{CE(sat)}$	$I_C = 30mA, I_E = 3mA$	-	0.042	0.3	V
Base-Emitter Voltage	V_{BE}	$V_{CE} = 2V, I_C = 4mA$	-	0.61	-	V
Transition Frequency	f_T	$V_{CE} = 6V, I_C = 4mA$	-	30	-	MHz
Collector Output Capacitance	C_{ob}	$V_{CE} = 10V, I_E = 0, f = 1MHz$	-	4.8	7	pF
Switching Time	Turn-on Time	t_{ON}	-	160	-	nS
	Storage Time	t_{stg}	-	500	-	
	Fall Time	t_f	-	130	-	

Note : h_{FE} Classification A: 200~700 , B: 350~1200

(SENSOR INDUTIVO – DATA SHEET. ACESSO EM:

<https://pdf1.alldatasheet.com/datasheet-pdf/view/69782/KEC/KTC2875.html>)

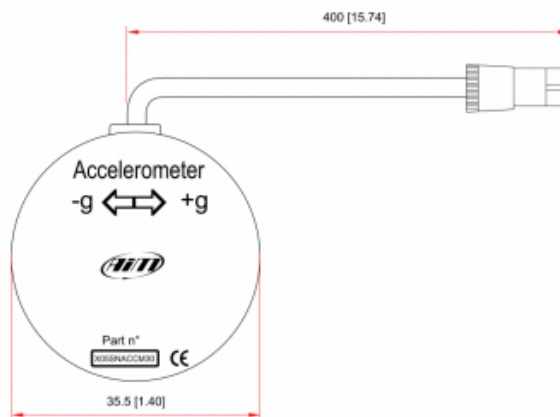


(SENSOR INDUTIVO INSTALADO NO PROTÓTIPO FU19)

3

Dimensions, pinout and technical characteristics

The image here below shows the accelerometer dimensions in mm [inches].




The accelerometer ends with a 4 pins Binder 719 male connector. The image below shows the connector pinout front view. Right of it is connection table.



Binder connector pin	Function
1	Accelerometer
2	GND
3	Supply voltage
4	Not connected

(ACCELEROMETRO UNIAXIAL – DATA SHEET. ACESSADO EM:

https://www.aimtechnologies.com/support/sensors/Datasheet_Accelerometer_101_eng.pdf)

SENSOR DOCUMENTATION	22/09/2005	ANGULAR SPEED	
Notes: Gyroscope technical documentation, dimensions and pinout. – Version 1.01			GYROSCOPE

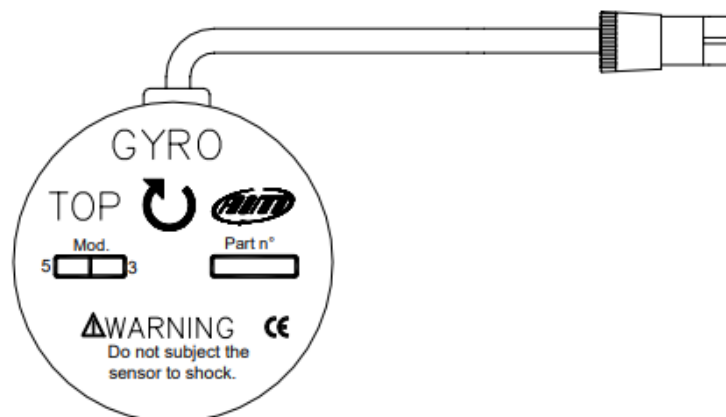


Figure 1: Gyroscope

Introduction

The **Gyroscope** sensor measures the angular rate change about a single axis.

The use of this sensor allows generating accurate track maps for bike applications only. Aim data loggers, such as Drack, EVO 3, MyChron 3 bike, MXL, provide predefined channels for the connection of this sensor.

Installation notes

- The **Gyroscope** sensor is resistant to shock but can become critical to vibrations. For this reason we suggest You to fix it using a strip of neoprene, slightly pressed between the gyroscope and the bikes point of installation.
- Make sure that the sensor is not installed too close to heat sources.
- Do not place the sensor near to sources of interference like ignition coils, alternators and plug leads;
- Ensure that, in static conditions, the top of the sensor is parallel to ground.

(ACCELEROMETRO UNIAXIAL – *DATA SHEET*. ACESSADO EM:

https://www.aimtechnologies.com/support/sensors/Datasheet_Accelerometer_101_eng.pdf).



(ACELERÔMETRO UNIAXIAL E GIROSCÓPIO INSTALADOS NO PROTÍTIPO FU19)

NUP: 23081.000934/2021-27

Prioridade: Normal

Memorando de comunicação entre unidades administrativas

010 - Organização e Funcionamento

COMPONENTE

Ordem	Descrição	Nome do arquivo
8	Trabalho de conclusão de curso (TCC) (125.32)	Trabalho de Conclusão de Curso - Eider Gomes Conti - Versão Corrigida (1).pdf

Assinaturas

14/01/2021 10:34:08

1747335 - MARIO EDUARDO SANTOS MARTINS (PROFESSOR DO MAGISTÉRIO SUPERIOR)

07.35.00.00.0.0 - DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA - DEM



Código Verificador: 488757

Código CRC: d81e5126

Consulte em: <https://portal.ufsm.br/documentos/publico/autenticacao/assinaturas.html>

