

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA

FELIPE OTAVIO RUBINI

ESTUDO DA DINÂMICA DIRECIONAL EM VEÍCULO DE PASSEIO.

Joinville

2022

FELIPE OTAVIO RUBINI

ESTUDO DA DINÂMICA DIRECIONAL EM VEÍCULO DE PASSEIO.

Trabalho Conclusão do Curso de Graduação em Engenharia Automotiva do Centro Tecnológico de Joinville da Universidade Federal de Santa Catarina como requisito para a obtenção do título de bacharel em Engenharia Automotiva.
Orientador: Dr. Antônio Otaviano Dourado

Joinville

2022

FELIPE OTAVIO RUBINI

ESTUDO DA DINÂMICA DIRECIONAL EM VEÍCULO DE PASSEIO.

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Automotiva, na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Joinville (SC), 14 de dezembro de 2022.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Antonio Otaviano Dourado
Orientador/Presidente

Prof. Dr. Andrea Piga Carboni
Membro

Prof. Dr. Marcos Alves Rabelo
Membro

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a meus pais Paulo e Cecília e meus irmãos Ana Paula e Carlos Eduardo, que ao longo destes anos estiveram sempre ao meu lado dando forças e incentivo ao caminho que estava sendo trilhado, tanto acadêmico quanto nos desafios da vida profissional que vim seguindo.

Aos meus amigos universitários e da vida, agradeço as ajudas prestadas, aos incentivos dados, aos que estiveram ao lado trazendo boas energias e tornando essa jornada possível. Estes sabem o quanto este presente momento se torna um importante marco na vida e também um potencial gatilho para um crescimento na carreira.

A minha namorada, Maria Leticia, que esteve ao meu lado nos bons momentos e também nos difíceis, nos altos e baixos, sempre dando o devido incentivo, fazendo com que eu mesmo olhasse em frente com mais vontade e garra de fazer acontecer e derrubar os obstáculos que a vida estava apresentando. Com todo esse incentivo, o crescimento pessoal, acadêmico e profissional se tornou ainda maior em direção ao sucesso.

“A persistência é o caminho do êxito.”

(Charles Chaplin)

RESUMO

O presente trabalho discorre sobre o estudo da dinâmica direcional de um veículo em pequenas e altas velocidades. Em um veículo, as condições de dirigibilidade e estabilidade direcional são essenciais para a segurança do piloto, pois são essas que irão traduzir as formas de reação do veículo para a direção do piloto. As formas construtivas de cada veículo influenciam diretamente no seu comportamento em diferentes condições de esterçamento, as quais traduzem fenômenos de subesterço, sobresterço e esterçamento neutro. O modelo de análise destas características pode ser simplificado para o modelo de bicicleta como primeira forma de estudo, considerando os ângulos de direção das rodas internas e externas iguais em altas velocidades. A influência da posição do centro de gravidade em relação ao eixo dianteiro e traseiro do veículo reflete diretamente nas condições de distribuição de cargas verticais nas rodas, contribuindo para alterações nos ângulos de deriva, as quais farão o piloto corrigir o ângulo de direção a fim de manter a trajetória da curva. A alteração de parâmetros construtivos de um veículo, com suas características de centro de gravidade, geometria de suspensão, regulagem e características de pneus, interferem nessas formas de condução e serão abordados no estudo aqui exposto.

Palavras-chave: Subesterço. Sobresterço. Dinâmica veicular. Ângulo de deriva.

ABSTRACT

The present work discusses the study of the directional dynamics of a vehicle at low and high speeds. In a vehicle, the conditions of drivability and directional stability are essential for the safety of the pilot, as these are what will translate the vehicle's reaction forms to the pilot's direction. The constructive forms of each vehicle directly influence its behavior in different steering conditions, which translate phenomena of understeer, oversteer and neutral steering. The analysis model of these characteristics can be simplified to the bicycle model as a first form of study, considering the steering angles of the inner and outer wheels equal at high speeds. The influence of the position of the center of gravity in relation to the vehicle's front and rear axle directly reflects on the conditions of vertical load distribution on the wheels, contributing to changes in the drift angles, which will make the pilot correct the steering angle in order to maintain the trajectory of the curve. Changing the constructive parameters of a vehicle, with its characteristics of center of gravity, suspension geometry, regulation and tire characteristics, interfere in these ways of driving and will be addressed in the study presented here.

Key words: Understeer. Oversteer. Vehicle dynamics. Drift angle.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Sistema básico de coordenadas fixas em um veículo	15
Figura 2 – Sistema de coordenadas de um veículo no plano de movimento	16
Figura 3 – Representação de cargas longitudinais e verticais	17
Figura 4 – Geometria do esterçamento de um veículo.....	18
Figura 5 – Geometria do esterçamento do modelo de bicicleta.....	19
Figura 6 – Representação do ângulo de deriva.....	20
Figura 7 – Propriedades de forças laterais em pneus	21
Figura 8 – Geometria de subesterço.....	23
Figura 9 – Geometria de sobreesterço.....	24
Figura 10 – Ganho de velocidade de guinada em função da velocidade do veículo.....	25
Figura 11 – Mudança do ângulo de direção com a velocidade do veículo.....	26
Figura 12 – Força lateral em relação ao carregamento na roda.....	27
Figura 13 – Força lateral em relação ao ângulo de inclinação.....	28
Figura 14 – Veículo Chevrolet Celta	29
Figura 15 – Teste LatinCap.....	30
Figura 16 – Comprimento do veículo	31
Figura 17 – Veículo experimento suspenso sobre balanças	33
Figura 18 – Determinação CG do veículo.....	34
Figura 19 – Suspensão McPherson.....	35
Figura 20 – Suspensão do tipo Eixo de Torção.....	36
Figura 21 – Teste de raio constante.....	39
Figura 22 – Variação da rigidez pela pressão de inflação.....	47
Figura 23 – Variação da rigidez pela carga vertical.....	50
Figura 24 – Teste de curva com Chevrolet Celta.....	58
Figura 25 – Altura do CG e força lateral.....	59
Figura 26 – Representação de transferência de carga.....	59

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Ficha técnica do veículo	30
Quadro 2 – Dados dimensionais do veículo	31
Quadro 3 – Dados de massa do veículo.....	34
Quadro 4 – Parâmetros com características originais.....	41
Quadro 5 – Parâmetros com variação de pressão de inflação pneu.....	46
Quadro 6 – Parâmetros com variação no peso do veículo.....	50
Quadro 7 – Parâmetros com variação na dimensão e razão do aro.....	53
Quadro 8 – Parâmetros com otimização.....	55
Quadro 9 – Rigidez equivalente da suspensão.....	60
Quadro 10 – Parâmetros e resultados com transferência de carga.....	61

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – Deslocamento x Força na suspensão dianteira	37
Gráfico 2 – Deslocamento x Força na suspensão traseira.	37
Gráfico 3 – Ângulo x Raio da curva. Original.	42
Gráfico 4 – Aceleração lateral x Raio da curva. Original.	43
Gráfico 5 – Velocidade de guinada x Raio da curva. Original.	43
Gráfico 6 – Ângulo x Velocidade. Original.	44
Gráfico 7 – Aceleração lateral x Velocidade. Original.	45
Gráfico 8 – Velocidade de guinada x Velocidade. Original.	45
Gráfico 9 – Ângulo x Raio da curva. Pressão de pneu.	47
Gráfico 10 – Velocidade de guinada x Raio da curva. Pressão de pneu.	48
Gráfico 11 – Ângulo x Velocidade. Pressão de pneu.	48
Gráfico 12 – Velocidade de guinada x Velocidade. Pressão de pneu.	49
Gráfico 13 – Ângulo x Raio da curva. Peso do veículo.	51
Gráfico 14 – Velocidade de guinada x Raio da curva. Peso do veículo.	51
Gráfico 15 – Ângulo x Velocidade. Peso do veículo.	52
Gráfico 16 – Velocidade de guinada x Velocidade. Peso do veículo.	52
Gráfico 17 – Ângulo x Raio da curva. Dimensão do aro.	54
Gráfico 18 – Velocidade de guinada x Raio da curva. Dimensão do aro.	54
Gráfico 19 – Ângulo x Raio da curva. Otimização.	56
Gráfico 20 – Velocidade de guinada x Raio da curva. Otimização.	56
Gráfico 21 – Ângulo de deriva dianteiro x Velocidade. Otimização.	57
Gráfico 22 – Velocidade de guinada x Velocidade. Otimização.....	57

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

- a_y – Aceleração lateral
- b – Distância do eixo dianteiro
- c – Distância do eixo traseiro
- CG – Centro de gravidade
- C_α – Coeficiente de rigidez direcional do pneu
- FWD – *Front Wheel Drive*
- F_{yr} – Força lateral no eixo traseiro
- F_{yf} – Força lateral no eixo dianteiro
- g – Aceleração da gravidade
- K – Coeficiente de *subesterço*
- L – Distância entre eixos
- M – Massa do veículo
- r – Velocidade de *guinada*
- R – Raio da curva
- RWD – *Rear Wheel Drive*
- V – Velocidade longitudinal
- V_{char} – Velocidade característica de *subesterço*
- V_{crit} – Velocidade crítica de *sobresterço*
- W – Peso
- W_r – Carregamento no eixo traseiro
- W_f – Carregamento no eixo dianteiro
- δ_0 – Ângulo de esterçamento interno
- δ_1 – Ângulo de esterçamento externo
- α – Ângulo de deriva
- α_r – Ângulo de deriva traseiro
- α_f – Ângulo de deriva dianteiro
- β – Ângulo de deriva do centro de gravidade

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	OBJETIVOS	14
1.1.1	Objetivos Específicos	14
2	DINÂMICA VEÍCULAR.....	15
2.1	DIRIGIBILIDADE	17
2.2	MODELO DE BICICLETA	19
2.3	CONDIÇÕES DE ESTERÇAMENTO	21
2.3.1	Subesterço, Sobresterço e Esteçamento Neutro	23
2.3.2	Estabilidade de guinada	25
2.4	FATORES QUE INFLUENCIAM O ÂNGULO DE DERIVA	27
2.5	O VEÍCULO	28
2.5.1	Características construtivas.....	30
3	METODOLOGIA.....	33
3.1	DETERMINAÇÃO DO CENTRO DE GRAVIDADE	33
3.2	MODELO DE SUSPENSÃO	35
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	39
4.1	CARACTERÍSTICAS ORIGINAIS	40
4.2	PRESSÃO DOS PNEUS	46
4.3	CARGA VERTICAL	49
4.3.1	VARIAÇÃO DE PESO	49
4.3.2	DIMENSÃO DO ARO E RAZÃO	53
4.4	PROPOSIÇÃO DE MELHORIA	55
4.5	TRANSFERENCIA DE CARGA	58
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	62
	REFERÊNCIAS	63

1 INTRODUÇÃO

Este trabalho tem como propósito o estudo, avaliação e comparação das diferentes características construtivas que podem ser impostas a veículos de passeio em soluções analíticas, tendo como área de interesse a dinâmica longitudinal e lateral. Diante da área de interesse, vários fatores e informações podem ser extraídas a partir das características construtivas e dinâmicas de tais veículos, porém, o foco aqui apresentado refere-se aos ângulos de deriva, ao qual irá gerar as características de subesterço e sobresterço apresentadas na condução, afetando diretamente o desempenho em determinadas aplicações e condições.

Segundo Klomp (2010) a distribuição de forças longitudinais e laterais obtém forte influência sobre as características de dirigibilidade de um veículo, assim como a interação entre veículo/condutor, condições de tração e estabilidade de guinada, principalmente se atrelados a condições próximas aos limites de aderência dos pneus em situações de esterçamento, aceleração e frenagem (KLOMP, 2010).

Diante destas distribuições de forças existentes, pode-se salientar a importância dos estudos dinâmicos direcionais, uma vez que isso é inerente aos requisitos de desempenho e segurança dos diversos tipos de veículos e suas aplicações, pois condições de sobresterço e subesterço acarretam na perda de tração das rodas com o solo retirando em parte o controle e a estabilidade direcional natural do veículo, exigindo mais do condutor.

Diante da condução em estradas em condições de baixa tração, sendo elas sob chuva, terra, neve, entre outros, o condutor deve estar ciente das quais o veículo pode estar sujeito, alterando assim a dinâmica de estabilidade e a forma de condução do mesmo. Para veículos de tração traseira (RWD – *Rear Wheel Drive*) em uma condição de pista escorregadia, percebe-se uma alteração na sua estabilidade direcional caso seja aplicada uma aceleração durante esterçamento, o veículo terá a tendência de rotacionar e esterçar mais que o desejado, criando uma condição de sobresterço. Em veículo de tração dianteira (FWD – *Front Wheel Drive*), ocorre o oposto, a tendência do veículo será de virar menos que o desejado, ocasionando o subesterço. Estes fatores estão ligados à estabilidade de guinada, condição que analisa as tendências de rotação do veículo sob forças longitudinais e laterais.

No próximo capítulo faz-se necessário uma revisão bibliográfica para introduzir os conhecimentos básicos e criar bases para um maior entendimento do assunto de interesse, para assim por consequente realizar as análises e atingir os objetivos propostos.

1.1 OBJETIVOS

Desenvolver um estudo envolvendo a dinâmica lateral de veículos de passeio e alto desempenho, com foco na geração de momento *guinada*, criando modelos para tal por meio de métodos analíticos já existentes.

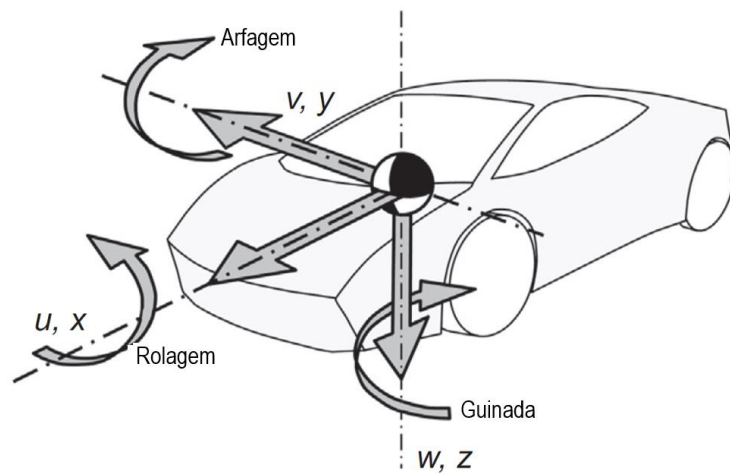
1.1.1 Objetivos Específicos

- Revisar conceitos bibliográficos;
- Analisar os tipos de abordagem e solução analítica para a dinâmica longitudinal e lateral de veículos para a característica do momento de guinada;
- Verificar as características construtivas de um veículo de passeio e como influenciam na dirigibilidade;
- Utilizar modelo de solução analítica por meio de programa matemático para investigar a alteração nas características dinâmicas de um veículo alterando as variáveis construtivas;
- Propor possíveis melhorias ao veículo a fim de melhorar sua dirigibilidade visando maior desempenho.

2 DINÂMICA VEÍCULAR

Para o entendimento e estudo do trabalho proposto, tem-se como base as definições de parâmetros e coordenadas básicas que serão abordadas durante todo o trabalho. O conhecimento sobre os efeitos de forças e importâncias em cada coordenada é essencial para a dinâmica veicular. Como ponto de partida para o estudo, a Figura 1 apresenta as definições dos principais parâmetros, o sistema de coordenadas global e seus principais momentos em torno dos eixos.

Figura 1 – Sistema básico de coordenadas fixas em um veículo.



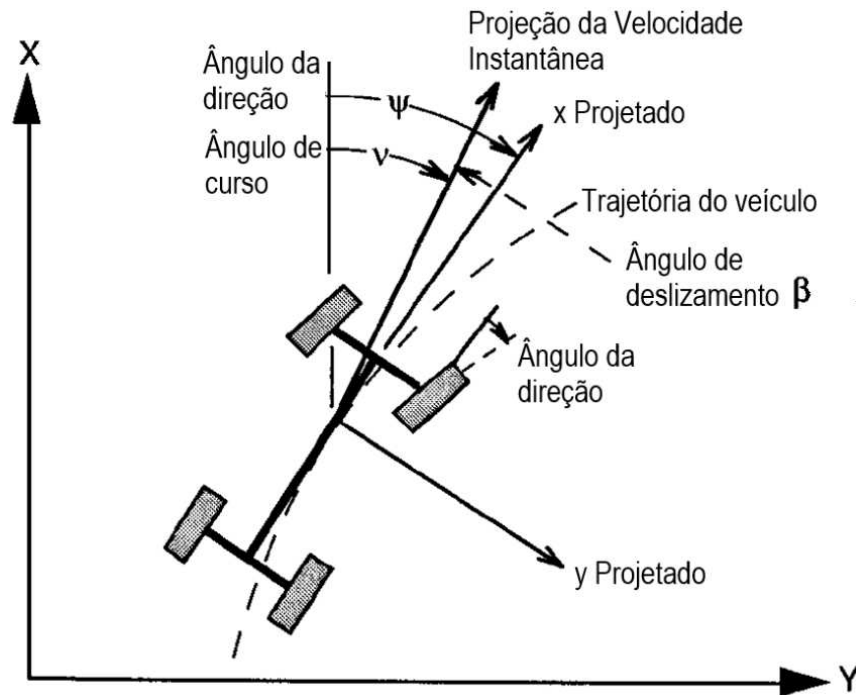
Fonte: Paulwelussen (2015, p.112, tradução nossa)

O eixo X representa o movimento longitudinal do veículo, tendo como base sua velocidade e aceleração, e em torno deste eixo é observado o momento de rolamento. Para o eixo Y , tem-se as forças laterais do movimento do veículo, e o momento gerado é de arfagem. Já ao longo do eixo Z , tem-se a geração de forças ascendentes e descendentes, sendo observado neste eixo o momento e objeto de estudo deste trabalho, o momento de guinada, ou momento de guinada. Os ângulos em torno dos eixos apresentados são definidos em parâmetros dados como: rolamento, arfagem e guinada.

O movimento de um veículo pode ser descrito pela definição de sua trajetória, esta podendo ser visto na Figura 2. Como visto na Figura 1, o movimento longitudinal é dado ao longo do eixo X , porém, em condição de esterçamento este movimento é descrito por uma composição entre o eixo X e Y , sendo as forças laterais responsáveis pelo surgimento de movimento para o segundo eixo. O movimento assim descrito entre o eixo real e o eixo projetado é dado pelo ângulo de direção (ψ), porém, durante o esterçamento o veículo tende a

seguir o ângulo de curso (ν). A diferença entre estes ângulos é o que chamamos por definição de ângulo de deriva (β).

Figura 2 – Sistema de coordenadas de um veículo no plano de movimento.



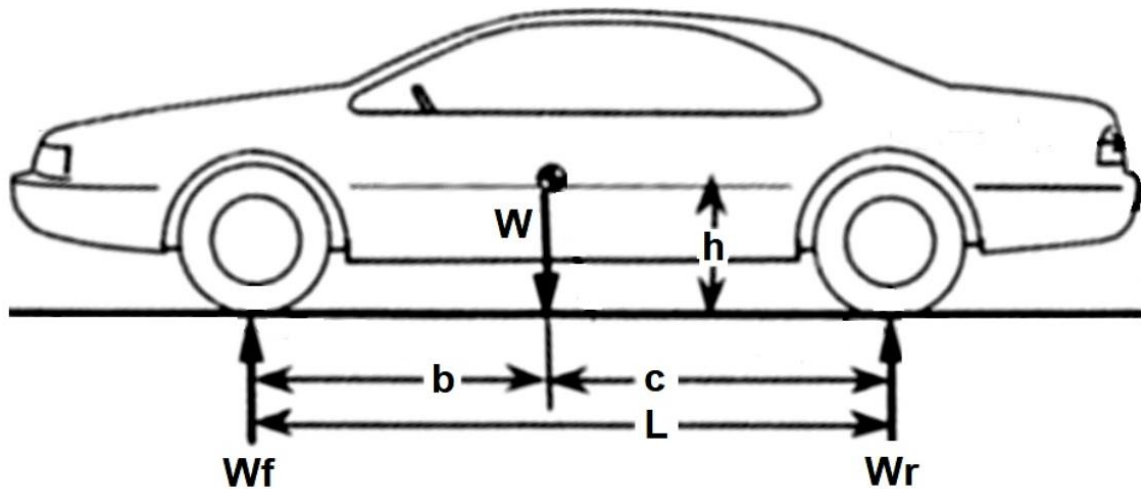
Fonte: Gillespie (1992, p.9, tradução nossa)

Segundo Abe (2015), geralmente quando um veículo está se movimentando em linha reta, a direção de curso coincide com o ângulo da direção, porém, quando há a presença de forças laterais ou ângulo de guinada, estas duas direções podem não ser coincidentes. Quando a direção de curso e o ângulo de direção são diferentes, gerando uma movimentação do veículo fora da trajetória proposta, chamamos este de ângulo de deriva.

Para a determinação da forma de movimento e comportamento do veículo, é de muita importância o estudo e análise do sistema de coordenadas fixas e das coordenadas no plano de movimento (GILLESPIE, 1992).

Tendo em vista a movimentação longitudinal e lateral do veículo, faz-se importante também salientar as forças verticais atuantes, tanto estáticas quanto dinâmicas. A figura 3 representa as cargas longitudinais e verticais que atuam em um veículo em condição de aclave, exercendo maior detalhamento no estudo.

Figura 3 – Representação de cargas longitudinais e verticais.



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992, p.11)

As cargas verticais são descritas e aplicadas ao eixo traseiro (W_r) e dianteiro (W_f) do veículo. Sendo descritas na Figura 3, a força da gravidade aplicada diretamente no centro de gravidade do veículo é dada por g , o peso do veículo é descrito por W , a distância entre eixos é representada por L , sendo importante observar a posição do CG (centro de gravidade) em relação aos eixos traseiro e dianteiro, tais distâncias sendo representadas por b , distância do eixo dianteiro, e c , distância do eixo traseiro. O cálculo das cargas verticais que são aplicadas aos eixos pode ser feito de acordo com as Equações (1) e (2).

$$W_r = W \frac{b}{L} \quad (1)$$

$$W_f = m \cdot g - W_r \quad (2)$$

2.1 DIRIGIBILIDADE

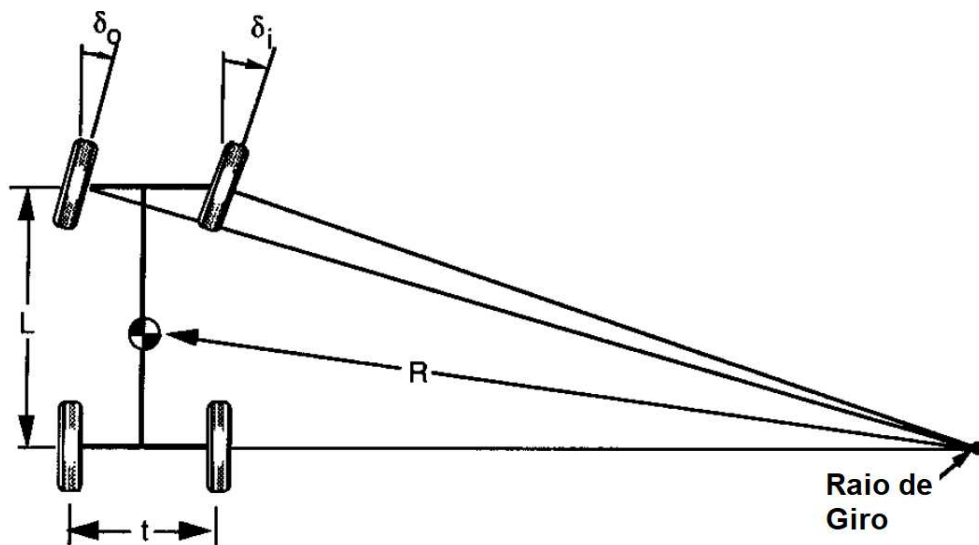
De acordo com Pauwelussen (2015), dirigibilidade e estabilidade direcional são as duas propriedades do veículo com a maior importância na dinâmica veicular, pois o veículo deve ser seguro, isto é, a medida com que o piloto impõe ao veículo condições de esterçamento mais severas, este deve se comportar de maneira a não desviar de forma instável da trajetória.

A dirigibilidade é um termo comumente usado para descrever a resposta do veículo a um comando do piloto na direção (GILLESPIE, 1992). Segundo Nicolazzi, Rosa e Leal (2012) a “estabilidade de um veículo é entendida como sendo a propriedade de retornar ao estado

primitivo de marcha após cessada uma perturbação transitória”, ou seja, para o caso estudado refere-se à tendência de a trajetória do veículo divergir da trajetória imposta pelo ângulo de direção.

Para a primeira análise da dirigibilidade e desempenho em esterçamento, deve-se analisar os fenômenos que ocorrem quando se há uma condição de curva em baixa velocidade, onde há a presença de forças laterais ou outros fatores que façam o veículo divergir da trajetória imposta pelo piloto com grandezas desprezáveis.

Figura 4 – Geometria do esterçamento de um veículo.



Fonte: Gillespie (1992, p.197, tradução nossa)

A Figura 4 representa a condição de esterçamento e curva em baixa velocidade, onde t é a bitola do veículo, R o raio da curva, δ_0 o ângulo de esterçamento da roda exterior à curva e δ_i da roda interior à curva. Onde os ângulos de esterçamento podem ser calculados pelas Equações (3) e (4).

$$\delta_0 = \frac{L}{\left(R + \frac{t}{2}\right)} \quad (3)$$

$$\delta_i = \frac{L}{\left(R - \frac{t}{2}\right)} \quad (4)$$

Existe a diferença entre o ângulo de esterçamento da roda interna para a externa pois como visto na Figura 4, o prolongamento das linhas perpendiculares às rodas, do centro de gravidade, e do prolongamento do eixo traseiro do veículo devem se encontrar e passar pelo mesmo ponto,

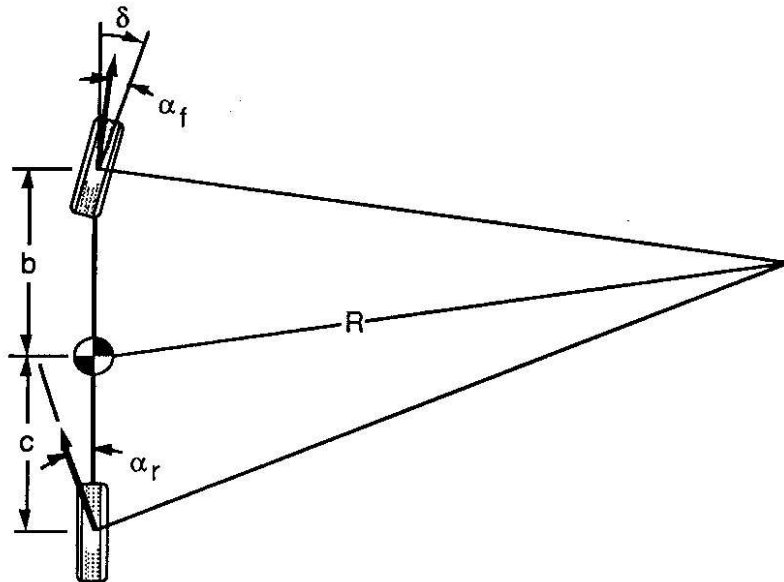
criando assim um esterçamento ideal e suave, sem que exista o deslizamento de nenhuma roda. A média entre esses ângulos é nomeada como ângulo de *Ackermann*. A condição de *Ackermann* é estabelecida quando o ângulo de deriva dos pneus é zero e a velocidade é baixa.

2.2 MODELO DE BICICLETA

Nas análises de dinâmica veicular, bem como para os estudos propostos neste trabalho, são utilizadas as formulações baseadas em um modelo chamado “modelo de bicicleta”. Para tal modelo, tem-se que os ângulos de esterçamento das rodas externas e internas podem ser considerados iguais, tal simplificação sendo válida para altas velocidades, uma vez que os ângulos de esterçamento são pequenos (GILLESPIE, 2012). Assim sendo, o modelo apresentado na Figura 4, sendo descrito nas Equações (3) e (4), pode ser simplificado, gerando assim a Equação (5). Com as simplificações adotadas, o modelo de estudo segue baseado no “modelo de bicicleta”, apresentado na Figura 5.

$$\delta = \frac{L}{R} \quad (5)$$

Figura 5 – Geometria do esterçamento do modelo de bicicleta



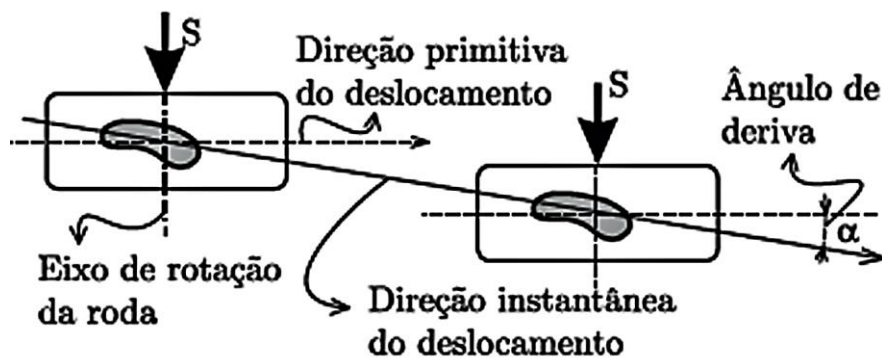
Fonte: Gillespie (1992, p.201)

Durante uma manobra de esterçamento, o veículo fica sob ação de forças laterais, as quais geram uma deformação na superfície de contato entre o pneu e a pista. A deformação

gerada é representada pelo ângulo de deriva, sendo apresentada no modelo da Figura 5 na porção dianteira e traseira do veículo pelos coeficientes α_r e α_f , ângulo de deriva traseiro e dianteiro respectivamente.

“O ângulo formado pelo plano médio do pneu e a direção de deslocamento do pneu seguida após a aplicação da força S , é denominado ângulo de deriva, sendo grafado pela letra grega α ” (NICOLAZZI; ROSA; LEAL, 2012). Esta definição pode ser vista na Figura 6, sendo S uma força lateral qualquer e α o ângulo de deriva gerado em qualquer eixo.

Figura 6 – Representação do ângulo de deriva.



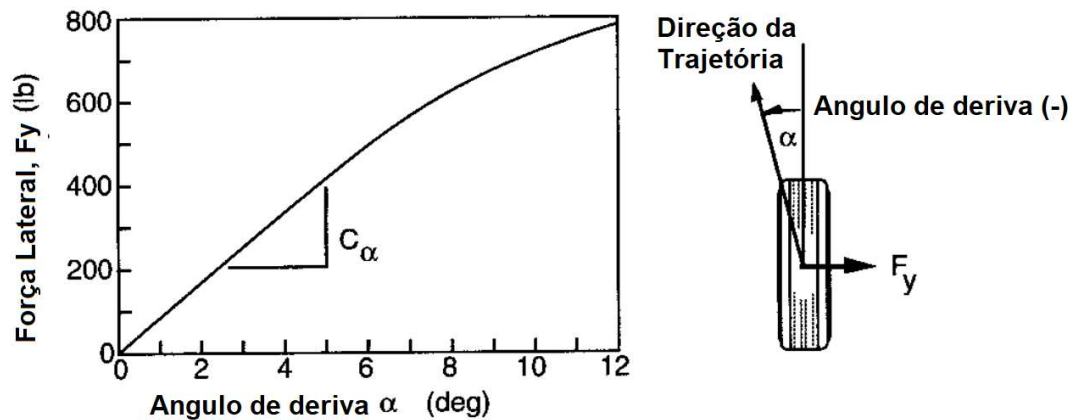
Fonte: Nicolazzi, Rosa e Leal (2012, p.22)

Com a ação destas forças laterais e a geração de um ângulo de deriva, pode-se criar uma relação entre estes fatores, chamada de constante de rigidez a curvas C_α . Segundo Gillespie (1992), as forças laterais que atuam em cada pneu possuem, em parte, uma relação linear com o ângulo de deriva gerado, dando assim origem ao coeficiente de rigidez a curvas. Assim sendo, considera-se como forma de simplificação para o estudo o emprego do modelo linear de pneu.

A Equação (6) determina para a porção linear da curva apresentada na figura 7, por meio do conhecimento do coeficiente de rigidez lateral dos pneus e do ângulo de deriva, as forças laterais presentes nos pneus.

$$F_y = C_\alpha \cdot \alpha \quad (6)$$

Figura 7 – Propriedades de forças laterais em pneus.



Fonte: Gillespie (1992, p.198, tradução nossa)

2.3 CONDIÇÕES DE ESTERÇAMENTO

Segundo Gillespie (1992), em altas velocidades o raio da curva é muito superior à bitola do veículo, com isto pequenos ângulos de esterçamento podem ser considerados, o que torna a diferença entre o ângulo da roda interna e da roda externa praticamente igual, podendo assim assumir o modelo de equacionamentos de bicicleta para o caso.

Assim sendo, a análise de forças atuante sobre o modelo pode ser descrita basicamente como uma adaptação da segunda lei de Newton, apresentada na Equação (7), a qual irá mostrar que as forças atuantes sobre as rodas do veículo são iguais a uma força centrípeta atuante. Nesta equação, tem-se que M é a massa do veículo, V é sua velocidade, F_{yf} a força lateral na roda dianteira e F_{yr} a força lateral na roda traseira

$$\sum F = F_{yf} + F_{yr} = MV^2/R \quad (7)$$

Assim sendo, e desenvolvendo a Equação (7), pode-se chegar a Equação (8) e (9) para o eixo traseiro e para o eixo dianteiro.

$$F_{yr} = W_r(V^2/R)/g \quad (8)$$

$$F_{yf} = W_f(V^2/R)/g \quad (9)$$

Portanto, como base para o estudo e sendo válido apenas para a região linear da curva, conseguimos encontrar o ângulo de deriva das rodas dianteiras e traseiras substituindo as Equações (8) e (9) na Equação geral (6).

$$\alpha_r = W_r V^2 / (C_{ar} g R) \quad (10)$$

$$\alpha_f = W_f V^2 / (C_{af} g R) \quad (11)$$

Levando em consideração a geometria do modelo de bicicleta citado na seção 2.2 para o caso estudado e substituindo, pode-se considerar segundo Gillespie (1992), que o estudo do ângulo da direção será descrito pela Equação (12).

$$\delta = 57.3 L/R + \alpha_f - \alpha_r \quad (12)$$

Substituindo as Equações (10) e (11) em (12), tem-se então:

$$\delta = \frac{180 L}{\pi R} + \frac{W_f V^2}{C_{af} g R} - \frac{W_r V^2}{C_{ar} g R} \quad (13)$$

O termo coeficiente de subesterço, representado pela letra K é dado pela equação apresentada por Starr (2006), definindo o termo de acordo com a equação 18.

$$K = \frac{W_f}{C_f} + \frac{W_r}{C_r} \quad (14)$$

Portanto, em termos de K e a_y , a equação que determina o ângulo de direção pode ser reescrita na forma apresentada na Equação (15).

$$\delta = \frac{180}{\pi} L/R + K a_y \quad (15)$$

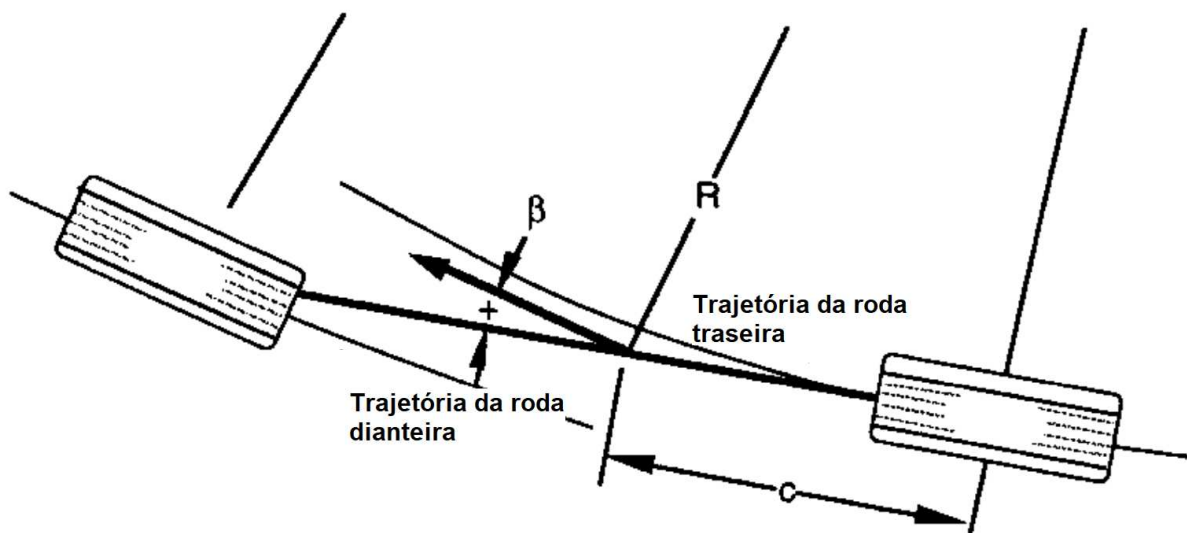
2.3.1 Subesterço, Sobreesterço e Esteçamento Neutro

A geração da condição de subesterço durante a movimentação do veículo em uma curva se dá quando o ângulo de deriva das rodas dianteiras se torna maior do que o ângulo de deriva das rodas traseiras, o que pode ser observado na Figura 8 por meio das direções de curso traçadas por ambas as rodas. A Equação 15 demonstra por meio numérico tal fenômeno.

Segundo Gillespie (1992), para a condição de substerço e em uma curva de raio constante, o ângulo da direção deve aumentar na proporção da velocidade de movimento quando também aumenta.

$$W_f / C_{\alpha_f} > W_r / C_{\alpha_r} \rightarrow K > 0 \rightarrow \alpha_f > \alpha_r \quad (16)$$

Figura 8 – Geometria de subesterço.



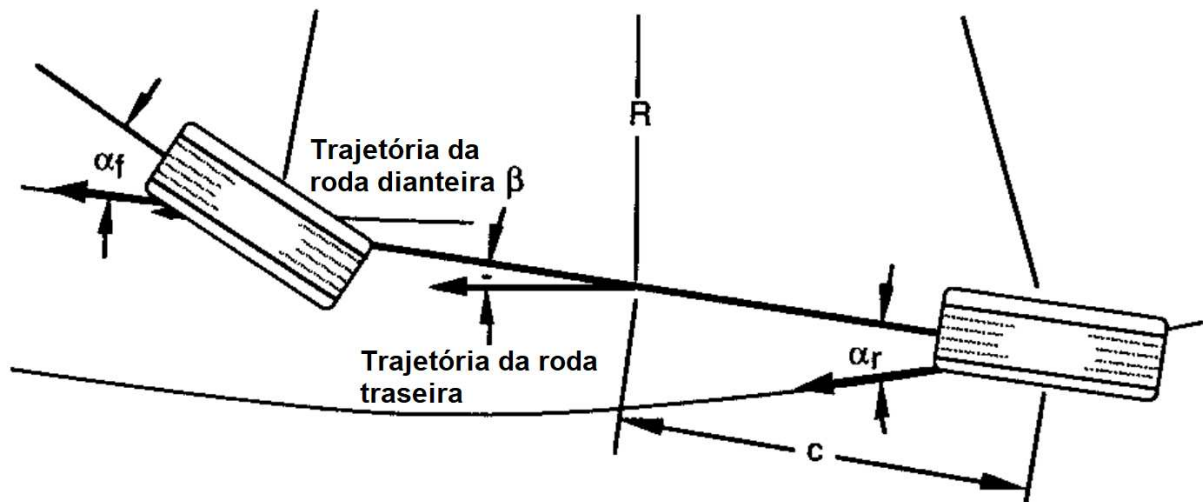
Fonte: Gillespie (1992, p.207, tradução nossa)

Para o caso da geração da condição de sobreesterço, observa-se o contrário, ou seja, durante a movimentação do veículo em uma curva o ângulo de deriva das rodas traseiras se torna maior do que o ângulo de deriva das rodas dianteiras, fazendo com que o veículo esterce mais do que o desejado pelo piloto, este fenômeno é observado na Figura 9, onde o caminho traçado pela roda traseira é diferente ao da roda dianteira.

Em uma curva de raio constante, o ângulo da direção deve ser diminuído conforme a velocidade de movimento do veículo aumenta (GILLESPIE, 1992).

$$W_f / C_{\alpha_f} < W_r / C_{\alpha_r} \rightarrow K < 0 \rightarrow \alpha_f < \alpha_r \quad (17)$$

Figura 9 – Geometria de sobresterço.



Fonte: Gillespie (1992, p.207, tradução nossa)

Naturalmente, a condição de maior estabilidade para o piloto e controle do veículo não pode ser considerada em nenhum dos casos anteriormente abordados, substerço e sobresterço, pois em ambos a trajetória do veículo é diferente da trajetória imposta pelo ângulo de direção pelo piloto.

Para a melhor e mais segura dirigibilidade, tem-se segundo Milliken e Milliken (1995) a configuração do veículo sob esterçamento neutro, onde a aceleração lateral imposta no veículo gera um ângulo de deriva igual para as rodas dianteiras e traseiras, fazendo com que a trajetória do veículo siga um caminho paralelo ao do ângulo da direção e pela geometria de *Ackermann* do projeto.

Em uma curva de raio constante, não há a necessidade de alterar o ângulo da direção com a variação da velocidade de deslocamento do veículo, assim sendo, o esterçamento neutro corresponde a um balanço ideal de forças impostas ao veículo, onde as forças laterais aplicadas em ambos os eixos são iguais levando em consideração as diferentes cargas verticais com sua distância em relação ao centro de gravidade (GILLESPIE, 1992).

Tal fenômeno de esterçamento neutro é visto em termos analíticos por meio da Equação (17) exposta, onde o coeficiente de substerço é nulo e os coeficientes de forças e ângulos dos dois eixos são iguais.

$$W_f / C_{\alpha_f} = W_r / C_{\alpha_r} \rightarrow K = 0 \rightarrow \alpha_f = \alpha_r \quad (18)$$

2.3.2 Estabilidade de guinada

O fenômeno de guinada se refere a rotação do veículo em torno do eixo Z , portanto, a resultante do somatório dos momentos em torno deste é denominado momento de guinada gerado por uma força proporcional a velocidade. Essa rotação em torno do eixo Z pelo CG irá gerar a condição estudada nas seções anteriores, de subesterço, sobresterço ou esterçamento neutro. Pela Equação (19), quanto maior o momento de guinada, maior será a mudança de direção do veículo dadas suas características de esterçamento e condições de movimentação.

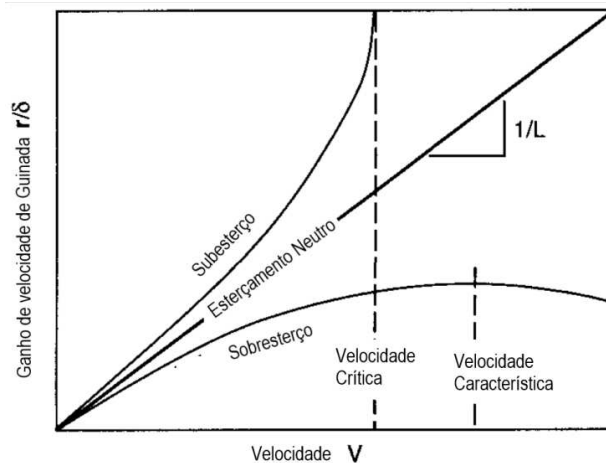
$$N = (bC_{\alpha f} - cC_{\alpha r})\beta + \frac{1}{V}(b^2C_{\alpha f} + c^2C_{\alpha r})r - bC_{\alpha f}\delta \quad (19)$$

O termo N determina o momento de guinada, onde r é a velocidade de guinada, dada na Equação (19) por:

$$r = \frac{180}{\pi} (V/R) \quad (20)$$

Tem-se assim, que a velocidade de guinada é a taxa de rotação do ângulo de direção (graus/seg), seguindo características distintas para cada condição de esterçamento, segundo a Figura 10. Condições de subesterço, sobresterço e esterçamento neutro transmitem diferentes ganhos de velocidade de guinada pois agem de formas distintas como abordadas nas seções anteriores de acordo com os ângulos de deriva das rotas.

Figura 10 – Ganho de velocidade de guinada em função da velocidade do veículo.



Fonte: Gillespie (1992, p.206, tradução nossa)

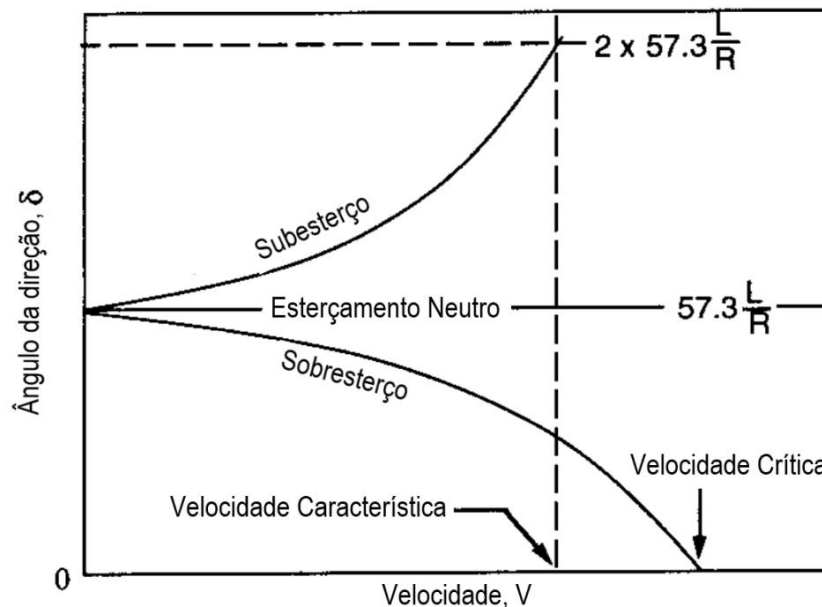
De acordo com a Figura 10, tem-se uma velocidade máxima para a condição de subesterçamento, onde a partir deste ponto o veículo não é capaz de realizar mudança de direção a partir das alterações no ângulo de direção. Segundo Gillespie (1992), a velocidade característica pode ser considerada como a velocidade onde o ângulo de direção para efetuar qualquer curva deve ser o dobro do ângulo de *Ackermann* do veículo. Tal velocidade pode ser calculada por meio da Equação (20).

$$V_{char} = \sqrt{\frac{180}{\pi} L g/K} \quad (21)$$

$$V_{crit} = \sqrt{-\frac{180}{\pi} L g/K} \quad (22)$$

Estas velocidades são observadas de acordo com o ângulo de direção do veículo δ na Figura 11.

Figura 11 – Mudança do ângulo de direção com a velocidade do veículo.

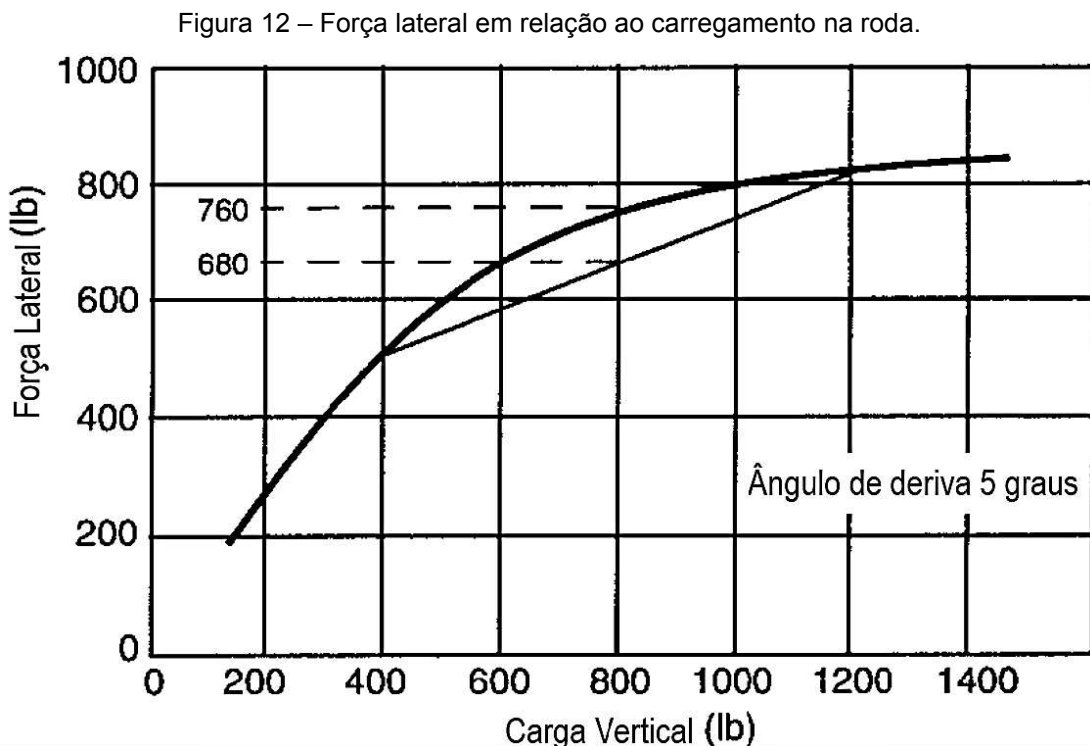


Fonte: Gillespie (1992, p.204, tradução nossa)

2.4 FATORES QUE INFLUENCIAM O ÂNGULO DE DERIVA

Anteriormente foram calculados os ângulos de deriva de forma simplificada, observando apenas as cargas laterais provenientes da ação de forças e acelerações centrípetas em relação ao peso do veículo distribuído em cada eixo de forma simples. Porém, para os cálculos dos ângulos de deriva aplicados na realidade, há diversos fatores que influenciam para o aumento ou diminuição destes.

Em uma condição de esterçamento, a rigidez das molas, bem como o balanço de forças atuantes em um centro de gravidade que não está na altura do solo, faz com que exista uma transferência de carga das rodas internas a curva para as rodas externas, gerando assim uma diferença de carregamento e conseqüente diferença nas forças laterais atuantes em cada pneu. Um exemplo desta ação da mudança de carregamento em uma roda pode ser observado na Figura 12, a qual mostra a mudança na força lateral que é exercida pelo pneu de acordo com o aumento do seu carregamento.

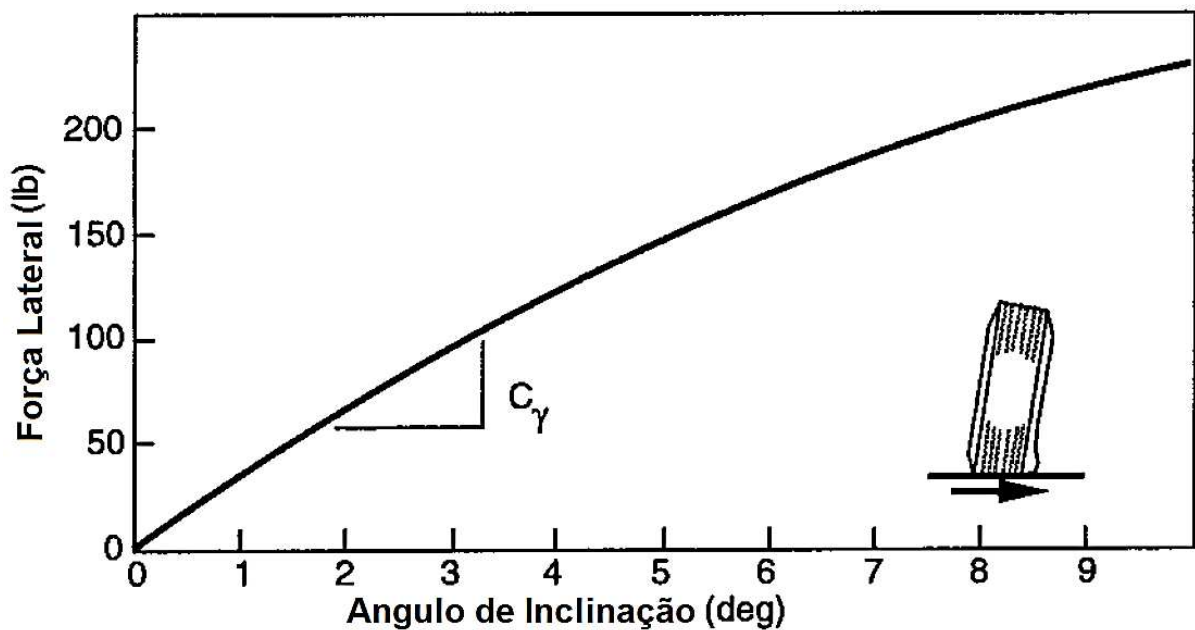


Fonte: Gillespie (1992, p.210, tradução nossa)

Outro fator construtivo do veículo que interfere diretamente nos ângulos de deriva de cada roda é o ângulo de inclinação de cada roda. Segundo Gillespie (1992), o ângulo de

inclinação das rodas produz muito menos forças laterais que o ângulo de deriva. Porém, este ângulo pode ser utilizado de forma a neutralizar as forças laterais causadas naturalmente pela ação centrípeta se ajustada a gerar uma força contrária, ou seja, a ação do ângulo de inclinação das rodas pode aumentar a área de contato pneu-solo após uma deformação gerada pelo esterçamento. A força contrária gerada por este fator pode ser observada na Figura 13.

Figura 13 – Força lateral em relação ao ângulo de inclinação.



Fonte: Gillespie (1992, p.217, tradução nossa)

Vários outros fatores construtivos do veículo podem influenciar positivamente ou negativamente o ângulo de deriva de cada roda, sendo assim, é de muita importância avaliar e estimar estas influencias para que o projeto de um veículo possa ser executado a gerar um produto com maior segurança e confiabilidade em suas diversas formas e condições de esterçamento.

2.5 O VEÍCULO

O veículo escolhido, Chevrolet Celta 2010, foi baseado na popularidade do mesmo, uma vez a sua premissa de projeto inicial era a da produção de um veículo de passeio urbano para cinco passageiros tendo o foco o menor custo possível, tornando-o assim um veículo popular. As vendas deste veículo apenas para o ano de 2010 foram de aproximadamente 155 mil unidades, garantindo assim o sucesso de seu projeto.

O projeto em si considerou a competitividade do mercado automotivo presente no momento, buscando por soluções que conseguissem manter o baixo custo, tornando o produto atrativo ao cliente final, porém sem deixar de atender exigências de segurança e qualidade, também sendo observado em fase preliminar de projetos o custo relacionado a manutenção pós venda.

Figura 14 – Veículo Chevrolet Celta.



Fonte: Autoo - JCC Editorial (2013)

Em 2011, o instituto Latin-NCAP testou o Celta para ver como ele protege os passageiros e condutores de carros vendidos em países latino-americanos. O Celta recebeu 1 estrela de 5 para Proteção ao Adulto e 2 estrelas de 5 para Proteção à Criança. Naquela época, os airbags não eram obrigatórios de fábrica nem oferecidos como opcionais do veículo – apenas a linha de modelos 2013/2014 os possuía.

Figura 15 – Teste LatinCap



Fonte: Latin NCAP (2011)

2.5.1 Características construtivas

O projeto do veículo Chevrolet Celta visa eliminar custos e tornar o veículo o mais barato possível para o consumidor final, ficando evidente que várias de suas características construtivas seguiram o caminho da simplicidade, parte disso refletindo em suas notas de testes de segurança vistos anteriormente.

Quadro 1 – Ficha técnica do veículo

Motorização	1.0	
Combustível	Álcool	Gasolina
Potência (cv)	78	77
Torque (kgf.m)	9,7	9,5
Velocidade Máxima (km/h)	161	N/D
Tração	Dianteira	
Suspensão dianteira	Tipo McPherson	
Suspensão traseira	Tipo eixo de torção.	

Fonte: O Autor (2022)

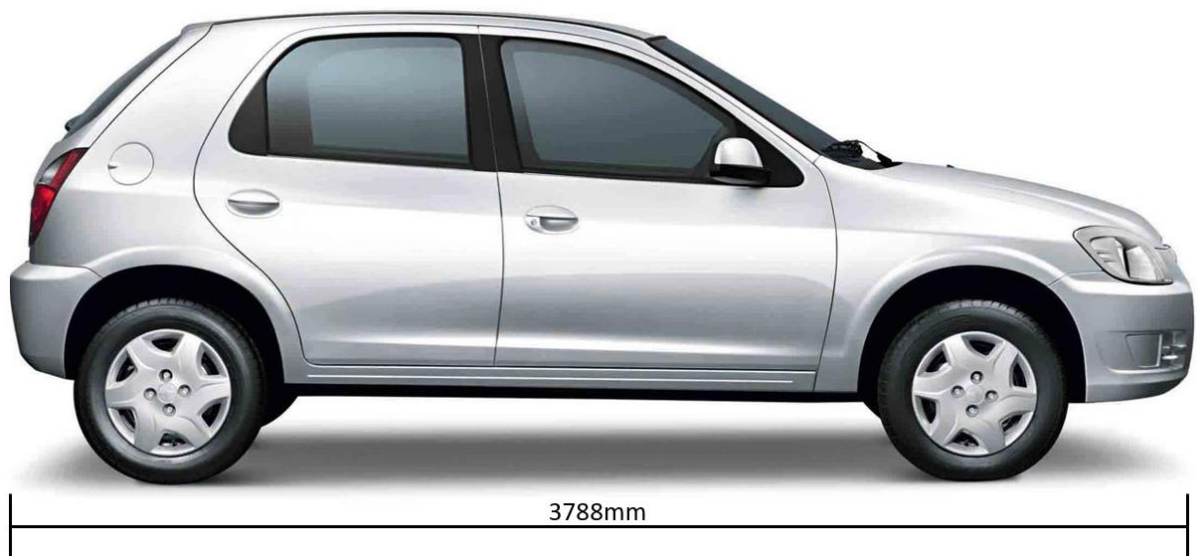
O veículo segue com pequenas dimensões, visando seu público alvo e sendo caracterizado como hatch compacto, ideal para circuitos urbanos. No quadro 2 podemos observar a ficha técnica dimensional do Chevrolet Celta.

Quadro 2 – Dados dimensionais do veículo

Altura (mm)	1.408
Largura (mm)	1.626
Comprimento (mm)	3.788
Peso (Kg)	890
Tanque (L)	54
Entre-eixos (mm)	2.443
Porta-Malas (L)	260

Fonte: O Autor (2022)

Figura 16 – Comprimento do veículo



Fonte: O Autor (2022)

O ângulo de deriva dianteiro pode ser reduzido endurecendo as molas dianteiras, ou com o emprego de barras estabilizadoras. Isso ajuda a curvatura e a geometria do carro a permanecerem mais estáveis. Porém há um certo limitante neste aumento de rigidez ao amortecimento dianteiro, pois aumenta a velocidade de transferência de carga no eixo dianteiro, gerando assim o subesterço.

Veículos com maior carga no eixo dianteiro tendenciam a ter um maior momento de inércia, o que leva ao fenômeno de sobresterço. Da mesma forma, carros com longa distância entre eixos tendem a ter esse comportamento devido ao aumento da inércia ao longo do eixo Z.

Por definição, diferenciais bloqueados produzem sobresterço porque o pneu interno continua girando a mesma velocidade do pneu externo, gerando uma força maior que a necessária para o esterçamento. Caso o veículo em questão tenha tração traseira, apenas acelerar além da velocidade máxima dos pneus, resultando a perda de tração, pode transformar o subesterço em sobresterço,

A diminuição da pressão do pneu dianteiro faz com que seja diminuído o coeficiente de rigidez dos pneus, portanto, aumentando o subesterço. Este fenômeno será testado posteriormente nos resultados quando aplicadas as variações de características diretas dos pneus.

O ajuste de alturas em carros pode ser benéfico as características dinâmicas, uma vez que podem elevar ou abaixar o centro de massa do veículo.

Um carro de corridas ou até carros esportivos com curso limitado de suspensão (mola amorcedor) pode refletir em seu amortecimento em casos extremos o chamado “fim de curso de suspensão”, onde a forma construtiva não prevê curso de absorção de carga além do já introduzido ao sistema, fazendo com que ele se comporte com um sistema 100% rígido, aumentando de forma extrema a transferência de carga entre os lados internos e externos do veículo em condições de esterçamento.

3 METODOLOGIA

3.1 DETERMINAÇÃO DO CENTRO DE GRAVIDADE

De acordo com ensaios em laboratório realizados por Dias, Hoepers e Rubini (2018), a fim da obtenção de algumas características do veículo, foi necessária a presença de um veículo Chevrolet Celta e a utilização de um elevador automotivo e balanças de plataforma Sonaki SK-600, a qual se desconhece a incerteza e erro de medição associados. Deu-se início ao procedimento de testes com a elevação gradual do veículo que estava sob as balanças, tendo como resultantes as alturas da roda em relação a um ponto de referência escolhido (para lamas), bem como o peso referido de cada roda em cada instante da elevação. O procedimento foi repetido e os valores resultantes foram anotados até que o valor resultante do peso marcado nas balanças fosse nulo em todas as quatro rodas, e que as mesmas estivessem totalmente descoladas da superfície das balanças. Tal procedimento não resultou em valores iguais aos quatro pontos de contato com o solo, sendo um fator que garante em que o veículo não possuía os mesmos coeficientes de rigidez e amortecimento do sistema de suspensão proveniente das quatro rodas.

Figura 17 – Veículo experimento suspenso sobre balanças.



Fonte: Dias, Hoepers, Rubini (2018).

Quadro 3 – Dados de massa do veículo.

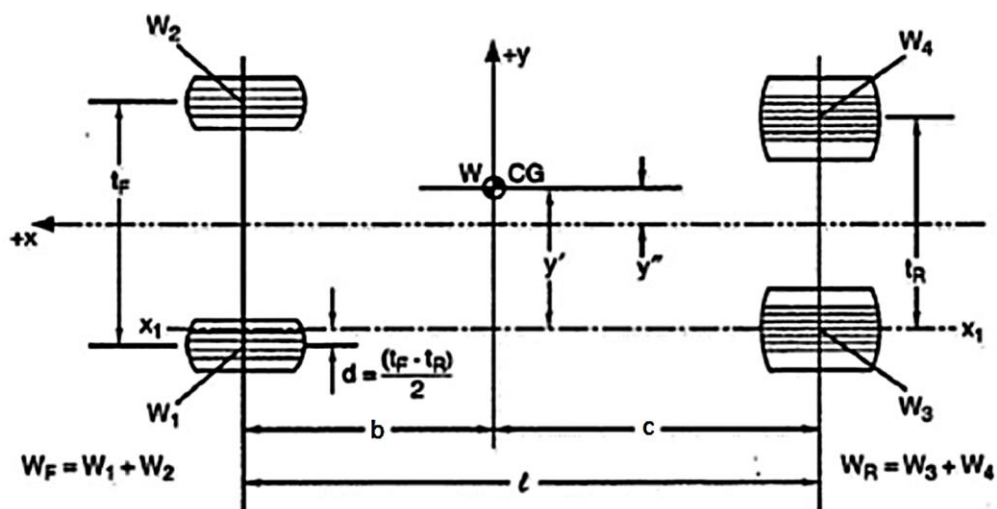
	Esquerda	Direita	Total
Dianteira	257,40 kg	275,40 kg	532,8 kg
Traseira	166,40 kg	172,20 kg	338,6 kg
Total	423,80 kg	447,60 kg	871,4 kg

Fonte: Dias, Hoepers, Rubini (2018).

Avaliando os resultados obtidos, pode-se concluir que 39% da massa do veículo está imposta ao eixo traseiro e conseqüentemente 61% da massa está ao eixo dianteiro, isso é reflexo nítido quando observado na prática, os maiores pesos relacionados ao veículo são ligados ao sistema motriz.

Para a determinação da posição do CG do veículo no plano x-y, deve-se observar a figura 20 e realizar o somatório de momentos em relação aos eixos determinados.

Figura 18 – Determinação CG do veículo.



Fonte: Gillespie (1992)

Observando a figura 20, e obtendo os momentos de forças relacionados aos eixos dianteiros e traseiros, tem-se que as distancias são obtidas da seguinte forma:

$$\text{Eixo traseiro ao CG: } c = \frac{W_f \cdot l}{W}$$

$$\text{Eixo dianteiro ao CG: } b = l - \frac{W_f \cdot l}{W}$$

Substituindo os valores do experimento, pode-se obter os seguintes resultados para as distancias de $c = 1,4937m$ e $b = 0,9493m$.

Por meio do somatório dos momentos em torno do eixo x que corta o veículo, pode-se obter os seguintes equacionamentos:

$$\text{Distancia CG - bitola traseira: } y' = \frac{W_2}{W} (T_f - d) - \frac{W_1}{W} \cdot d + \frac{W_4}{W} \cdot T_R$$

$$\text{Distancia CG - eixo central do veículo: } y'' = \frac{W_2}{W} (T_f - d) - \frac{W_1}{W} \cdot d + \frac{W_4}{W} \cdot T_R - \frac{T_R}{2}$$

$$\text{Diferença bitola traseira - dianteira } d = \frac{T_f - T_R}{2}$$

Substituindo os valores, são encontrados os resultados de $y' = 0,7122m$ e de $y'' = 0,0182m$.

3.2 MODELO DE SUSPENSÃO

Seu modelo de suspensão dianteira é do tipo McPherson. tem resultantes da facilidade de fabricação e montagem os baixos custos de produção, a um nível semelhante às suspensões de eixo rígido. A estrutura consiste em um membro inferior pivotante combinado com amortecedores e molas, concêntricos no caso do veículo Celta, rigidamente conectadas na extremidade inferior à roda. Conforme mostrado na Figura 16, a outra extremidade da estrutura é presa ao chassi e normalmente é usada para suportar cargas de curvas, aceleração e frenagem.

As suspensões do tipo Macpherson se aplicadas ao eixo traseiro do veículo, fornecem desempenho de dirigibilidade inferiores se comparadas a outros tipos, podendo transmitir ao compartimento do passageiro altas cargas de vibração, tornando-a assim não desejável dos pontos de vista de segurança e qualidade do veículo.

Figura 19 – Suspensão McPherson



Fonte: Rodrigues (2019)

A suspensão traseira do sistema de eixo de torção consiste em uma “barra transversal” de aço acoplados aos cubos das rodas. O sistema de amortecimento é inserido a esta barra transversal com molas e amortecedores, estes limitando o curso do sistema. Como resultado de um sistema que liga os dois lados do veículo, parte do impacto de uma roda passa para a outra, tornando-as parte de um sistema dependente.

Figura 20 – Suspensão do tipo Eixo de Torção.



Fonte: Quatro Rodas (2016)

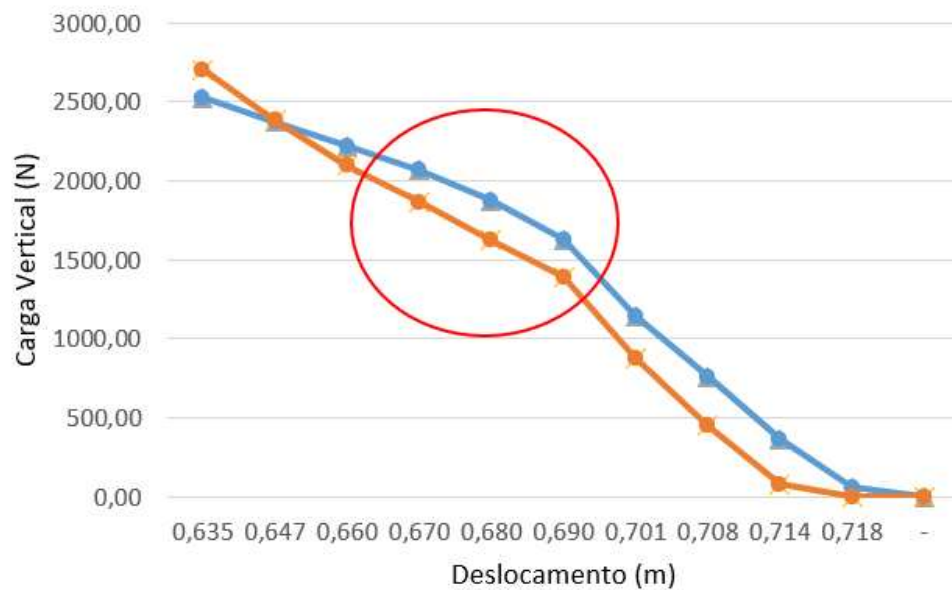
Devido ao baixo preço e ao mínimo de peças, o uso de uma suspensão do tipo eixo de torque resulta em uma alternativa econômica a outros estilos de suspensão. Em comparação com suspensões independentes, alguns dos déficits subjacentes a esse desempenho dinâmico são parcialmente compensados por outras características vantajosas. Isso inclui o desenho compacto do chassi e da suspensão, graças ao seu pequeno perfil transversal. Suas limitações funcionais incluem o fato de que faz com que a roda externa se curve devido a forças centrífugas ao rolar nas curvas. Isso leva à redução da estabilidade do veículo.

O emprego destes tipos de suspensão nos eixos dianteiros e traseiros conferem ao veículo características específicas, uma vez que a sua distribuição de peso ocorre de forma única no projeto Chevrolet Celta.

Para o cálculo das constantes de rigidez do sistema de amortecimento do veículo, teve-se como base o estudo realizado por Dias, Hoepers e Rubini (2018), onde usou-se das equações para o modelo de $\frac{1}{2}$ veículo proposto por Gillespie (1992). Essas equações usam o fato de que os veículos têm uma porção suspensa e uma não suspensa para calcular a rigidez de sua suspensão.

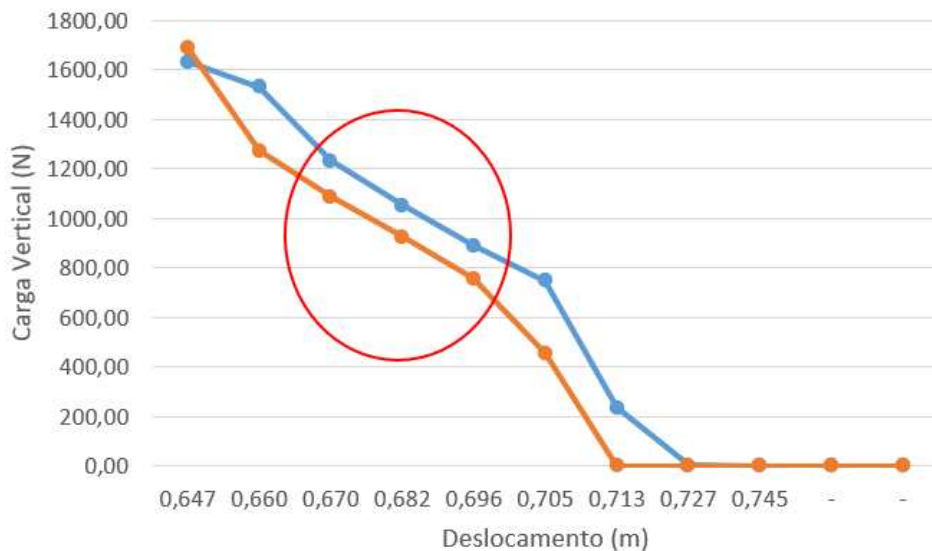
A partir dos coeficientes da constante de amortecimento C_s , e rigidezes dos componentes suspensão K_s e pneu K_t , a suspensão pode ser convertida em um unico componente com rigidez equivalente chamada de *ride rate* (RR). Este valor pode ser obtido por meio das constantes dos componentes em separado, porém para o caso aplicado, pode-se simplificar e obter resultados satisfatórios considerando os gráficos 1 e 2, onde a constante da rigidez K_o é determinada pela inclinação da parte linear do gráfico deslocamento x força.

Gráfico 1 – Deslocamento x Força na suspensão dianteira.



Fonte: Dias, Hoepers, Rubini (2018).

Gráfico 2 – Deslocamento x Força na suspensão traseira.



Fonte: Dias, Hoepers, Rubini (2018).

Pode-se encontrar uma relação entre a carga (peso) referente a cada roda e o deslocamento do conjunto massa mola (veículo). Esta relação dá origem a um gráfico, que em sua seção linear, tem como resultante de sua derivada o valor esperado do coeficiente de rigidez do sistema de suspensão.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

O teste a ser replicado por análises matemáticas pode ser representado simplificadaamente pela figura 18, o teste de raio constante. O experimento exposto por Starr (2006) consiste em conduzir o veículo por uma trajetória de raio e velocidade constante, sempre monitorando o ângulo de esterçamento. Deve-se realizar iterações numéricas com o aumento de uma das variáveis de cada vez, analisando assim a influência destas variações.

Figura 21 – Teste de raio constante.



Fonte: Helerbrock (2022)

Para a realização do experimento de forma ideal, resultando em uma condição de esterçamento que traga bons resultados, o condutor deve realizar a curva mantendo a trajetória determinada pelo raio da curva a uma velocidade definida. Em condições de subesterço ou sobresterço, será necessário alterações no ângulo da direção com o intuito de manter o veículo na trajetória pretendida.

De acordo com os gráficos gerados no estudo a seguir, o veículo pode apresentar comportamento neutro, subesterço ou sobresterço, representados pelos coeficientes de *subesterço* e observados pelos ângulos de deriva representativos de cada eixo.

Se observados os tipos de comportamento em esterçamento antes abordados, as limitações a realização de curvas são impostas pela velocidade limite a cada raio de curva, pois se estes valores máximos forem atingidos, não há correção de ângulo de direção imposta pelo condutor que possa diminuir os efeitos de subesterçamento ou sobresterçamento a qual o veículo estará sendo imposto, tornando assim uma condição instável de curva.

Quando a condição de curva do veículo entra em subesterçamento, é necessário que o condutor aumente o ângulo de direção para manter o veículo na trajetória. Isso acontece porque os eixos dianteiro e traseiro desviam do curso em velocidades diferentes. O sobresterçamento indica ao motorista que a traseira do veículo está perdendo estabilidade, fazendo com que o veículo siga um caminho com raio de curva menor que o esperado. Isso causa um aumento da aceleração lateral e conseqüente perda de controle do veículo.

Para a primeira parte do estudo, o modelo utilizado é baseado no formato apresentado por Gillespie (1992) como modelo de bicicleta, este considerando que não há transferência de carga das rodas internas a curva para as externas, ou seja, considerando apenas um eixo longitudinal, sendo presente o eixo dianteiro e traseiro do veículo.

4.1 CARACTERÍSTICAS ORIGINAIS

Considerando as condições originais de projeto do veículo, os parâmetros utilizados podem ser vistos no quadro 4. A pressão é dada pela recomendação do fabricante, tal qual a dimensão/razão de aro e entre eixos. Já os parâmetros de carga nos eixos foram calculados por Dias, Hoepers e Rubini (2018).

Quadro 4 – Parâmetros com características originais

Velocidade (km/h)	100
Pressão Pneu (psi)	32
Aro (pol)	14
Razão	70
Carga no eixo dianteiro (kg)	532,8
Carga no eixo traseiro (kg)	338,6
Coefficiente de rigidez direcional do pneu dianteiro	136
Coefficiente de rigidez direcional do pneu traseiro	98
Entre eixos (m)	2,443

Fonte: O Autor (2022)

Os coeficientes de rigidez de esterço dos pneus estão diretamente ligados as características construtivas e mecânicas dos pneus, tais valores controlados pelos fabricantes, estes muito difíceis de serem divulgados e compartilhados, visto que condizem diretamente a parâmetros de desempenho de projeto de cada fabricante, marca e tipo de pneu. Portanto, a fim de conseguir realizar os cálculos, foi preciso estimar estes coeficientes baseados no estudo realizado por Gillespie (1992) apresentados nas figuras 19 e 20.

No primeiro momento, aplicou-se o experimento mantendo a velocidade do veículo constante sob condição de raio de curva variável, simulando assim uma diminuição da ação das forças laterais com base no aumento do raio da curva.

Baseado nas equações 10 e 11, pode-se calcular os ângulos de deriva aos quais o veículo estaria exposto. Os resultados podem ser vistos no gráfico 3. A partir dos resultados obtidos, utilizando o valor dimensional entre eixos do veículo, bem como o raio da curva, pode-se encontrar com base na equação 13 o ângulo aplicado a direção partindo do condutor, este resultado também exposto no gráfico 3.

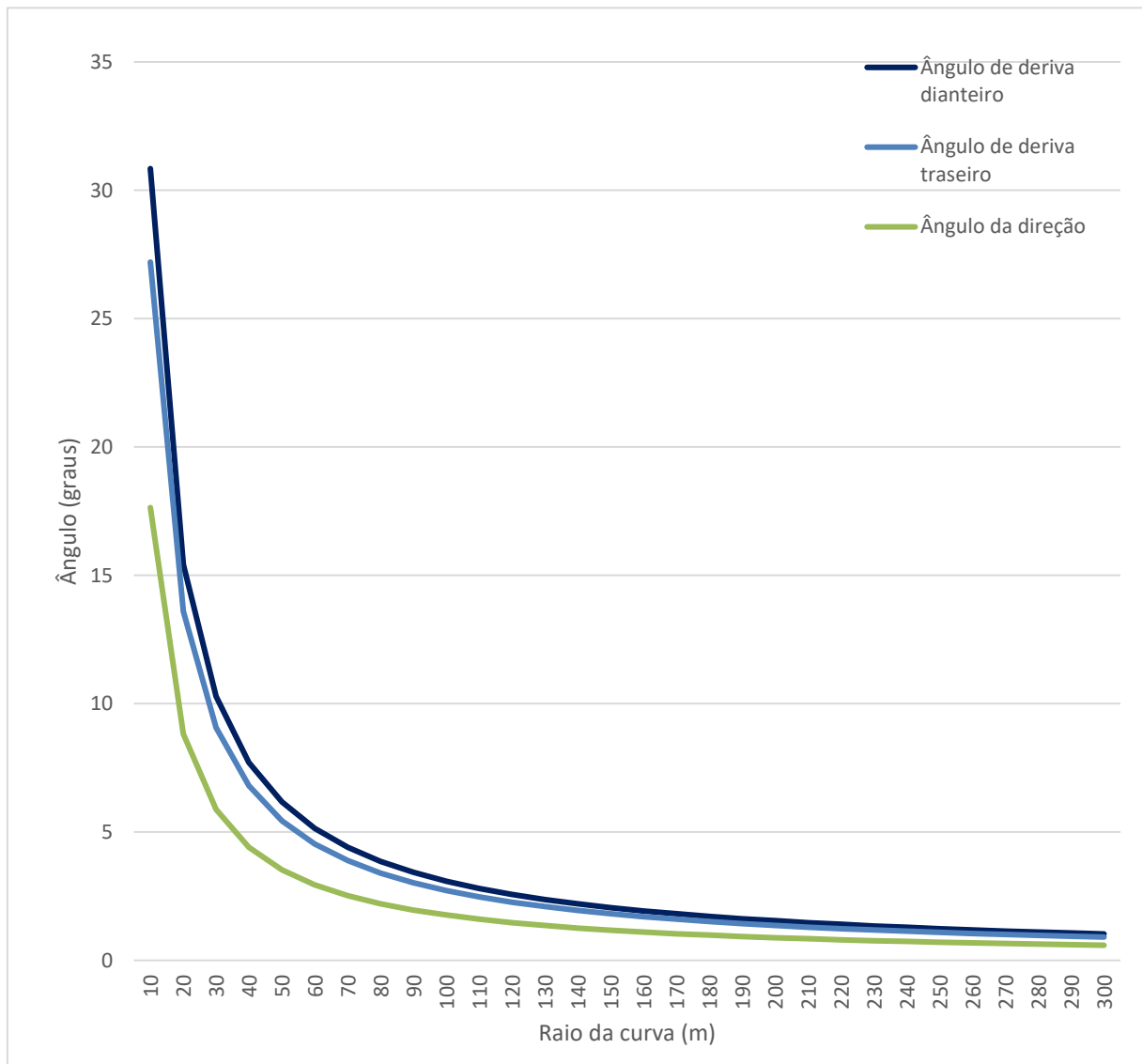
$$\alpha_r = W_r V^2 / (C_{ar} g R) \quad (10)$$

$$\alpha_f = W_f V^2 / (C_{af} g R) \quad (11)$$

$$\delta = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{L}{R} + \frac{W_f V^2}{C_{af} g R} - \frac{W_r V^2}{C_{ar} g R} \quad (13)$$

Onde W_r é a carga aplicada ao eixo dianteiro, W_f a carga no eixo traseiro, V a velocidade de curva, $C_{\alpha r}$ a rigidez direcional do conjunto de pneus traseiros, $C_{\alpha f}$ a rigidez direcional do conjunto de pneus dianteiros, R o raio variável da curva e L o entre eixos do veículo.

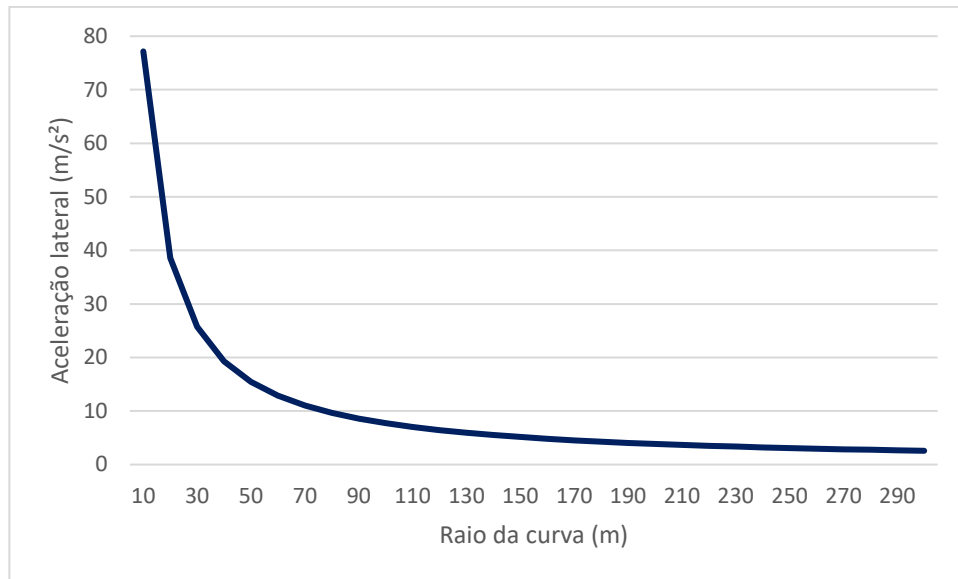
Gráfico 3 – Ângulo x Raio da curva. Original.



Fonte: O Autor (2022)

Avaliando o gráfico 3, o ângulo de deriva imposto ao eixo dianteiro é superior ao do eixo traseiro, resultando em uma condição de subesterçamento, a qual se repete durante os cálculos se realizado o aumento do raio de curva, porém com tendência a diminuir, uma vez que a aceleração lateral e consequente força lateral se torna cada vez menor, fazendo com que o condutor tenha que gradualmente diminuir o ângulo de direção para realizar a curva e manter o veículo na trajetória proposta.

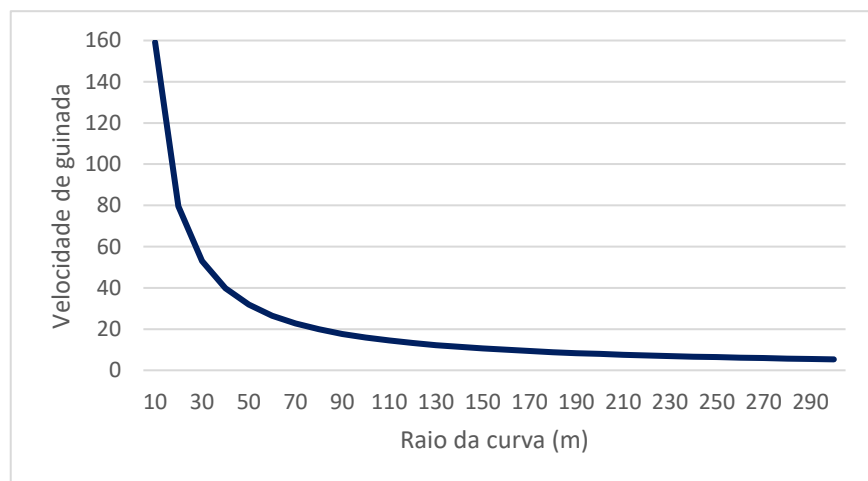
Gráfico 4 – Aceleração lateral x Raio da curva. Original.



Fonte: O Autor (2022)

Com base na figura 25 e no estudo realizado por Gillespie (1992), verifica-se que a ação das forças laterais máximas em veículos compactos estão na faixa de 1,1 a 1,5 vezes a aceleração da gravidade, e isto implica em acelerações na faixa de 10,78 a 14,7 m/s², que com a velocidade fixa de 100 km/h, ou 27,77 m/s, são resultantes apenas acima de um raio de curva de 50 metros. Abaixo deste raio de curvatura são expostas forças laterais acima das suportadas pelo veículo em condições laterais, resultando em um aumento exponencial dos valores de ângulo de deriva, tornando o esterçamento instável a ponto de o veículo não corresponder ao imposto pela direção.

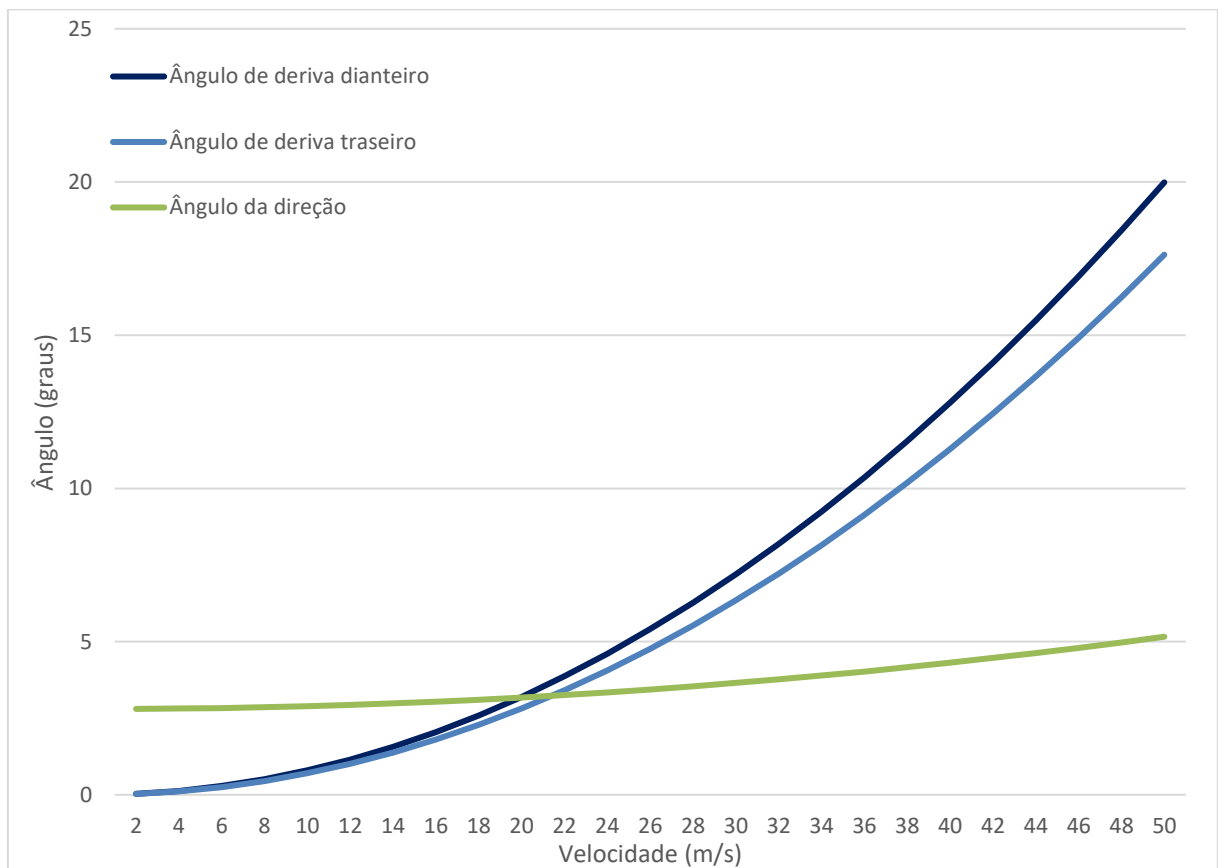
Gráfico 5 – Velocidade de guinada x Raio da curva. Original.



Fonte: O Autor (2022)

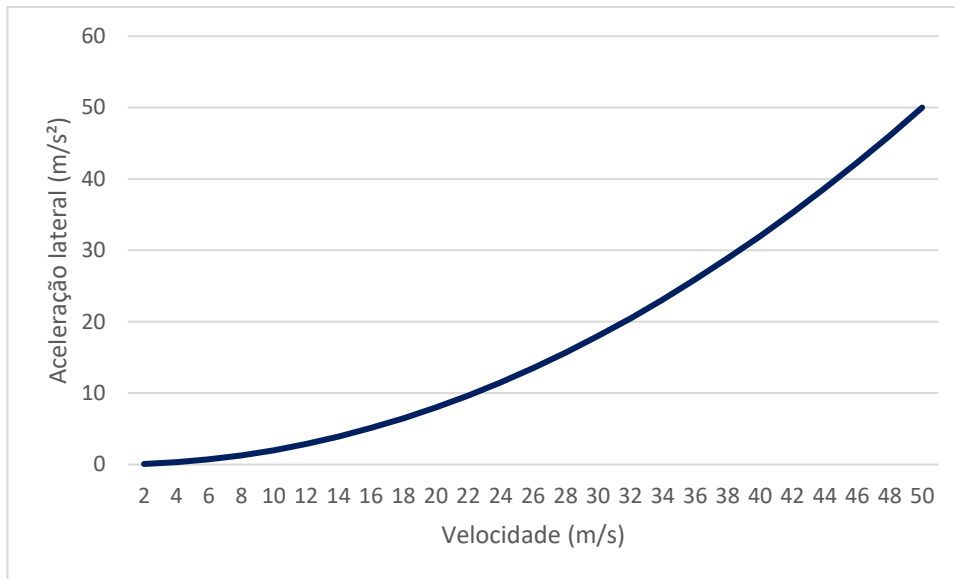
Como segunda parte do experimento a fim de avaliar as condições originais do veículo, é realizado com os mesmos equacionamentos vistos anteriormente, a variação da velocidade de curva apenas mantendo fixo o raio da curva ao qual tem-se por padrão brasileiro o valor de 50 metros.

Gráfico 6 – Ângulo x Velocidade. Original.



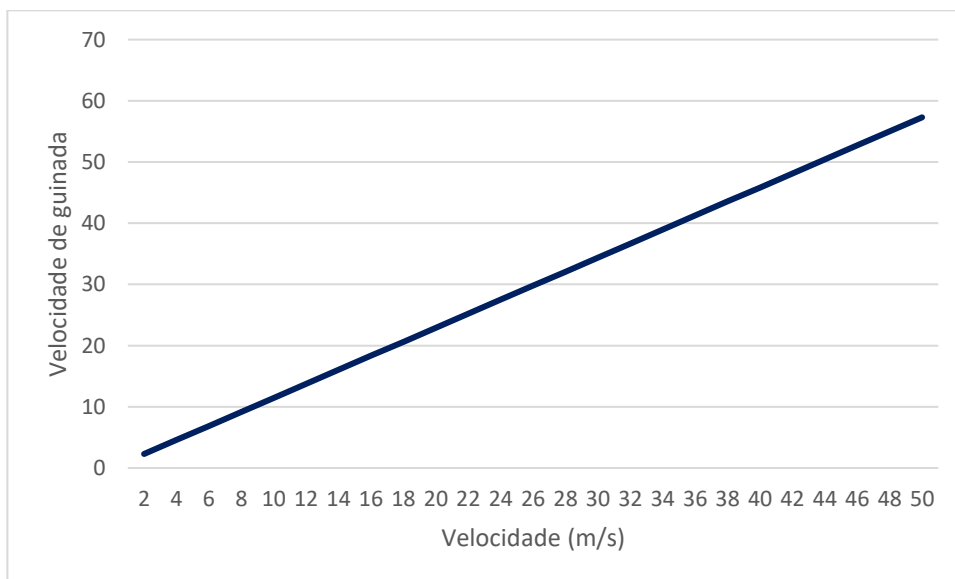
Fonte: O Autor (2022)

Gráfico 7 – Aceleração lateral x Velocidade. Original.



Fonte: O Autor (2022)

Gráfico 8 – Velocidade de guinada x Velocidade. Original.



Fonte: O Autor (2022)

Para as condições originais do veículo, avaliando os gráficos dos dois métodos de cálculo, foram encontrados valores de coeficiente de subesterço de $K = 0,047198$, representando uma condição de subesterçamento, e com velocidade característica de 170,48 m/s que em condições de velocidade máxima do veículo não é atingida.

4.2 PRESSÃO DOS PNEUS

Conforme dados do fabricante, a pressão recomendada para os pneus é 32 psi, porém sabe-se que em condições reais há a variação desta pressão por ação de diversos fatores, como calor, condição de desgaste dos pneus e rodas, e também por negligência dos condutores de não realizar periodicamente a recalibração desta pressão. Portanto, aplicou-se o experimento para um caso extremo de redução de pressão interna do pneu, tal valor é exposto no quadro 5, e conforme Gillespie (1992) este incide diretamente no coeficiente de rigidez direcional dos pneus, fazendo com que exista uma maior deformação lateral incidente das forças laterais exercidas pela condição de esterçamento em curva.

Conforme a pressão dos pneus é reduzida, o modelo de estudo passa a não ser regido pelo modelo linear, pois existem deformações no pneu que incidem diretamente no contato pneu-solo, e também reações diferentes a forças laterais e torcionais se comparadas ao modelo simplificado, porém, para o estudo foi considerado o modelo linear.

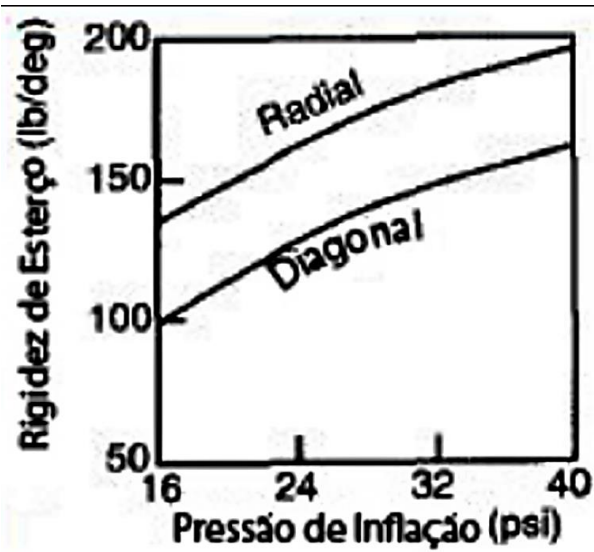
Quadro 5 – Parâmetros com variação de pressão de inflação pneu

Velocidade (km/h)	100
Pressão Pneu (psi)	16
Coeficiente de rigidez direcional do pneu dianteiro	104
Coeficiente de rigidez direcional do pneu traseiro	90

Fonte: O Autor (2022)

A variação da rigidez direcional dos pneus foi estudada por Gillespie (1992) e é apresentada na figura 19. Tem-se que no veículo é utilizado um pneu diagonal, tendo como característica original uma rigidez estimada em 145 lb/grau, que nesta parte do estudo é reduzida a 100 lb/grau.

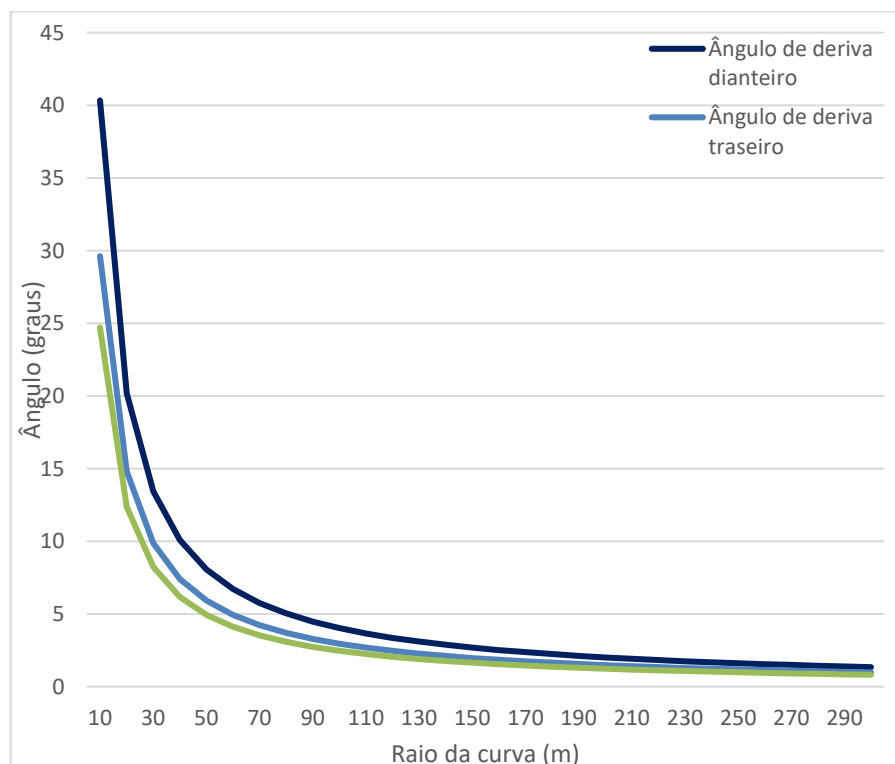
Figura 22 – Variação da rigidez pela pressão de inflação



Fonte: Gillespie (1992)

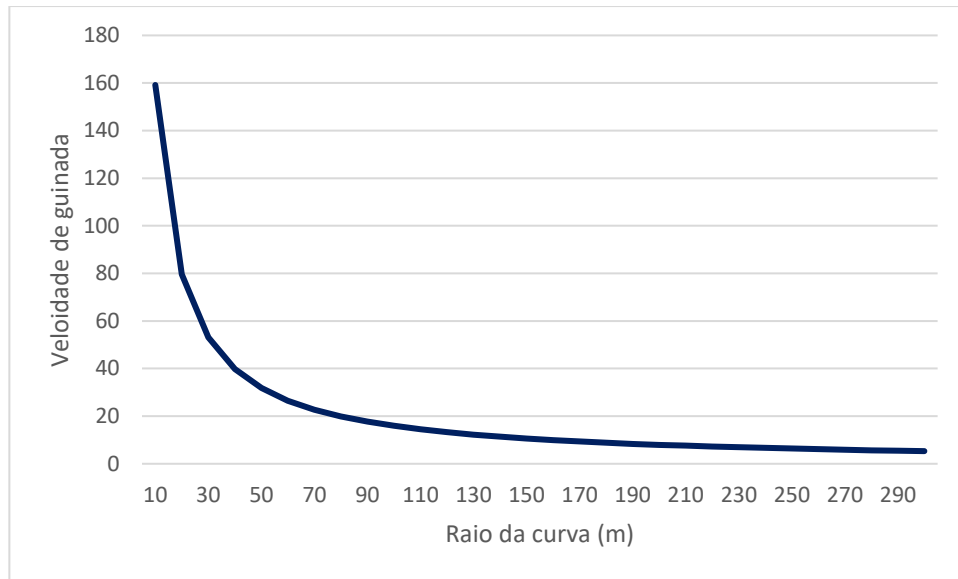
Representado pelo gráfico 9, podemos ver que há um aumento significativo do ângulo de deriva do eixo dianteiro e eixo traseiro, aumentando, portanto, o ângulo de direção necessário para realização das curvas em velocidade constante.

Gráfico 9 – Ângulo x Raio da curva. Pressão de pneu.



Fonte: O Autor (2022)

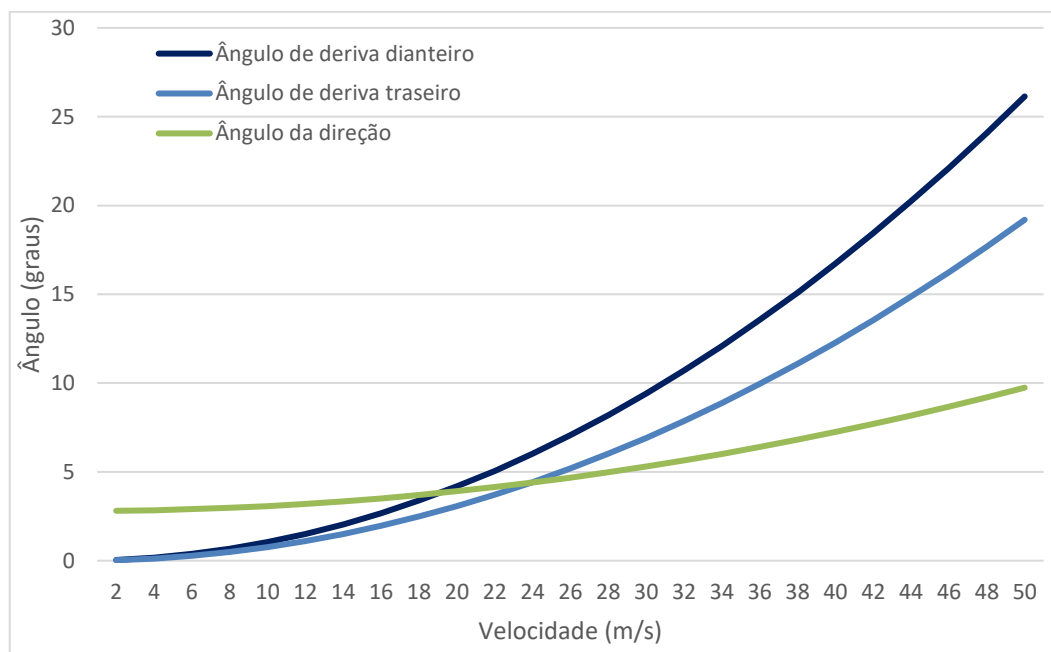
Gráfico 10 – Velocidade de guinada x Raio da curva. Pressão de pneu.



Fonte: O Autor (2022)

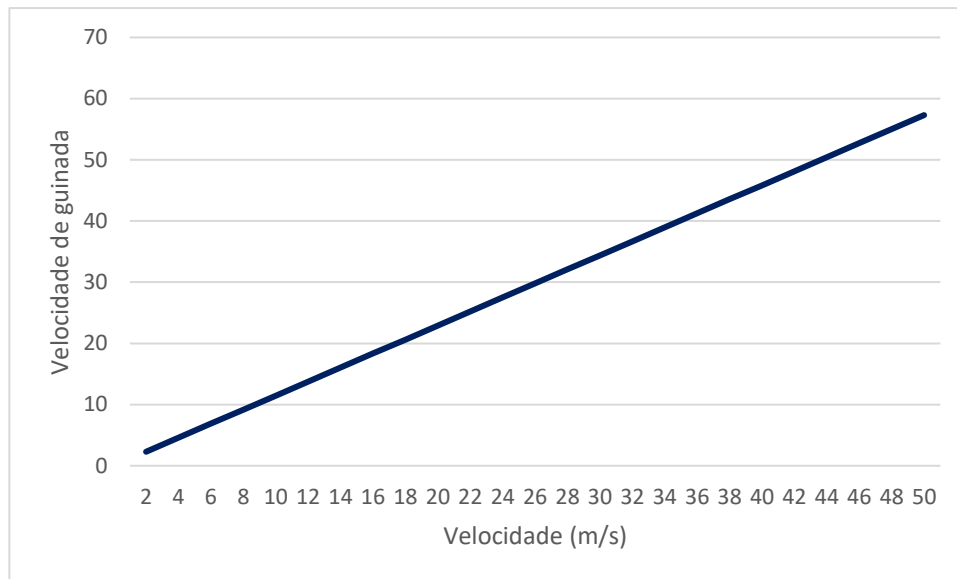
O aumento da velocidade a raio constante também obteve resultados maiores que em relação as condições originais do veículo de pressão do pneu. Vale ressaltar que velocidades acima de 28m/s refletem em acelerações laterais superiores a suportada pelo veículo, resultando em um aumento maior nos ângulos de deriva e consequente maior instabilidade do veículo e impossibilidade da realização da curva sob ação de esterçamento da direção.

Gráfico 11 – Ângulo x Velocidade. Pressão de pneu.



Fonte: O Autor (2022)

Gráfico 12 – Velocidade de guinada x Velocidade. Pressão de pneu.



Fonte: O Autor (2022)

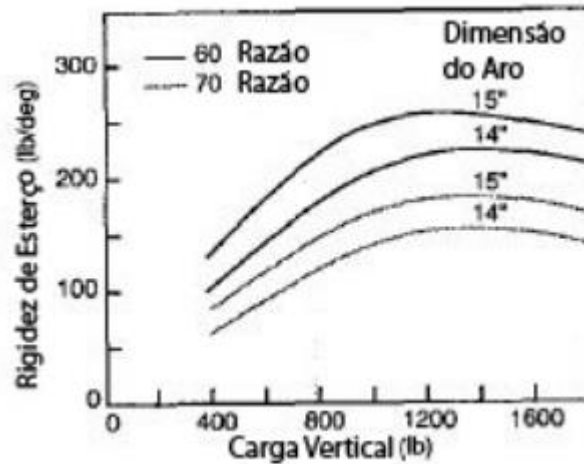
Como resultado final do estudo desta variação, calcula-se que o coeficiente de *subesterço* $K = 0,138863$, refletindo o gráfico 11, em que o veículo se torna mais suscetível a condição de subesterçamento e tendo sua velocidade característica reduzida para $V_{char} = 99,38\text{m/s}$, esta ainda não atingida pelo veículo e velocidade máxima.

4.3 CARGA VERTICAL

4.3.1 VARIAÇÃO DE PESO

Nas condições apresentadas anteriormente foram consideradas cargas nos eixos não considerando o carregamento do veículo com passageiros, reduzindo assim o peso total do veículo. A fim de calcular a condição de carga com lotação de 5 passageiros com peso médio 70kg, as cargas no eixo foram elevadas considerando uma distribuição ideal do peso de 50% - 50%. Com essa elevação de carga nos eixos, deve-se observar na figura 20 uma maior rigidez lateral dos pneus, interferindo diretamente nas características dinâmicas direcionais do veículo.

Figura 23 – Variação da rigidez pela carga vertical



Fonte: Gillespie (1992)

Os valores utilizados a fim de alimentarem as rotinas de cálculos são expostos no quadro 6, e refletem o aumento da rigidez pelo aumento de carga nos eixos.

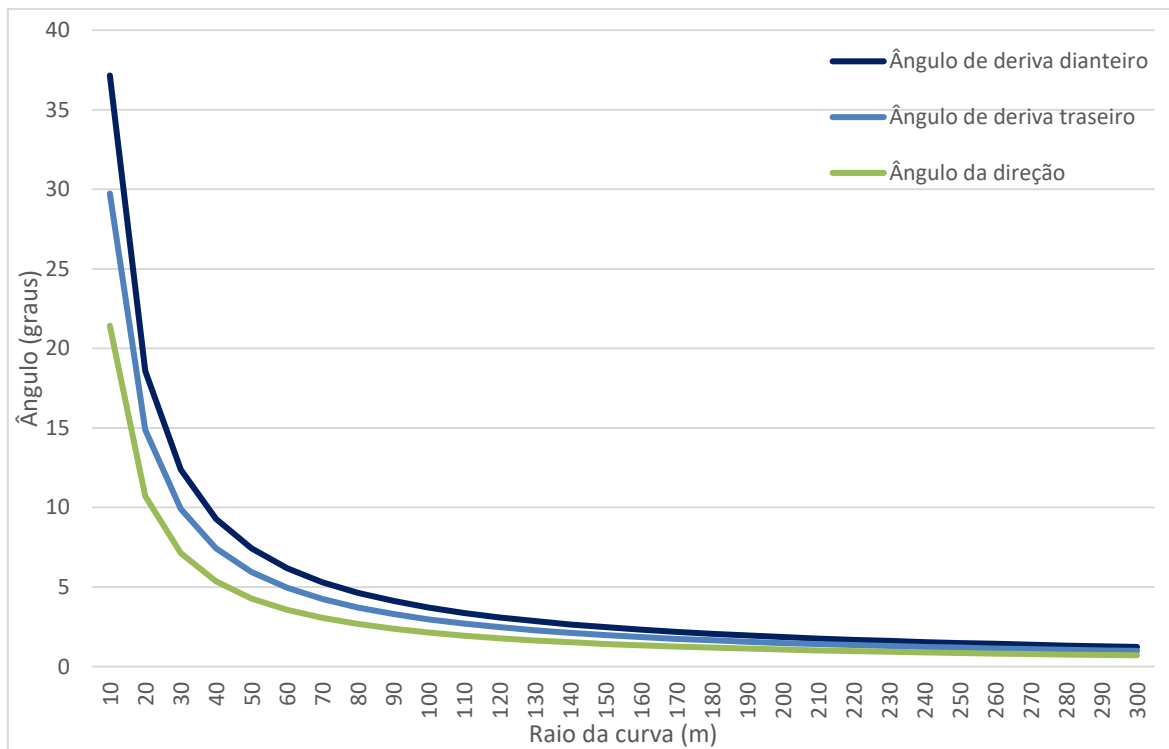
Quadro 6 – Parâmetros com variação no peso do veículo

Velocidade (km/h)	100
Carga no eixo dianteiro (kg)	707,8
Carga no eixo traseiro (kg)	513,6
Coefficiente de rigidez direcional do pneu dianteiro	150
Coefficiente de rigidez direcional do pneu traseiro	136
Entre eixos (m)	2,443

Fonte: O Autor (2022)

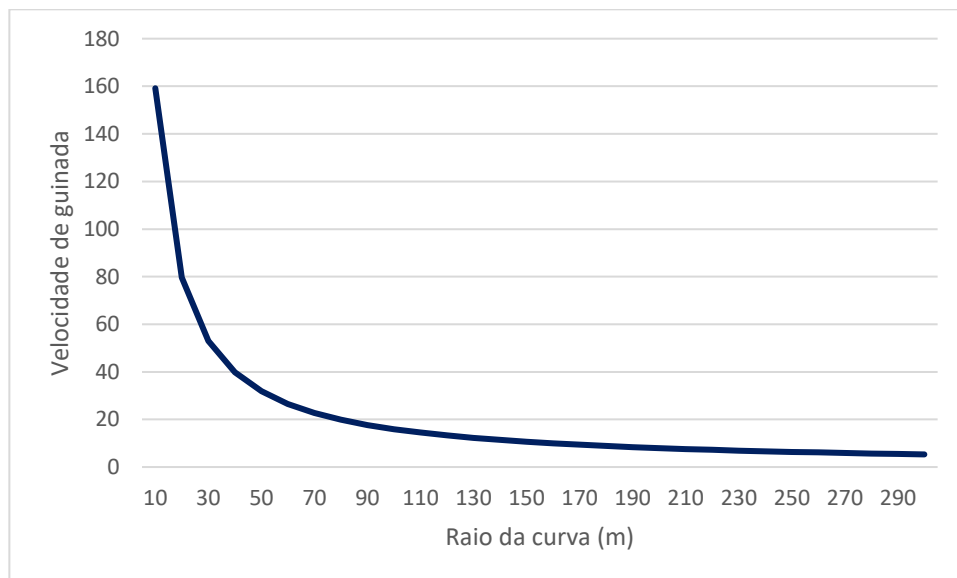
Aplicando o método da velocidade constante, observa-se que a condição de ângulo de esterçamento do veículo, gráfico 13, continua a apresentar maior valor para o eixo dianteiro, refletindo em leve subesterçamento com coeficiente de *subesterço* $K = 0,096142$ e velocidade característica $V_{char} = 119,45$ m/s.

Gráfico 13 – Ângulo x Raio da curva. Peso do veículo.



Fonte: O Autor (2022)

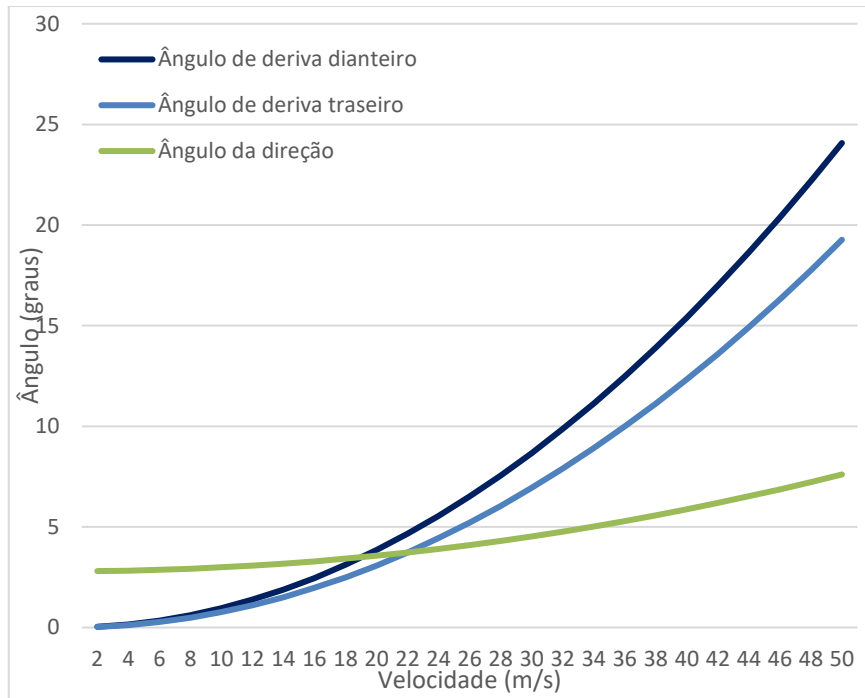
Gráfico 14 – Velocidade de guinada x Raio da curva. Peso do veículo.



Fonte: O Autor (2022)

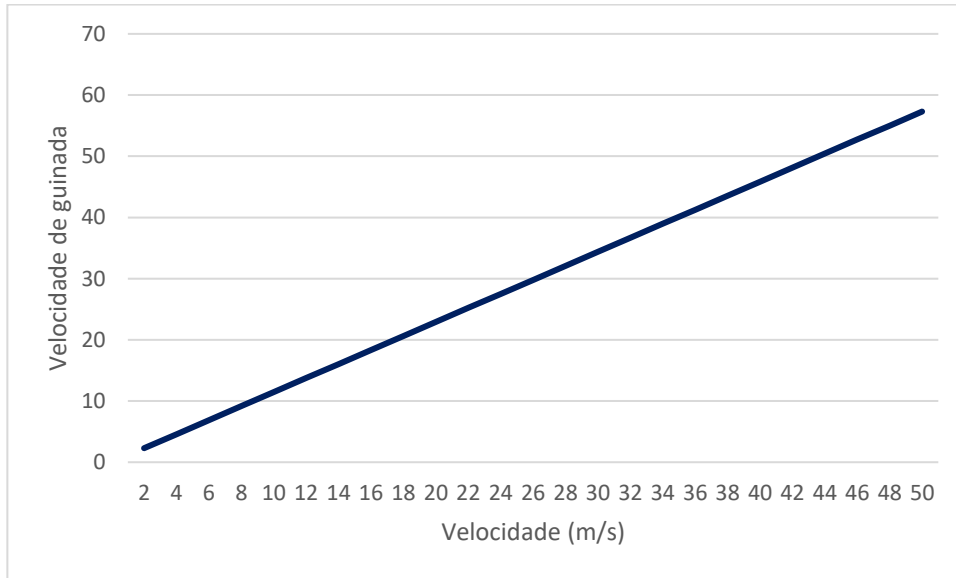
As mesmas variações de resultado são encontradas se aplicado o método de variação de velocidade com raio constante.

Gráfico 15 – Ângulo x Velocidade. Peso do veículo.



Fonte: O Autor (2022)

Gráfico 16 – Velocidade de guinada x Velocidade. Peso do veículo.



Fonte: O Autor (2022)

4.3.2 DIMENSÃO DO ARO E RAZÃO

As condições originais do veículo apresentadas anteriormente refletem uma dimensão de aro de 14 polegadas com razão de 70, porém, sabe-se que alguns proprietários de veículos fazem alterações nestas características, aplicando ao veículo aros maiores com diferentes razões dimensionais. Estas alterações de características, apenas vistas comumente como estéticas, trazem ao veículo melhorias ou até pioras nas condições de esterçamento, uma vez que alteram diretamente nos coeficientes de rigidez direcionais dos pneus. Estas variações podem ser vistas na figura 20.

A fim de realizar os cálculos os parâmetros utilizados visaram a implementação de um aro com 15 polegadas de raio e diminuindo a razão para 60, tornando o coeficiente de rigidez direcional maior. Os valores podem ser vistos no quadro 7.

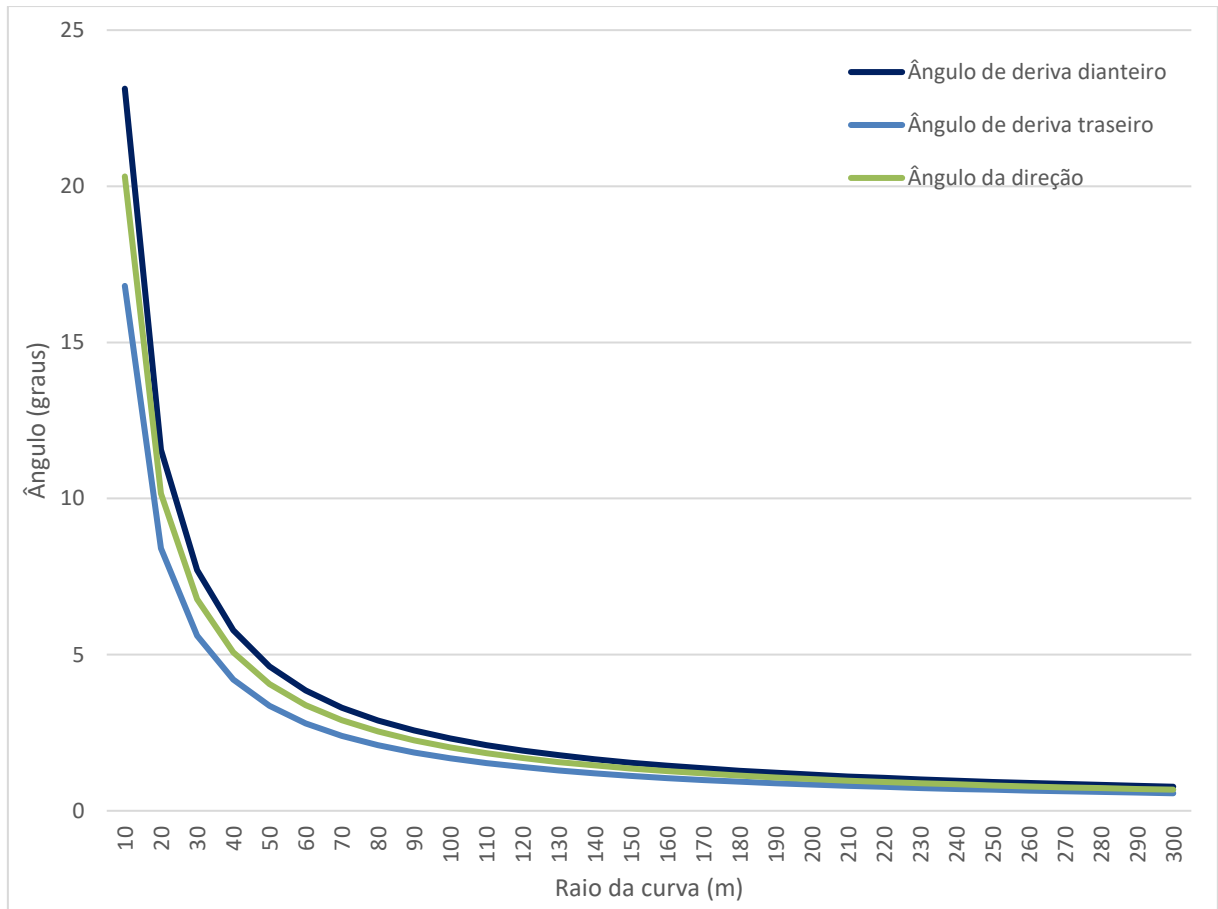
Quadro 7 – Parâmetros com variação na dimensão e razão do aro

Velocidade (km/h)	100
Aro (pol)	15
Razão	60
Coefficiente de rigidez direcional do pneu dianteiro	181,4
Coefficiente de rigidez direcional do pneu traseiro	158,6

Fonte: O Autor (2022)

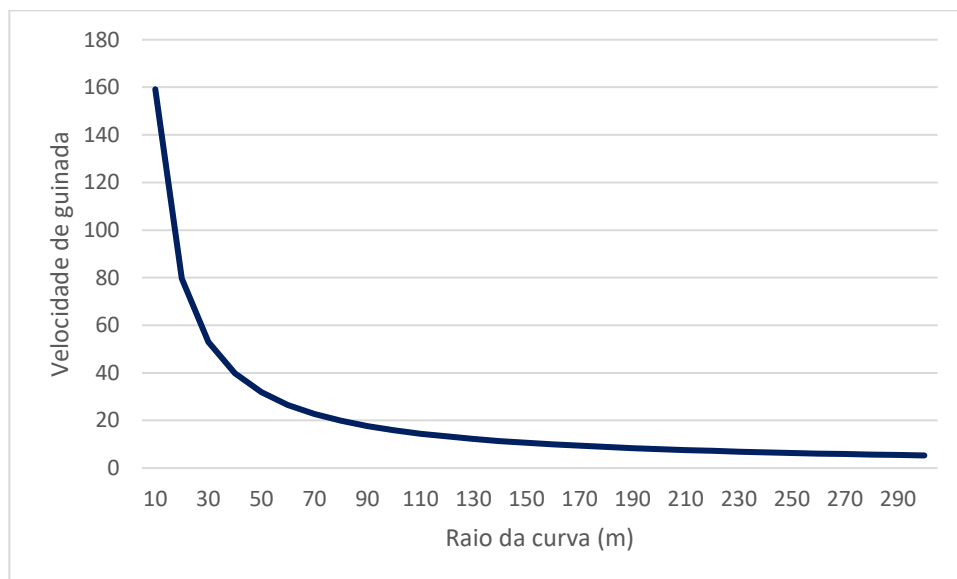
Ao fim das análises dos cálculos realizados, e de acordo com o gráfico 17 obtido, há um leve aumento no ângulo da direção imposto pelo condutor para a realização da curva, com menor incidência de ângulo de deriva em ambos os eixos.

Gráfico 17 – Ângulo x Raio da curva. Dimensão do aro.



Fonte: O Autor (2022)

Gráfico 18 – Velocidade de guinada x Raio da curva. Dimensão do aro.



Fonte: O Autor (2022)

Avaliando os resultados obtidos, bem como os gráficos, pode-se encontrar que o valor correspondente ao coeficiente de *subesterço* para esta condição é de $K = 0,08186$ e a velocidade característica $V_{char} = 129,45$ m/s.

4.4 PROPOSIÇÃO DE MELHORIA

A fim de obter uma proposição de características construtivas do veículo para uso mais severo em condições de maiores esforços laterais e trazendo maior estabilidade direcional ao veículo, foram alterados os parâmetros originais do veículo de forma a que os resultados encontrados evidenciassem uma direção neutra, obtendo o valor de K nulo. Deve-se levar em consideração que as alterações aqui expostas não são viáveis para o veículo de uso urbano, uma vez que a redução de peso e a diferença entre o dimensional dos pneus inviabiliza de forma financeira e de conforto ao condutor.

Os parâmetros foram alterados de forma arbitrária e a cada alteração os resultados eram visualizados e comparados aos originais do veículo. Com algumas variações das características, tem-se os parâmetros apresentados no quadro 8, que refletem a alteração da razão do aro do eixo traseiro, diminuição da pressão dos pneus, e a diminuição e readequação da distribuição de cargas do veículo, resultando em diferentes coeficientes de rigidez direcional dos pneus dianteiros e traseiros.

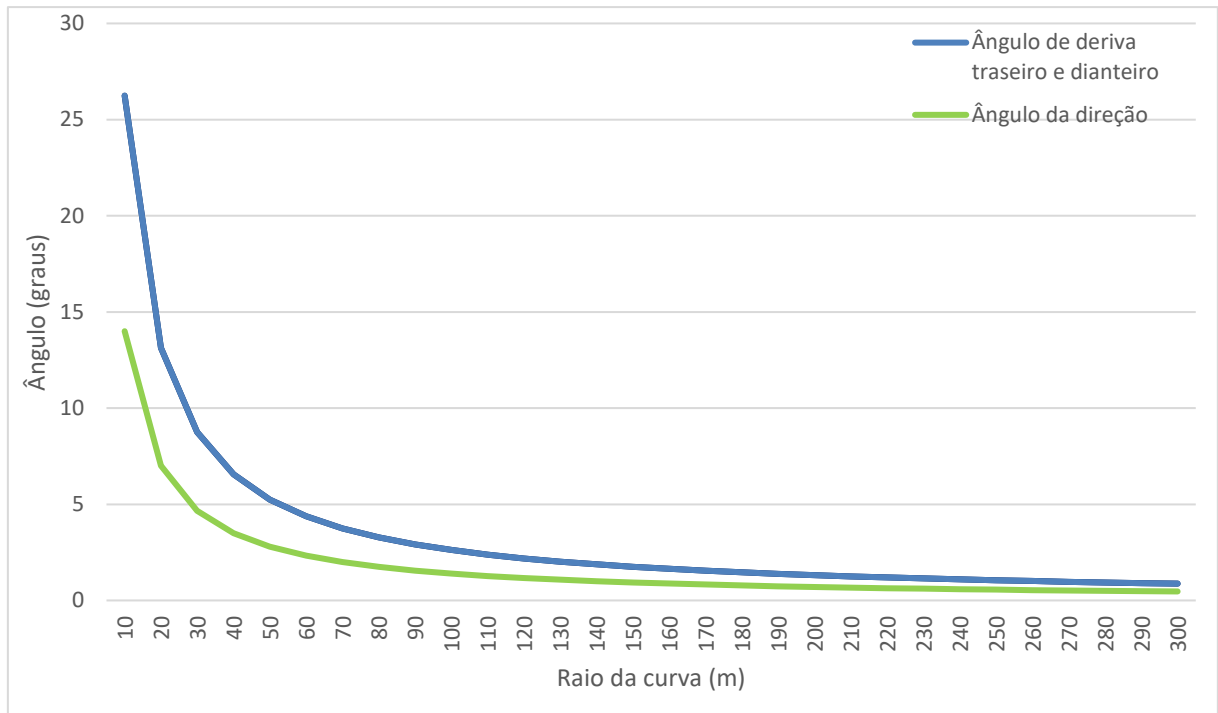
Quadro 8 – Parâmetros com otimização

Velocidade (km/h)	100
Pressão Pneu (psi)	30
Aro dianteiro (pol)	14
Razão dianteira	60
Aro traseiro (pol)	14
Razão traseira	70
Carga no eixo dianteiro (kg)	500
Carga no eixo traseiro (kg)	350
Coeficiente de rigidez direcional do pneu dianteiro	150
Coeficiente de rigidez direcional do pneu traseiro	105

Fonte: O Autor (2022)

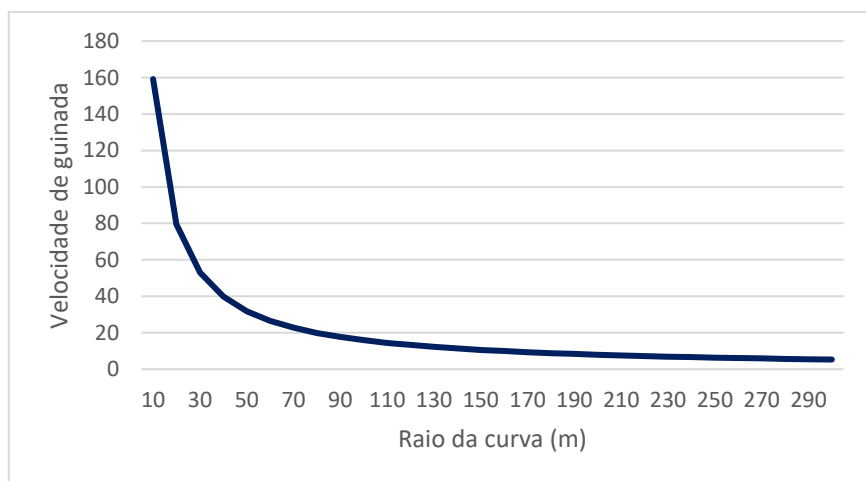
Observando o gráfico 19 exposto abaixo, o ângulo de deriva resultante do eixo dianteiro e traseiro é igual e a curva se sobrepõe para todas as condições de velocidade a um raio constante e também pelo gráfico 21 se tornam iguais para alterações de raio a velocidade constante.

Gráfico 19 – Ângulo x Raio da curva. Otimização.



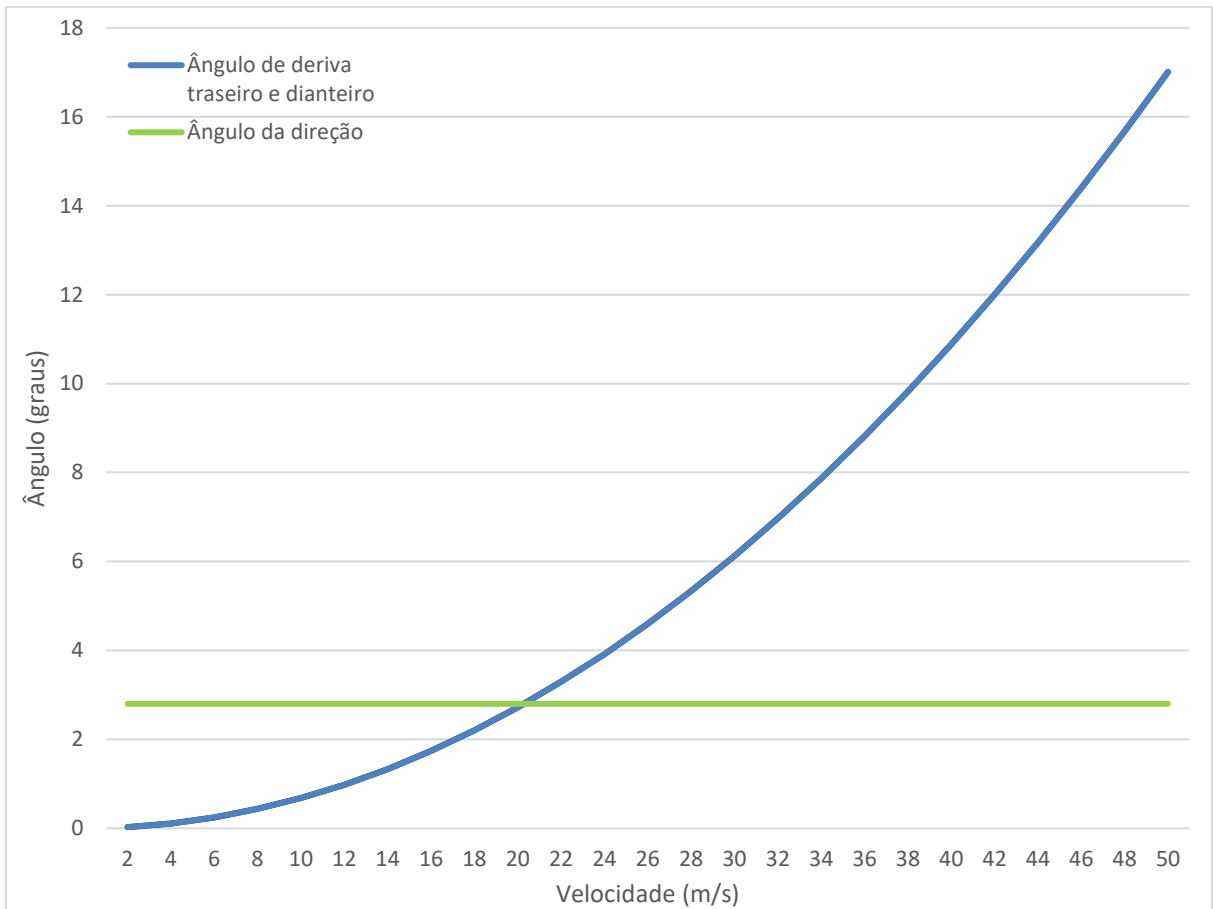
Fonte: O Autor (2022)

Gráfico 20 – Velocidade de guinada x Raio da curva. Otimização.



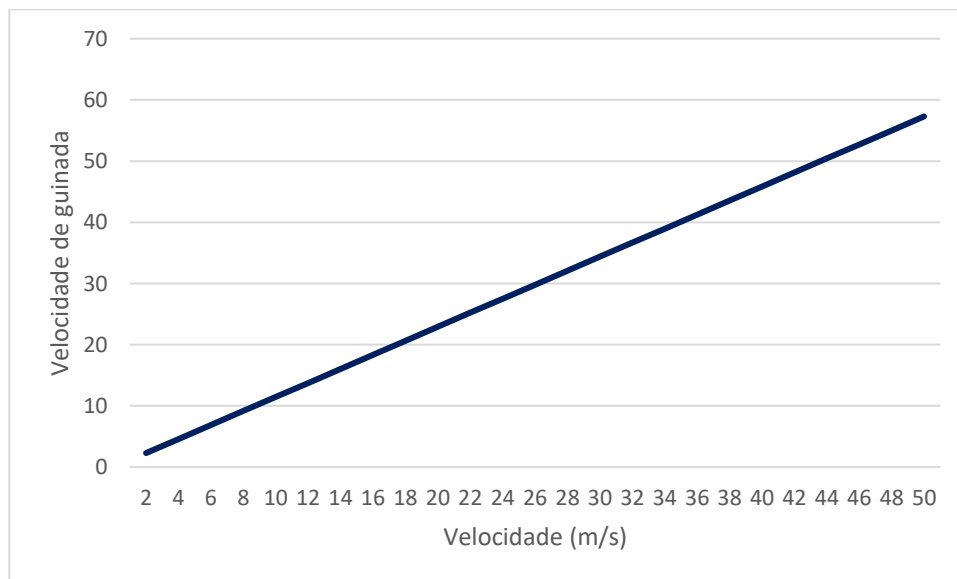
Fonte: O Autor (2022)

Gráfico 21 – Ângulo de deriva dianteiro x Velocidade. Otimização.



Fonte: O Autor (2022)

Gráfico 22 – Velocidade de guinada x Velocidade. Otimização.



Fonte: O Autor (2022)

Com a otimização realizada, pode-se encontrar o coeficiente de *subesterço* de $K = 0$, retratando uma condição de esterçamento neutro, mais estável e confiável para o condutor, e trazendo uma velocidade característica $V_{char} = +\infty$ (estável).

4.5 TRANSFERENCIA DE CARGA

Anteriormente todos os valores e resultados foram obtidos levando em consideração um sistema rígido, onde as características de rigidez da suspensão foram desconsideradas, e a transferência de carga ignorados. Porém, sabe-se que em condições reais de esterçamento em pista, todo o peso do veículo é suportado por um sistema mola-amortecedor, isso pode ser visto na figura 24. Este por sua vez, tem como objetivos melhorar as condições de conforto ao condutor e passageiros, e também aumentar o desempenho do sistema dinâmico como um todo, suportando o veículo e mantendo pela maior parcela possível o contato das rodas com o solo em quaisquer as condições de esterçamento ou de irregularidades do solo.

Para estes cálculos foram usadas as formulações impostas por Gillespie para o método de análise completo do veículo, onde há a presença das quatro rodas, as internas e externas a curva.

Figura 24 – Teste de curva com Chevrolet Celta



Fonte: Revista Quatro Rodas (2022)

Para as condições de transferência de carga, figura 26, é importante considerar a altura do centro de gravidade do veículo, uma vez que esta incide diretamente no somatório de momentos em torno do centro de rolagem do veículo.

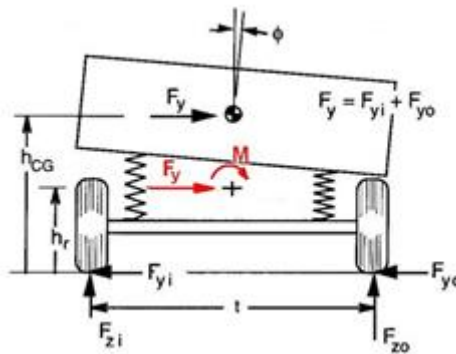
A altura do CG representativa foi apresentada por Gillespie (1992) e tem seus valores apresentados na figura 25, sendo o caso estudado de veículos compactos. O centro de rolagem considerado está abaixo do centro de gravidade do veículo, sendo considerado como levemente acima do assoalho.

Figura 25 – Altura do CG e força lateral

<u>Tipo de veículo</u>	<u>Altura do CG</u>	<u>Força lateral</u>
Esportivos	45 cm	1,2 - 1,7 g
Compactos	45-58	1,1-1,5
Luxo	45-61	1,2-1,6
Camionete	76-89	0,9-1,1
Van	76-100	0,8-1,1
Caminhão médio	114-140	0,6-0,8
Caminhão pesado	152-216	0,4-0,6

Fonte: Gillespie (1992, tradução nossa)

Figura 26 – Representação de transferência de carga



Fonte: Gillespie (1992)

Considerando o coeficiente de rigidez da suspensão calculado por Dias, Hoepers e Rubini (2018) a seguir no quadro 9, pode-se obter a rigidez a rolagem de carroceria (equação 23), o ângulo de rolagem (equação 24) e por consequente a transferência de carga entre as rodas internas e externas ao veículo (equação 25). Como forma de aumentar a rigidez a rolagem da carroceria, é acrescentado a carroceria dos veículos uma barra anti-rolagem, porém para o veículo Chevrolet Celta de motor 1.0 este item não é utilizado.

Quadro 9 – Rigidez equivalente da suspensão.

Dianteira Esquerda	21898,14 N/m
Dianteira Direita	23838,22 N/m
Traseira Esquerda	13715,17 N/m
Traseira Direita	12656,44 N/m

Fonte: Dias, Hoepers, Rubini (2018).

$$K_{\phi} = \frac{1}{2} \cdot K_s \cdot s^2 \quad (23)$$

$$\phi = \frac{W \cdot h_l \cdot \frac{v^2}{R \cdot g}}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - W \cdot h_l} \quad (24)$$

$$F_{z0} - F_{zi} = 2 \cdot F_y \cdot \frac{h_l}{t} + 2 \cdot \frac{K_{\phi} \cdot \phi}{t} \quad (25)$$

A fim de simplificar o estudo, o método foi aplicado a velocidade e raio de curva constante, estes sendo $V = 100\text{km/h}$ ou $27,77\text{ m/s}$ e $R = 100$ metros, estes valores estão dentro das condições de esterçamento plausíveis para o veículo se analisada a aceleração lateral imposta.

Quadro 10 – Parâmetros e resultados com transferência de carga

Rodas externas	
Carga no eixo dianteiro (kg)	384,4336
Carga no eixo traseiro (kg)	195,7516
Ângulo de deriva dianteiro (graus)	2,225657
Ângulo de deriva traseiro (graus)	1,572734
Ângulo da direção (graus)	2,052762
Aceleração centrípeta lateral (m/s ²)	7,716173
Coefficiente de subesterço	0,084618
Velocidade de guinada	15,91679
Velocidade característica (m/s)	127,3274
Rodas internas	
Carga no eixo dianteiro (kg)	148,3664
Carga no eixo traseiro (kg)	142,8483
Ângulo de deriva dianteiro (graus)	0,858959
Ângulo de deriva traseiro (graus)	1,147691
Ângulo da direção (graus)	1,111107
Aceleração centrípeta lateral (m/s ²)	7,716173
Coefficiente de subesterço	-0,03742
Velocidade de guinada	15,91679
Velocidade crítica (m/s)	191,4722

Fonte: O Autor (2022)

Como esperado, a carga aplicada as rodas externas sofrem um considerável aumento, resultando em um maior ângulo de deriva se comparadas a menor carga dos pneus internos com menores ângulos de deriva.

Os coeficientes de subesterço representam fielmente este fenômeno, pois dão ao veículo características subesterçantes se analisado os pneus externos a curva e sobreesterçantes aos pneus internos a curva. Mais uma vez a velocidade característica e crítica representa valores muito superiores a velocidade máxima do veículo.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Considerando as características originais de projeto do veículo Chevrolet Celta e levando em conta que o produto tem como principal objetivo o uso em ciclo urbano, sendo uma aplicação de baixas velocidades em sua maior parte, a condição de leve subesterçamento pode não ser notada pelo condutor pois representa baixo coeficiente de *subesterço* e características de ângulo de deriva baixos. À medida que o uso do veículo entra em condições mais severas, com a aplicação de maiores velocidades e em curvas de menor raio, torna-se mais evidente o subesterçamento e a deriva maior das rodas do eixo dianteiro, passando ao condutor a tarefa de realizar constantes correções na direção do veículo para continuar na trajetória desejada. O projeto do veículo corresponde dinamicamente de forma assertiva e passa ao condutor a segurança necessária para o uso urbano.

Considerando a ação das forças presentes nas quatro rodas e consequente transferência de carga entre o eixo longitudinal externo e interno a curva, resultam em condições de esterçamento pouco superior em subesterçamento se comparadas ao caso original sem a transferência de carga se consideradas as premissas de utilização em baixa velocidade em ciclo urbano.

No caso abordado onde faixas mais extremas de condições e características mais defasadas as originais, como a baixa pressão dos pneus, podem resultar ao condutor uma maior percepção de condições de subesterçamento e leva-lo a realizar correções na direção, tirando assim a segurança e estabilidade direcional que o veículo propunha originalmente.

A fim de realizar uma otimização do veículo, para ser aplicado a usos mais severos, é evidente que a mudança conjunta dos parâmetros e características do veículo são benéficas para a estabilidade direcional, que com poucas alterações já traduzem uma condição de esterçamento neutra.

Dito isso, é importante ressaltar que apesar dos diferentes resultados encontrados com relação a estabilidade direcional do veículo, tanto originalmente quanto com as premissas de alterações realizadas, se verificadas as velocidades características e críticas calculadas, o veículo não se torna direcionalmente instável, trazendo assim sempre a segurança ao condutor e passageiros do veículo.

Recomenda-se para trabalhos futuros a implementação do estudo para outros tipos de veículos, com diferentes características construtivas e realizar o experimento em programa de simulação comercial como forma de comparar os métodos teóricos e computacionais.

REFERÊNCIAS

ABE, M. **Vehicle Handling Dynamics: Theory and Application**. 2. ed. Waltham: Elsevier Ltd., 2015. 306 p.

Confira os resultados do LATIN NCAP 2011. Car and Driver. 2011. Disponível em: <https://web.archive.org/web/20130101191055/http://caranddriverbrasil.uol.com.br/carros/especial/confira-os-resultados-do-latin-ncap-2011/670>. Acesso em: 2 nov. 2022.

DIAS, Suliane; HOEPERS, Luana; RUBINI, Felipe. **Avaliação das propriedades da suspensão e CG de veículos automotores**. Joinville: Ufsc, 2018.

GILLESPIE, T. D. **Fundamental of vehicles dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers. 495 p. 1992.

HELERBROCK, Rafael. **"Movimento circular uniforme (MCU)"; Brasil Escola**. Disponível em: <https://brasilescola.uol.com.br/fisica/movimento-circular-uniforme-mcu.htm>. Acesso em 08 de dezembro de 2022.

KLOMP, M. **Longitudinal force distribution and road vehicle handling**. 2010. 61 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia, Departamento de Mecânica Aplicada, Universidade Técnica de Chalmers, Gothenburg, 2010. Disponível em: <https://pdfs.semanticscholar.org/33fe/e2fa3291fa59dd60d9075040186e08a0c76b.pdf>. Acesso em: 14 set. 2019.

MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. **Race car vehicle dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers. 918 p. 1995.

NICOLAZZI, L. C.; ROSA, E.; LEAL, L. C. M. **Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis**. Florianópolis: Publicação Interna do Grante - Depto. de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina, 2012. 355 p.

PAUWELUSSEN, J. **Essentials of Vehicle Dynamics**. Waltham: Elsevier Ltd., 2015. 308 p.

Qual a diferença entre suspensão multilink e por eixo de torção? 2021. Disponível em: <https://quatorrodas.abril.com.br/auto-servico/qual-a-diferenca-entre-suspensao-multilink-e-por-eixo-de-torca/>. Acesso em: 3 nov. 2022.

RODRIGUES, Renan. **O que é suspensão do tipo McPherson?** 2019. Disponível em: <https://www.kbb.com.br/detalhes-noticia/o-que-e-suspensao-do-tipo-mcpherson/?ID=2321>. Acesso em: 3 nov. 2022.

STARR J. Patrick. **Desingning stable three wheeled vehicles with application to Solar Powered Racing Cars**. 21 p. Paper. Mechanical Engineering Department. University of Minnesota. Minneapolis. 2006. Disponível em: . Acesso em: 2 nov. 2022.