

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Cádmo Augusto Rodrigues Dias

**ANÁLISE DA TAXA DE ESTERÇAMENTO DE UM MODELO AUTOMOTIVO
CORRELACIONADO EM KNC EM UM SIMULADOR DRIVER-IN-THE-LOOP**

Belo Horizonte

2021

Cádmo Augusto Rodrigues Dias

**ANÁLISE DA TAXA DE ESTERÇAMENTO DE UM MODELO AUTOMOTIVO
CORRELACIONADO EM KNC EM UM SIMULADOR DRIVER-IN-THE-LOOP**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Jánes Landre Júnior

Área de concentração: Engenharia Automotiva

Belo Horizonte

2021

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

D541a Dias, Cádmo Augusto Rodrigues
Análise da taxa de esterçamento de um modelo automotivo correlacionado em KnC em um simulador Driver-In-The-Loop / Cádmo Augusto Rodrigues Dias. Belo Horizonte, 2021.
123 f.: il.

Orientador: Jánes Landre Júnior
Tese (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

1. Automóveis - Dinâmica. 2. Simulação (Computadores). 3. Automóveis - Métodos de simulação. 4. Engenharia de sistemas. 5. Sistema vestibular. 6. Veículos - Inovações tecnológicas - Testes. 7. Dinâmica das máquinas. 8. Veículos. I. Landre Júnior, Jánes. II. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

SIB PUC MINAS

CDU: 629.113.027

Ficha catalográfica elaborada por Rosemary Socorro Hosken - CRB 6/3170

Cádmo Augusto Rodrigues Dias

**ANÁLISE DA TAXA DE ESTERÇAMENTO DE UM MODELO AUTOMOTIVO
CORRELACIONADO EM KNC EM UM SIMULADOR DRIVER-IN-THE-LOOP**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Jánes Landre Júnior

Área de concentração: Engenharia Automotiva

Prof. Dr. Jánes Landre Júnior - PUC Minas (Orientador)

Prof. Dr. Claysson Bruno Santos Vimieiro – PUC Minas (Banca Examinadora)

Prof. Dr. Luis Henrique Andrade Maia – PUC Minas (Banca Examinadora)

Prof. Dr. Juan Carlos Horta Gutiérrez – UFMG (Banca Examinadora)

Belo Horizonte, 19 de março de 2021

AGRADECIMENTOS

À Eliana, minha mãe, que junto à minha tia Íris abdicou de diversas conquistas pessoais para que eu pudesse ter a oportunidade de estudar e ingressar em uma universidade. Às minhas irmãs, Nathália e Sarah, além do meu amigo irmão, Caio, que sempre me apoiaram.

À todas e todos que contribuíram nessa caminhada, em especial a Lucia, o Roberto e o Gregory; a Vitorino, Carlota, Botelho e a Bárbara; o Caixeta, William, Abílio, Marcelo, Matheus, Wagner, Jhordam, Felipe, Rafael e o Aquino.

Ao Prof. Dr. Jânes Landre Júnior, orientador pelo qual sou grato pelo aprendizado, pela experiência e pelo apoio. A todos os professores e a cada funcionário das escolas e da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, em especial as professoras Renata Umbelino, Vânia Moura e Viviane Dias e os professores Fernando Camilo, Claysson Vimieiro, Luis Maia e Athos Carvalho. À Larissa e à Val.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Código de Financiamento 001.

“I mean, if you can't have fun doing this, you're doing it wrong. You know what I mean?”

(Chester Bennington)

RESUMO

Dada a crescente utilização da simulação virtual nos projetos de veículos automotivos, a correlação dos modelos virtuais é parte fundamental do processo. Abordando conceitos de dinâmica veicular e focando especialmente nos sistemas de suspensão e direção, o presente trabalho busca utilizar um simulador *driver-in-the-loop* com nove graus de liberdade para analisar a influência no comportamento dinâmico de um veículo devido à variação de sua taxa de esterçamento. Para tal, com auxílio dos programas ADAMS/Car, VI-CarRealTime e MATLAB, um modelo virtual de múltiplos corpos correlacionado em parâmetros de elastocinematismo a um veículo físico é desenvolvido. Ao final do trabalho, observou-se uma boa correlação entre o modelo virtual e o veículo de testes foi encontrada com sucesso e que, portanto, a simulação virtual permite encontrar resultados confiáveis quanto ao comportamento dos sistemas de suspensão e direção veicular. Posteriormente, com os testes realizados no SIM Center, puderam ser obtidos os resultados esperados: A análise da aceleração lateral sofrida no centro de gravidade do veículo em manobras distintas permitiu concluir que o modelo com maior taxa de esterçamento necessita de maiores valores de ângulo de volante, em relação ao modelo com menor taxa de esterçamento, para que a mesma manobra seja realizada.

Palavras-chave: Engenharia automotiva. Dinâmica veicular. Sistemas de múltiplos corpos. Correlação de modelos virtuais. Simulador veicular dinâmico.

ABSTRACT

Given the increasing use of virtual simulation in automotive vehicle designs, the correlation of virtual models is a fundamental part of the process. Approaching concepts of vehicle dynamics and focusing especially on suspension and steering systems, the present work seeks to use a driver-in-the-loop simulator with nine degrees of freedom to analyze the influence on the dynamic behavior of a vehicle due to the variation of its steering ratio. Aiming this and with the aid of the software ADAMS/Car, VI-CarRealTime and MATLAB, a multibody virtual model correlated in parameters of kinematics and compliance to a physical vehicle is developed. At the end of the work, it was observed that a good correlation between the virtual model and the test vehicle was found successfully and that, therefore, the virtual simulation allows to find reliable results regarding the vehicle's suspension behavior. Subsequently, with the tests carried out in SIM Center, the expected results could be found: The lateral acceleration analysis in the vehicle's center of gravity in different maneuvers led to the conclusion that the model with a higher steering ratio requires greater steering wheel angle values, in relation to the model with the lowest steering ratio, so that the same maneuver is performed.

Keywords: Automotive engineering. Vehicle dynamics. Multibody systems. Virtual model correlation. Dynamic vehicle simulator.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Sistemas de direção (a) e suspensão (b).....	33
Figura 2 – Simulação <i>driver-in-the-loop</i>	34
Figura 3 – SIM Center	34
Figura 4 – Relação de massas suspensa e não suspensa.....	42
Figura 5 - Sistema de coordenadas do veículo de acordo com a SAE	43
Figura 6 - Mergulho.....	44
Figura 7 - Levantamento.....	44
Figura 8 - Distribuição de peso por eixos.....	45
Figura 9 – Comparativo de excitações nas suspensões independente e dependente	47
Figura 10 - Vista frontal dos principais componentes da McPherson.....	48
Figura 11 – Vista em corte de um amortecedor veicular.....	50
Figura 12 – <i>Jounce e rebound</i>	51
Figura 13 - Montante	53
Figura 14 – Suspensão por eixo de torção	54
Figura 15 - Eixo de torção	55
Figura 16 - Sistema de direção	56
Figura 17 – Orientação do ângulo de convergência	59
Figura 18 - Orientação do ângulo de camber	60
Figura 19 - Cáster positivo e cáster negativo	61
Figura 20 – Braço de cáster	62
Figura 21 – Inclinação do pino mestre	63
Figura 22 - Ângulo de esterçamento.....	65
Figura 23 – Geometria de Ackermann	66
Figura 24 - Comportamento de um veículo de acordo com o gradiente de subesterço.....	67
Figura 25 - Máquina de medição de parâmetros cinemáticos	70
Figura 26 - Instrumentação do SPMM	71
Figura 27 - Modelo de um quarto de veículo	72
Figura 28 - Modelo de meio veículo	73
Figura 29 - Modelo de veículo completo.....	74
Figura 30 – Subsistemas de suspensão McPherson (a) e eixo de torção (b) no ADAMS/Car.	76
Figura 31 – Sistema de suspensão dianteira no ADAMS/Car.....	76
Figura 32 – SIM Center durante testes	78

Figura 33 – Painel do veículo do SIM Center	79
Figura 34 – Robôs da plataforma do SIM Center.....	79
Figura 35 – Metodologia	81
Figura 36 - Aplicação de cargas durante os testes.....	82
Figura 37 - Programa para otimização de dados	84
Figura 38 – Manobra A	87
Figura 39 – Manobra B.....	88
Figura 40 – Contorno da pista do VI-Road utilizada na manobra B.....	88
Figura 41– <i>Proving ground</i> durante o teste	89
Figura 42 - Rigidez de suspensão - teste de cargas opostas – DE (a) e DD (b)	91
Figura 43 - Desvio do ângulo de esterçamento - teste de cargas opostas – DE (a) e DD (b)...	92
Figura 44 - Desvio do ângulo de esterçamento - teste de cargas opostas – TE (a) e TD (b)....	92
Figura 45 - Desvio de camber - teste de cargas opostas – DE (a) e DD (b).....	93
Figura 46 - Desvio de camber - teste de cargas opostas - TD	93
Figura 47 - Desvio de convergência - teste de cargas opostas – DE (a) e TD (b).....	93
Figura 48 – Rigidez de suspensão - teste de cargas paralelas – DE (a) e TD (b).....	94
Figura 49 – Desvio de convergência - teste de cargas paralelas - DE.....	95
Figura 50 – Desvio de convergência - teste de cargas paralelas – TE (a) e TD (b)	95
Figura 51 – Desvio de ângulo de esterçamento - teste de cargas paralelas – DE (a), DD (b), TE (c) e TD (d).....	96
Figura 52 – Desvio de camber - teste de cargas paralelas - DE (a), DD (b), TE (c) e TD (d) .	96
Figura 53 – Deslocamento longitudinal do centro da roda - teste de cargas paralelas – TE (a) e TD (b)	97
Figura 54 – Deslocamento longitudinal do centro da roda - teste de cargas paralelas – DE (a) e DD (b).....	97
Figura 55 – Deslocamento lateral do centro da roda - teste de cargas paralelas - TD	98
Figura 56 – Deslocamento lateral do centro da roda - teste de cargas paralelas – DD (a) e TE (b)	98
Figura 57 – Desvio de camber – teste de cargas laterais – DD (a), DE (b), TE (c) e TD (d)...	99
Figura 58 – Desvio de convergência - teste de cargas laterais – DE (a) e TE (b).....	99
Figura 59 – Desvio de ângulo de esterçamento - teste de cargas laterais – DE (a) e TE (b)..	100
Figura 60 – Deslocamento lateral do contato entre pneu e solo (a) e Deslocamento lateral do centro da roda (b) - teste de cargas laterais - DE.....	100
Figura 61 – Desvio de camber - teste de cargas longitudinais – DD (a) e DE (b)	101

Figura 62 - Desvio de camber DE (a) e TE (b); desvio do ângulo de esterçamento DE (c) e TE (d) - teste de cargas alinhantes.....	101
Figura 63 - Desvio de convergência DE (a) e deslocamento lateral do ponto de contato entre pneu e solo DD (b) - teste de cargas alinhantes.....	102
Figura 64 – Ângulo de Ackermann - teste de esterçamento.....	102
Figura 65 – Convergência - teste de esterçamento – DE (a) e DD (b).....	103
Figura 66 – Camber pelo ângulo de volante - teste de esterçamento - DE	103
Figura 67 – Inclinação do pino mestre (a) e braço à terra (b) - teste de esterçamento - DD..	103
Figura 68 – Taxa de esterçamento - teste de esterçamento	104
Figura 69 – Ângulo de cáster DE (a) e Braço de cáster DD (b) - teste de esterçamento	104
Figura 70 - Variação da taxa de esterçamento com a mudança.....	105
Figura 71 – Variação da aceleração lateral pelo ângulo de volante (<i>offline</i>)	106
Figura 72 – Variação do ângulo de volante (a) e trajetória dos modelos A e B em valores iguais de λ e ψ (b).....	106
Figura 73 – Variação do ângulo de rolagem (a) e arfagem (b) nos testes 2 e 11 (<i>offline</i>)	107
Figura 74 – Variação da aceleração lateral (a) e trajetória (b) durante testes 19 e 20.....	108
Figura 75 – Diferença de ângulo volante pelo tempo entre os modelos	109
Figura 76 – Variação do ângulo de volante nos testes em tempo real.....	109
Figura 77 – Variação da aceleração lateral para testes com ψ_1 (a), ψ_2 (b) e ψ_3 (c) e trajetória do veículo para valores iguais de λ e ψ (d) - <i>online</i>	110

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Parâmetros para definição de peso por eixo.....	45
Quadro 2 - Testes realizados na SPMM	83
Quadro 3 – Modificações realizadas no modelo virtual do ADAMS/Car.....	85
Quadro 4 – Testes realizados no SIM Center	89

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BNDES	Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social
CAE	Programas de Engenharia auxiliados por computador
DIL	<i>Driver-in-the-loop</i>
EPS	Sistema de direção elétrica
GUI	Interface gráfica do utilizador
HIL	<i>Hardware-in-the-loop</i>
KnC	Elastocinematismo
MIL	<i>Model-in-the-loop</i>
PUC Minas	Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais
SAE	Sociedade dos Engenheiros Automotivos
SPMM	Máquina de medição de parâmetros cinemáticos
VI-CRT	VI-CarRealTime

LISTA DE SÍMBOLOS

h	Altura do centro de gravidade
h_a	Altura do ponto onde força de arrasto é considerada
a_x	Aceleração longitudinal
h_h	Altura do ponto de engate do reboque
CG	Centro de gravidade
b	Distância entre o centro de gravidade e o eixo dianteiro
d_h	Distância entre o eixo traseiro e o ponto de reboque
c	Distância entre o centro de gravidade e o eixo traseiro
D_A	Força de arrasto atuante no veículo
R_{hx}	Componente horizontal da força do reboque atuante no veículo
R_{hz}	Componente vertical da força do reboque atuante no veículo
g	Aceleração da gravidade
L	Passo
W	Peso total do veículo
W_f	Peso do veículo suportado pelo eixo dianteiro
W_r	Peso do veículo suportado pelo eixo traseiro
M_s	Massa suspensa
C_s	Amortecimento da massa suspensa
K_s	Rigidez da massa suspensa
M_{ns}	Massa não suspensa
K_{ns}	Rigidez da massa não suspensa
C_{ns}	Amortecimento da massa não suspensa
ns	Não suspenso
F_c	Força na carroceria
F_r	Força na roda
Z_{Ms}	Deslocamento da massa suspensa
Z_{Mns}	Deslocamento da massa não suspensa
Z	Deslocamento da pista de rodagem

ψ	Velocidade longitudinal
λ	Velocidade de rotação do volante
DE	Lado esquerdo do eixo dianteiro
DD	Lado direito do eixo dianteiro
TE	Lado esquerdo do eixo traseiro
TD	Lado direito do eixo traseiro

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	33
1.1 Objetivos.....	36
<i>1.1.1 Objetivo geral.....</i>	<i>36</i>
<i>1.1.2 Objetivos específicos</i>	<i>36</i>
1.2 Justificativa	36
1.3 Escopo	36
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	39
2.1 Estado da arte	39
2.2 Fundamentação teórica.....	41
<i>2.2.1 Dinâmica veicular.....</i>	<i>41</i>
<i>2.2.2 Massas suspensa e não suspensa</i>	<i>42</i>
<i>2.2.3 Sistema de coordenadas SAE e ângulos de Euler</i>	<i>43</i>
<i>2.2.4 Distribuição de peso por eixo</i>	<i>45</i>
<i>2.2.5 Sistema de suspensão.....</i>	<i>46</i>
<i>2.2.5.1 Sistema McPherson</i>	<i>48</i>
<i>2.2.5.1.1 Mola.....</i>	<i>49</i>
<i>2.2.5.1.2 Amortecedor</i>	<i>50</i>
<i>2.2.5.1.3 Batentes superior e inferior</i>	<i>51</i>
<i>2.2.5.1.4 Braço oscilante</i>	<i>52</i>
<i>2.2.5.1.5 Braço de direção</i>	<i>52</i>
<i>2.2.5.1.6 Montante.....</i>	<i>52</i>
<i>2.2.5.1.7 Barra estabilizadora</i>	<i>53</i>
<i>2.2.5.2 Sistema de eixo de torção</i>	<i>53</i>
<i>2.2.5.2.1 Eixo de torção.....</i>	<i>54</i>
<i>2.2.6 Sistema de direção</i>	<i>55</i>
<i>2.2.6.1 Coluna de direção</i>	<i>56</i>
<i>2.2.6.2 Caixa de direção.....</i>	<i>57</i>
<i>2.2.6.3 Tirante</i>	<i>57</i>
<i>2.2.6.4 Sistema elétrico de direção</i>	<i>57</i>
<i>2.2.7 Parâmetros cinemáticos</i>	<i>58</i>
<i>2.2.7.1 Ângulo de convergência</i>	<i>58</i>
<i>2.2.7.2 Ângulo de camber.....</i>	<i>59</i>
<i>2.2.7.3 Ângulo de cáster.....</i>	<i>61</i>
<i>2.2.7.4 Braço de cáster.....</i>	<i>62</i>
<i>2.2.7.5 Inclinação do pino mestre</i>	<i>63</i>
<i>2.2.7.6 Braço à terra</i>	<i>63</i>
<i>2.2.7.7 Ângulo de esterçamento e geometria de Ackermann.....</i>	<i>64</i>
<i>2.2.7.8 Taxa de esterçamento e gradiente de subesterço</i>	<i>66</i>
<i>2.2.8 Variação dos parâmetros cinemáticos</i>	<i>68</i>
<i>2.2.9 SPM: Máquina de medição de parâmetros cinemáticos</i>	<i>70</i>
<i>2.2.10 Modelos de dinâmica veicular vertical</i>	<i>72</i>
<i>2.2.10.1 Modelo de um quarto de veículo</i>	<i>72</i>
<i>2.2.10.2 Modelo de meio veículo.....</i>	<i>73</i>
<i>2.2.10.3 Modelo de veículo completo.....</i>	<i>74</i>
<i>2.2.11 Sistemas de múltiplos corpos.....</i>	<i>74</i>
<i>2.2.11.1 ADAMS/Car e VI-CarRealTime</i>	<i>75</i>
<i>2.2.12 SIM Center.....</i>	<i>77</i>

3 METODOLOGIA.....	81
3.1 Ajuste e obtenção de dados do veículo físico.....	82
3.2 Elaboração dos modelos virtuais.....	85
3.3 Testes no SIM Center.....	87
3.3.1 Testes offline.....	87
3.3.2 Testes em tempo real (online).....	88
4 RESULTADOS.....	91
4.1 Correlação de KnC.....	91
4.1.1 Teste de cargas opostas.....	91
4.1.2 Teste de cargas paralelas.....	94
4.1.3 Teste de cargas laterais.....	98
4.1.4 Teste de cargas longitudinais.....	100
4.1.5 Teste de cargas alinhantes.....	101
4.1.6 Teste de esterçamento.....	102
4.2 Variação da taxa de esterçamento.....	104
4.3 Análise dinâmica da variação da taxa de esterçamento.....	105
4.3.1 Testes offline.....	105
4.3.2 Testes online.....	108
4.4 Discussão de resultados.....	110
5 CONCLUSÕES.....	113
REFERÊNCIAS.....	115

1 INTRODUÇÃO

Em um veículo automotivo, o sistema de suspensão é primordial. Por meio deste, busca-se que os esforços sofridos devido ao contato de pneus e solo não cheguem aos motoristas e passageiros, propiciando assim melhor qualidade de rodagem e conforto. Além dessas questões e junto ao sistema de direção (Figura 1), a suspensão veicular é responsável, ainda, por propiciar ao motorista a resposta de como o veículo está se comportando dinamicamente, permitindo que curvas e demais manobras sejam realizadas com segurança.

Figura 1 – Sistemas de direção (a) e suspensão (b)



Fonte: (ZF, 2021; THE COURIER, 2021).

Para a definição do comportamento almejado aos sistemas apresentados acima, alguns parâmetros como ângulo de convergência, rigidez de suspensão e taxa de esterçamento são definidos. Basicamente, esses parâmetros são caracterizados de acordo com a geometria de suspensão (que define ângulos e posicionamentos espaciais estratégicos) e com a presença de componentes como barras ou eixos de torção, por exemplo. Com isso, os sistemas de direção e suspensão veiculares têm diversas funções e determinada atenção durante seu projeto é fundamental.

Em paralelo ao apresentado, a indústria automobilística tem observado crescente utilização da simulação como recurso fundamental no desenvolvimento de projetos. Na Engenharia de Chassis, em especial no que diz respeito ao comportamento dos sistemas de suspensão e derivados, não tem sido diferente. Nesse contexto, são utilizados simuladores veiculares que contam, basicamente, com três tipos de simulação: *Model-in-the-loop* (MIL), *hardware-in-the-loop* (HIL) e *driver-in-the-loop* (DIL) (Figura 2). Encontrada em centros de excelência em dinâmica veicular, essa última é um tipo de simulação mais elaborada em relação às duas anteriormente citadas por incluir um motorista participando ativamente dos testes.

Figura 2 – Simulação *driver-in-the-loop*

Fonte: Elaborado pelo autor.

Quanto aos centros de excelência em dinâmica veicular, estes permitem testes de modelos virtuais de veículos, isto é, não se torna necessária a construção de protótipos de testes para verificações iniciais de projeto, por exemplo. Com isso, o tempo e o recurso necessário para o desenvolvimento de um novo veículo são reduzidos, além de permitir maior gama de verificações e identificações prévias de falhas em um projeto.

Apresentando elevados níveis de tecnologia, os centros de excelência em dinâmica veicular têm ganhado espaço nos principais centros de pesquisa pelo mundo, como é o caso do SIM Center (Figura 3). Projeto de parceria entre universidade e indústria, o SIM Center está localizado na Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais (PUC Minas) e é um projeto desenvolvido com suporte do Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social (BNDES), se destacando por atualmente ser o único equipamento do porte no hemisfério sul.

Figura 3 – SIM Center

Fonte: (FCA PRESS, 2020).

Entretanto, para que um modelo virtual resulte em comportamentos semelhantes aos apresentados por um veículo físico, alguns passos prévios à simulação do mesmo são

necessários. Um desses passos é o ajuste dos parâmetros de elastocinematismo (KnC) dos conjuntos de suspensão e direção, de maneira que estes correspondam adequadamente aos valores de projeto e por consequência ao veículo físico. Posteriormente, características dinâmicas de dirigibilidade e relativas ao conforto de rodagem do veículo são ajustadas no mesmo intuito da correta definição dos parâmetros de elastocinematismo.

No contexto abordado, o presente trabalho busca a construção de um modelo virtual de múltiplos corpos correlacionado em parâmetros de KnC a um veículo físico de testes para um simulador de dinâmica veicular com 9 graus de liberdade, o SIM Center. Neste, uma análise do comportamento dinâmico do veículo de acordo com a variação de um dos parâmetros de elastocinematismo correlacionados é feita, corroborando não somente a importância da correta elaboração dos modelos virtuais, mas também a influência da variação da taxa de esterçamento no comportamento dinâmico do veículo.

1.1 Objetivos

Os objetivos específicos e geral deste trabalho serão abordados no presente tópico.

1.1.1 *Objetivo geral*

Estudar a influência da variação da taxa de esterçamento no comportamento dinâmico de veículos automotivos a partir de um modelo virtual de múltiplos corpos com parâmetros de KnC correlacionados a um veículo físico.

1.1.2 *Objetivos específicos*

O objetivo geral do presente trabalho será alcançado por meio dos objetivos específicos que seguem.

- a) Analisar o ajuste de um veículo físico quanto aos seus parâmetros de projeto e obter os parâmetros de elastocinematismo dos sistemas de suspensão e direção do veículo controlado em questão;
- b) Examinar a variação dos parâmetros de elastocinematismo entre o veículo físico e o modelo virtual correlacionado;
- c) Investigar a influência da taxa de esterçamento na realização de manobras e consequentemente no comportamento dinâmico do veículo a fim de validar os modelos.

1.2 Justificativa

Há alguns anos, a utilização de centros de excelência em dinâmica veicular era restrita a veículos de alta performance. Uma vez que os primeiros projetos nacionais de veículos urbanos que utilizam de testes no SIM Center estão sendo lançados durante este e os próximos anos, o presente trabalho torna-se importante por buscar a análise do comportamento dinâmico de modelos virtuais no centro de excelência em questão. Além de tal, a taxa de esterçamento é um parâmetro fundamental para o comportamento do veículo uma vez que esta influência de maneira direta a realização de manobras de emergência, por exemplo.

1.3 Escopo

O presente texto está disposto de acordo com a relação apresentada a seguir.

- a) O capítulo 1 contém a introdução ao trabalho e, por consequência, apresenta as ideias gerais do que o mesmo busca abordar;

- b) O capítulo 2 busca tratar do referencial teórico acerca da dinâmica veicular uma vez que aborda o estado da arte e alguns conceitos fundamentais para o desenvolvimento do objetivo proposto;
- c) O capítulo 3 busca abordar a metodologia a ser utilizada durante a obtenção dos dados experimentais do veículo físico, a elaboração do modelo virtual e a análise do mesmo em um simulador veicular;
- d) O capítulo 4 discute e apresenta os resultados obtidos nos testes propostos.
- e) O capítulo 5 apresenta conclusões gerais e rumos para futuros trabalhos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica do presente trabalho é estruturada de maneira a abordar o estado da arte e a fundamentação teórica para o desenvolvimento da pesquisa.

2.1 Estado da arte

Além de reduzirem o tempo de desenvolvimento e a quantidade de recursos naturais e econômicos necessários para sua conclusão, Dias *et al.* (2018) comentam que projetos que utilizam de simulações alcançam resultados mais precisos. Nesse contexto, os projetos da área de Engenharia de Chassis buscam cada vez mais a simulação uma vez que os recursos computacionais têm sido braço forte da indústria automobilística, como é corroborado por Seredynski (2020).

Ao realizar otimizações dos testes de esterçamento de um veículo por meio da construção de modelos virtuais, Leledakis (2014) afirmou que o uso de programas de Engenharia auxiliados por computador (CAE, do inglês *Computer Aided Engineering*), na fase de desenvolvimento conceitual, ajudam a alcançar os objetivos especificados para um veículo em seu projeto. Paralelamente e aplicando simulação em tempo real para correlacionar os parâmetros de dirigibilidade de um veículo de testes a um modelo virtual, Bitencourt (2016) comentou que a simulação virtual nasceu como recurso para veículos esportivos e atualmente já é utilizada para segmentos mais simples, como é o caso de carros de passeio.

Uma vez que grande parte dos modelos virtuais assumem a operação do veículo apenas no regime linear, Novi *et al.* (2019) utilizaram de tipos distintos de controladores preditivos não lineares para estudar a dinâmica veicular de carros autônomos. Da mesma forma, Nishimura *et al.* (2020) desenvolveram um modelo de veículo de alta performance que utiliza controladores preditivos não lineares também alcançando bons resultados. Entretanto, vistos sob certa complexidade, os modelos utilizados para simulações virtuais não precisam ser tão elaborados em todas as análises, o que pode ser corroborado pelo trabalho de Aquino (2014) que desenvolveu estudos com modelos de um quarto de veículo e chegou a resultados satisfatórios.

Em suas pesquisas, Özcan *et al.* (2012) e Czechowicz e Mavros (2014) também utilizaram da simulação para desenvolver análises sobre parâmetros fundamentais da dinâmica veicular. Enquanto os primeiros autores realizaram a otimização de sistemas de direção, os segundos apresentaram a correlação de parâmetros de elastocinematismo de um modelo virtual de múltiplos corpos e um veículo físico. Ao final de seus respectivos trabalhos, os autores chegaram com sucesso aos resultados esperados.

Acerca de simuladores de dinâmica veicular, muitas pesquisas vêm sendo desenvolvidas nos últimos anos almejando o melhor entendimento do funcionamento dos mesmos. Em seus estudos, Naves (2018) realizou uma análise de *motion cueing* em um simulador veicular dinâmico *driver-in-the-loop* de nove graus de liberdade e, ao realizar a comparação de veículos físicos a modelos virtuais, o autor em questão alcançou resultados satisfatórios. No mesmo tipo de simulador, Ellensoh *et al.* (2019) estudou outro algoritmo de *motion cueing* e alcançou bons resultados após o teste com mais de trinta participantes, uma vez que os estudos de *motion cueing* incluem considerável subjetividade.

Visando otimizar a dirigibilidade de um veículo de fórmula, Tey e Rahizar (2019) utilizaram dos programas MATLAB e VI-CarRealTime (VI-CRT). Ao final do trabalho, os autores conseguiram otimizar a aceleração lateral máxima em cerca de 8,90% de maneira a manter o veículo estável e com o comportamento neutro durante a realização de curvas. Utilizando os mesmos softwares citados e posteriormente realizando testes em um simulador estático DIL, Ferraris *et al.* (2019) também otimizaram o comportamento dinâmico do veículo ao desenvolverem algoritmos de controle para os torques exercidos nas rodas de um veículo elétrico.

Ainda quanto à utilização de simuladores DIL, Mastinu *et al.* (2020) utilizaram de um para o estudo da estabilidade com modelos subesterçante e sobre-esterçante em manobras de curso constante. Os autores concluíram que o sistema formado pelo veículo e pelo motorista pode se tornar instável caso determinadas perturbações sejam aplicadas no mesmo.

Portanto, os estudos recentes de dinâmica veicular têm enfoque na utilização da computação como ferramenta fundamental em suas análises. Por meio da utilização de simuladores, os trabalhos da área também buscam a correlação entre os veículos físicos e os modelos virtuais uma vez que a credibilidade do resultado virtual pode ser atingida desde que o mesmo seja obtido de um modelo que represente tão fielmente quanto necessário um veículo físico.

2.2 Fundamentação teórica

Buscando realizar o objetivo proposto pelo presente trabalho, torna-se necessária a abordagem de alguns conceitos acerca da dinâmica veicular. O presente tópico irá abordar esta e mais alguns outros conceitos relacionados.

2.2.1 Dinâmica veicular

Ao contrário do que muitas vezes é idealizado, a dinâmica veicular não abrange apenas o comportamento de carros em pistas de rolagem. Como Gillespie (1992) explica, a área de estudo em questão pode ser definida como o movimento de carros, ônibus, caminhões e outros tipos de veículos em uma pista de rolagem. Ainda para o autor apresentado, os tópicos dinâmicos são definidos pela força que o veículo sofre devido à gravidade, às questões aerodinâmicas e em função do esforço transferido pelos pneus. Corroborando com o apresentado, Abe (2015) comenta, ainda, que os veículos terrestres podem ser divididos em dois grandes grupos: Um que é livre para se mover em qualquer direção por meio de pneus, como o caso de um carro, e outro para veículos com caminho fisicamente limitado, como é o caso de locomotivas, por exemplo.

De acordo com Jazar (2017), a importância da dinâmica veicular se prova por estar no currículo dos estudantes de Engenharia há mais de cem anos. Para o referido autor, esse estudo surgiu com a definição de metodologias sobre o comportamento dos diversos sistemas ligados aos veículos e, atualmente, a área de estudo em questão tende pela busca do modelamento e da otimização dos sistemas por meio de análises de múltiplos corpos. Para Marques *et al.* (2018), um sistema de múltiplos corpos pode ser definido como um conjunto de corpos interligados por juntas e sob a ação de forças, interagindo entre si e o resto do sistema.

No presente trabalho, o conteúdo da dinâmica veicular em foco se remete ao projeto de chassis. Por meio dos pneus, o chassi interage com o solo e, como Wei e Taghavifar (2017) explicam, os veículos estão propensos a uma série de oscilações devido às irregularidades do solo. Com isso, o veículo pode se tornar instável e uma série de outros efeitos indesejados podem acontecer. É no abordado contexto que o projeto de chassis veiculares e seus respectivos componentes torna-se importante em termos de garantir estabilidade, conforto e segurança.

De acordo com Suh *et al.* (2000), o desenho do chassi é o passo de um projeto de maior influência na performance de um veículo em seu estágio inicial, requerendo demasiada atenção quando elaborado. Junto a isso, Dokainish e ElMadany (1979) comentam que uma das

principais demandas em um projeto de chassi é o aprimoramento no conforto dos veículos durante a rodagem. Ainda de acordo com Özcan *et al.* (2012), os componentes lineares responsáveis por diversas funções, entre elas a de conforto durante a rodagem, podem ser modelados e projetados por meio da resolução de uma série de equações diferenciais ordinárias e lineares. No contexto apresentado, os fenômenos relativos ao chassi que influenciam a dinâmica do veículo são estudados, basicamente, de maneira relativa aos momentos de aceleração e frenagem em pistas de formas e traçados distintos.

2.2.2 Massas suspensa e não suspensa

Buscando simplificação para a realização de análises, comumente a massa do veículo e os seus valores respectivos de inércia são consideradas como concentradas no centro de gravidade (CG) do veículo. De acordo com Gillespie (1992), o emprego dessa definição nas análises aqui realizadas é viável pois, durante uma curva, por exemplo, todos os componentes do veículo também realizam a manobra. A mesma análise é feita para o caso de o veículo estar acelerando ou freando, uma vez que todos os componentes estariam em aceleração ou desaceleração. Tal consideração é de extrema importância para a definição de dois conceitos fundamentais: Massa suspensa (M_s) e massa não suspensa (M_{ns}).

A M_{ns} é composta por pneus, rodas, torre do amortecedor e demais componentes adjacentes. Struble (2014) comenta que a M_s é toda a massa restante do veículo que, por consequência, é sustentada pelos componentes que formam a M_{ns} . Essa relação de massas pode ser vista da Figura 4.

Figura 4 – Relação de massas suspensa e não suspensa



Fonte: Elaborado pelo autor.

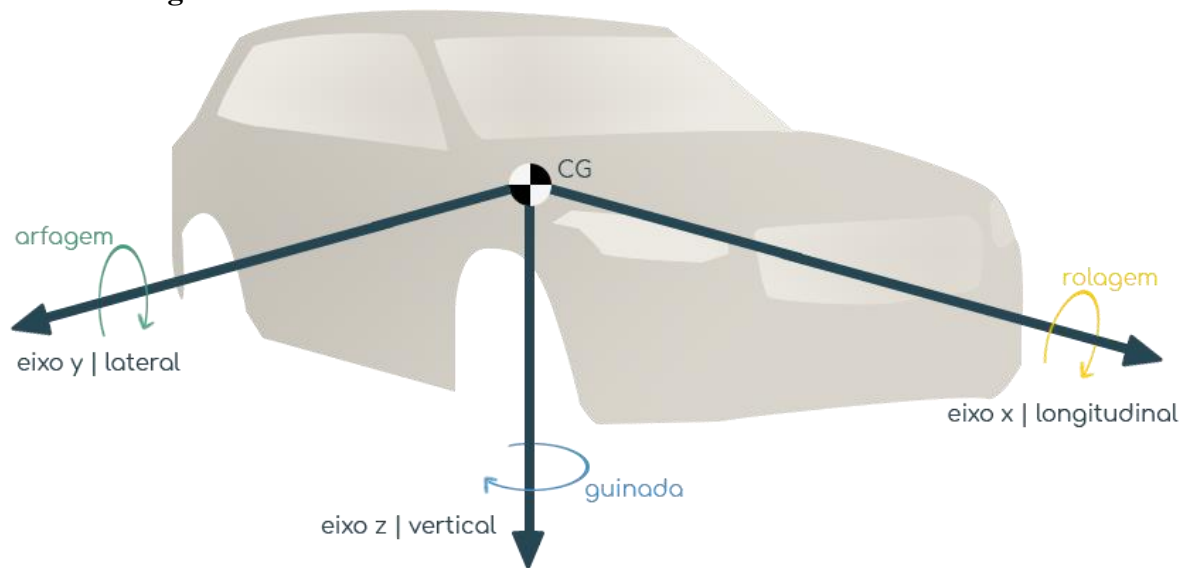
Como observado por Reimpell *et al.* (2001), a maioria dos projetos de suspensão buscam a máxima redução da M_s . Entretanto, Milliken e Milliken (2002) fazem a observação de que, quanto maior for a M_{ns} , maiores problemas relativos à frequência de oscilação poderão

ser observados pelo motorista. Portanto, há uma linha ténue entre a distribuição de massa em suspensão e não suspensão, de maneira que a mesma deve ser feita considerando diversos fatores durante o projeto.

2.2.3 Sistema de coordenadas SAE e ângulos de Euler

Padronizado pela Sociedade dos Engenheiros Automotivos (SAE), a Figura 5 apresenta o sistema de coordenadas de um veículo.

Figura 5 - Sistema de coordenadas do veículo de acordo com a SAE



Fonte: Elaborado pelo autor.

A figura acima mostra que o sistema de coordenadas é tomado em relação ao centro de gravidade do veículo, isto é, é definido que o sistema de coordenadas é tomado fixado no veículo. Na mesma figura, observa-se que o eixo longitudinal (eixo X) é tomado como positivo quando evolui do CG para a parte dianteira do veículo, enquanto o eixo vertical (eixo Z) positivo é dado no sentido do CG ao solo. Por último, o eixo lateral (eixo Y) é definido como positivo quando tomado da esquerda para a direita do veículo.

Em torno dos eixos X, Y e Z, os ângulos de Euler definem a rolagem, arfagem e guinada, respectivamente, como ressaltam Milliken e Milliken (2002). Uma vez que esses ângulos apresentam forte influência no comportamento dinâmico de um veículo, os mesmos devem ser manipulados de acordo com o interesse do projeto. De acordo com Zhang *et al.* (2008), os efeitos causados pelos momentos em torno dos eixos de coordenadas ocorrem apenas sobre a massa suspensa, o que é corroborado por Abe (2015) ao explicar que apesar da massa suspensa responder à rolagem, a massa não suspensa pode continuar rígida e sem sofrer influências da massa suspensa.

De acordo com Eisele e Peng (2000), em veículos de dois compartimentos como ônibus articulados ou caminhões com trailers, a guinada pode causar o efeito de dobramento (*jackknifing*), que é basicamente a instabilidade do trailer em relação ao trem de força do veículo devido à formação de um ângulo inesperado entre seus dois compartimentos, o que leva à perda de controle do veículo e que por consequência pode causar tombamento do mesmo.

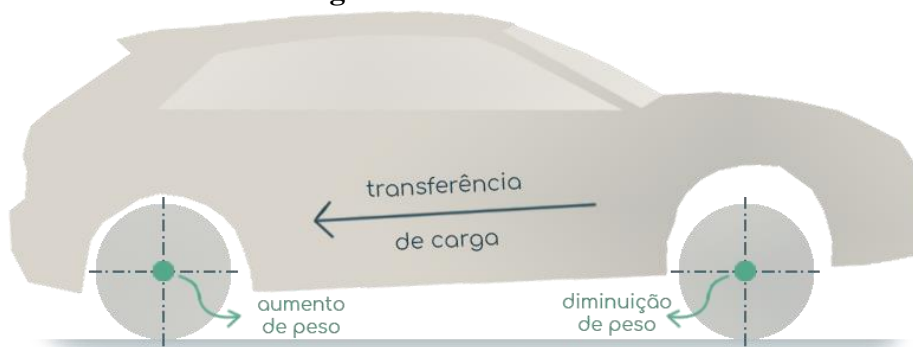
Relativo ao efeito de arfagem, Katz e Garcia (2002) comentam que este parâmetro está diretamente relacionado à transferência de massa entre os eixos de um veículo. Para Azman *et al.* (2007) e Gobbi *et al.* (2014), a arfagem está diretamente ligada aos fenômenos de mergulho (*dive*) e levantamento (*lift*), representados de maneira respectiva nas Figuras 6 e 7. Heißing e Ersoy (2010) afirmam que esses efeitos têm forte influência no conforto do veículo.

Figura 6 - Mergulho



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 7 - Levantamento



Fonte: Elaborado pelo autor.

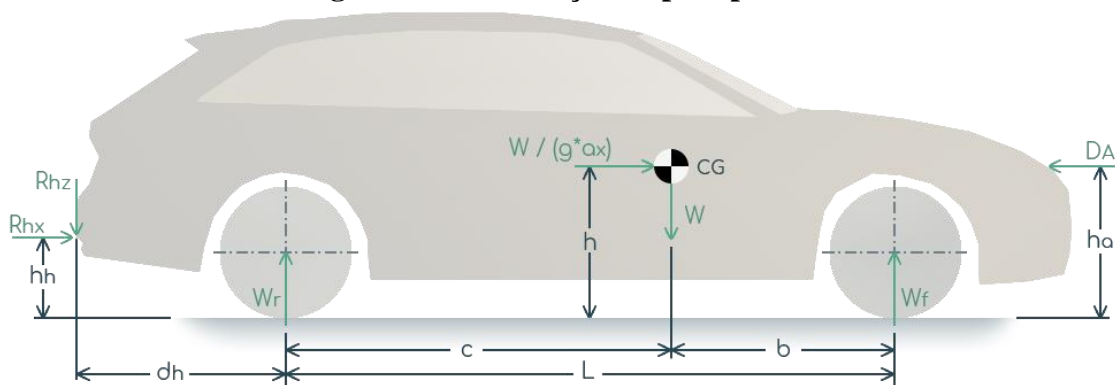
De acordo com o apresentado na figura acima, a característica de mergulho ocorre quando efeitos dinâmicos fazem com que a parte frontal do veículo rebaixe, levantando a parte traseira. De maneira análoga, o levantamento ocorre quando a parte dianteira levanta e, por consequência, a traseira desce. Sendo esta última comumente chamada de *squat*, Milliken e Milliken (2002) dizem que esse efeito ocorre quando um carro sobe uma via substancialmente inclinada, por exemplo, ou ainda em veículos de tração traseira quando os mesmos são

acelerados de maneira súbita. Para o caso do mergulho, no entanto, este tende a ocorrer quando um veículo em alta velocidade é freado de maneira efêmera.

2.2.4 Distribuição de peso por eixo

Em projetos de suspensão, um parâmetro fundamental a ser analisado é a distribuição de peso por eixo. De maneira apresentada previamente, para termos de simplificação a massa pode ser considerada como concentrada no centro de gravidade do veículo e, como a mesma é suportada pelo contato dos pneus com o solo, há a distribuição desse peso entre os eixos dianteiro e traseiro. A relação dessa distribuição é dada de acordo com as distâncias longitudinais do centro de gravidade aos eixos dianteiro e traseiro do veículo, como apresentado na Figura 8. A componente de aceleração longitudinal, diretamente relacionada com a aceleração da gravidade, também é aplicada no CG do veículo. O centro de gravidade, por sua vez, se encontra a uma determinada altura do solo também especificada no Quadro 1.

Figura 8 - Distribuição de peso por eixos



Fonte: Elaborado pelo autor.

Quadro 1 - Parâmetros para definição de peso por eixo

Termo	Definição
a_x	Aceleração longitudinal
b	Distância entre o centro de gravidade e o eixo dianteiro
c	Distância entre o centro de gravidade e o eixo traseiro
D_A	Componente horizontal da força de arrasto
d_h	Distância entre o eixo traseiro e o ponto de reboque
g	Aceleração da gravidade
h_a	Altura do ponto onde a força de arrasto é considerada
h_h	Altura do ponto de engate do reboque
L	Distância entre eixos (passo)
R_{hx}	Componente horizontal da força do reboque
R_{hz}	Componente vertical da força do reboque
W	Peso total
W_f	Peso suportado pelo eixo dianteiro
W_r	Peso suportado pelo eixo traseiro

Fonte: Gillespie (1992).

Trabalhando com alguns dos parâmetros descritos acima e com as equações de equilíbrio, os valores dos pesos distribuídos por eixos em pistas sem inclinação podem ser obtidos, ainda, pelas equações (1) e (2).

$$W_f = \frac{W \cdot c}{L} \quad (1)$$

$$W_r = \frac{W \cdot b}{L} \quad (2)$$

De acordo com Abe (2015), grande parte dos veículos pode ser modelada por uma representação matemática simplificada. No modelo apresentado na figura acima, o veículo conta, basicamente, com quatro rodas as quais têm liberdade para girar, permitindo a translação do veículo, e um corpo rígido sobre as rodas. Frequentemente sendo representado por um carro, o autor explica, ainda, que essa análise pode ser realizada para os mais diversos tipos de veículos terrestres. Essa afirmação é válida uma vez que, para o desenvolvimento e a análise dos fatores físicos do sistema, os parâmetros cinemáticos utilizados são comuns a todos os veículos terrestres.

2.2.5 Sistema de suspensão

De acordo com Bhosale *et al.* (2019), é por meio dos sistemas de suspensão e direção que o motorista recebe respostas do veículo quanto ao que é necessário para manter o mesmo não apenas em movimento, mas também estável e sob controle. Enquanto Dhamodharan *et al.* (2015) apresentam que as suspensões veiculares são responsáveis por permitir a rolagem e a arfagem do veículo, Gillespie (1992) comenta que o projetista deve atentar-se a fatores como peso do sistema, custo, dimensionamento e factibilidade de produção para elaborar um sistema de suspensão capaz de exercer as seguintes funções:

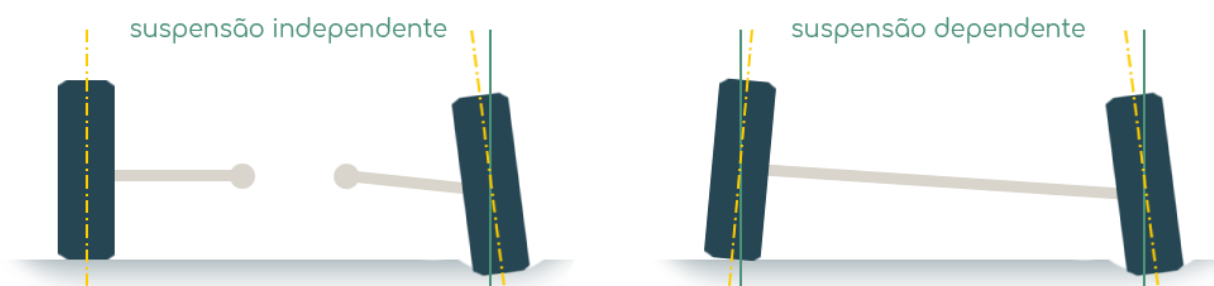
- Com a menor variação possível de carga, manter os pneus do veículo em contato com o solo;
- Visando impedir que o chassi receba efeitos causados pela irregularidade do solo, suavizar qualquer efeito que este transfira por meio das rodas;
- Sendo o veículo suscetível às forças produzidas pelos pneus em contato com o solo, promover esforços para equilibrar e neutralizar tais efeitos. Essas forças podem ser em sentido longitudinal ao veículo (devido a aceleração e frenagem), lateral (efeito observado em curvas) e aos torques induzido pelo motor e de frenagem;

- Em torno do eixo longitudinal, fornecer resistência ao momento de rolagem causado pelo chassi.

Os sistemas de suspensão podem ser divididos em dois grandes grupos: O primeiro, aqui denominado como sistema de suspensão independente; e o segundo, definido como sistema de suspensão dependente. O sistema de suspensão utilizado no presente trabalho é independente do tipo McPherson para o eixo dianteiro do veículo enquanto o eixo traseiro do mesmo contará com a suspensão dependente do tipo eixo de torção.

Como o nome induz, um sistema de suspensão independente é aquele em que um lado do eixo pode se deslocar de maneira independente do deslocamento do lado oposto do mesmo eixo. Nesse caso, quando a roda de um dos lados do eixo é solicitada por forças provenientes de irregularidades da pista, por exemplo, a roda do lado oposto do mesmo eixo não é influenciada. Por outro lado, se essa roda também se deslocada devido à solicitação do lado oposto do eixo, tem-se uma suspensão dependente. A Figura 9 realiza esse comparativo.

Figura 9 – Comparativo de excitações nas suspensões independente e dependente



Fonte: Elaborado pelo autor.

Com características específicas, esses dois tipos de suspensão são frequentemente encontrados em veículos de passeio, enquanto veículos esportivos e todo-o-terreno costumam apresentar apenas suspensão independente em seus dois eixos.

Entre as principais vantagens do sistema de suspensão independente, Reimpell *et al.* (2001) destacam o espaço reduzido de instalação, o baixo peso total e a facilidade para esterçar as rodas, além do menor nível de vibrações e o maior espaço para o posicionamento do motor, como ainda é complementado por Gillespie (1992). Por outro lado, as suspensões dependentes são frequentemente encontradas nos eixos dianteiros de caminhões, ônibus, camionetes e demais veículos pesados devido à maior capacidade destas de suportar cargas, além da suspensão traseira de veículos de passeio devido ao baixo custo. Devido a essa característica estar diretamente ligada às cargas admissíveis, veículos com tal configuração apresentam, também, menor efeito causado pela rolagem da carroceria. Apesar do menor desgaste de pneus,

esse tipo de suspensão apresenta como principal desvantagem a maior sucessibilidade à vibrações.

2.2.5.1 Sistema McPherson

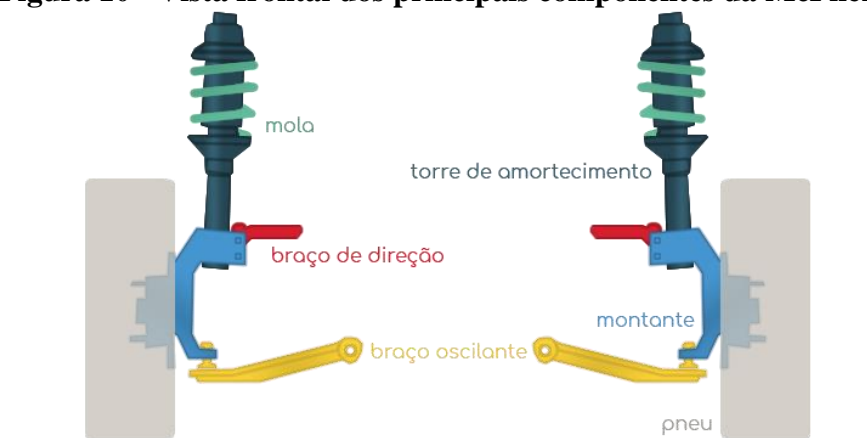
Reddy *et al.* (2016) comentam que os tipos de suspensão independente mais comuns entre os utilizados pela indústria automobilística nos dias atuais são a McPherson e a duplo A. Enquanto esta será brevemente discutida ao decorrer do texto, a estrutura McPherson será abordada de maneira mais detalhada uma vez que é a estrutura presente no modelo de veículo utilizado no presente trabalho.

Comum em veículos de tração dianteira, a estrutura McPherson é a mais utilizada em veículos categorizados como leves, de acordo com Dutta *et al.* (2016). Observa-se que a estrutura McPherson apresenta grande vantagem quando o assunto é espaço ocupado e, como posto por Klocke *et al.* (2014), a indústria automotiva busca carros compactos para se adaptarem ao novo contexto urbano e de mobilidade.

Nesse cenário, Gillespie (1992) comenta que as vantagens dessa estrutura são maiores ainda quando o motor é montado transversalmente, ou seja, na maioria dos veículos atuais. Purushotham (2016) completa, ainda, dizendo que outro ponto positivo desse tipo de estrutura para suspensão dianteira é o baixo custo de fabricação e montagem. Kim *et al.* (2011) corroboram ao dizer que os custos de manutenção são consideravelmente baixos.

Apresentada na Figura 10, a estrutura McPherson tem outras vantagens como, por exemplo, distribuir as cargas recebidas do solo em uma área maior da carroceria devido à forma como é atacada na mesma.

Figura 10 - Vista frontal dos principais componentes da McPherson



Fonte: Elaborado pelo autor.

Apesar das diversas aplicações no sistema dianteiro de suspensão, Fallah *et al.* (2009) comentam que também existem aplicações da estrutura McPherson para a suspensão traseira. Além disso, os autores abordam que, apesar das diversas vantagens, existem alguns pontos negativos sobre essa estrutura. Entre eles, destacam-se a maior necessidade de esterçamento, o menor isolamento às vibrações entre carroceria e pista e o maior desgaste de pneus, por exemplo. Em seus estudos, Kim *et al.* (2011) apresentaram uma pesquisa em que 69% das reclamações sobre a McPherson eram relativas aos ruídos que a mesma causa. Choi *et al.* (2018) comentam, ainda, que é gerada uma carga lateral no amortecedor quando a roda se desloca verticalmente, o que aumenta o atrito e consecutivamente gera uma queda em questões de conforto. Para Marques *et al.* (2018), esse atrito resulta na dissipação de energia que previamente era produzida para a realização de trabalho, logo, é uma situação indesejada na maioria dos casos. Como é claro, essas vantagens e desvantagens são tomadas em relação aos outros tipos de suspensão equivalentes.

Em seu estudo, Yarmohammadisatri *et al.* (2017) apresentam que a estrutura McPherson é de tamanha simplicidade a ponto de poder ser dividida entre poucos grupos de componentes gerais. De acordo com Carvalho e Faria (2010), esses grupos de componentes são, basicamente, a manga de eixo, a torre do amortecedor e os braços de direção e oscilante, como será trabalhado de maneira detalhada a seguir.

2.2.5.1.1 Mola

Sendo a principal componente elástica da suspensão, a mola é um item fundamental para este sistema e o modelo mais utilizado atualmente em projetos automotivos é do tipo helicoidal. Como Choi *et al.* (2018) explicam, os principais parâmetros que afetam a rigidez da mola são o comprimento livre, isto é, o comprimento da mola quando não há carga aplicada sobre a mesma; o número de espiras, os diâmetros nominal e da seção transversal e, por último, o passo das espiras.

Na estrutura McPherson, as molas são inclinadas em relação ao eixo da torre de amortecimento. De acordo com Ryu *et al.* (2009), essa inclinação é utilizada na busca de melhorar o conforto na rodagem uma vez que o atrito da suspensão é reduzido na configuração em questão. Os autores em questão ainda complementam dizendo que a magnitude dessa inclinação é definida de acordo com o conceito de que a força de reação é relativa ao eixo geométrico da mola.

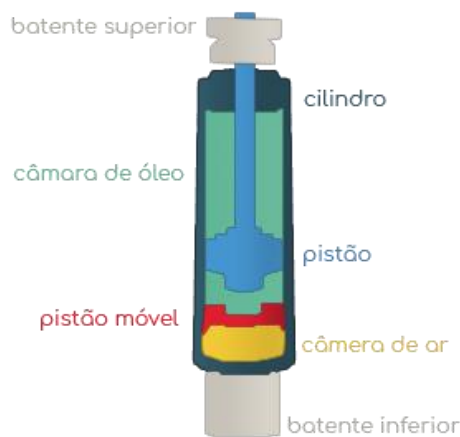
De acordo com Bitencourt (2016), as molas apresentam influência direta na carga dinâmica da roda e, por consequência, na qualidade da rodagem (do inglês *ride*). Ainda de acordo com o autor em questão, o componente estudado no presente tópico desempenha, também, importante papel na ocorrência de rolagem e arfagem do veículo, além de papel importante na dirigibilidade.

2.2.5.1.2 Amortecedor

Realizando a conexão entre as massas suspensa e não suspensa na estrutura McPherson, os amortecedores são responsáveis principalmente por gerar força de amortecimento, sendo esta diretamente relacionada às velocidades das respectivas massas. Atualmente, grande parte dos amortecedores veiculares são do tipo hidráulico, que como apresenta Sung *et al.* (2012), é uma boa opção para diversos projetos uma vez que o custo é notavelmente reduzido quando comparado aos outros tipos de amortecedores.

A torre de amortecimento é ligada à carroceria em sua extremidade superior, de acordo com Carpes Jr e Losekann (2003). Apesar desse aspecto ser negativo em termos de transmitir forças à carroceria, há um aspecto positivo de maior dissipação das mesmas reações devido à maior área de contato no ponto de ataque, como explica Gillespie (1992). A Figura 11 apresenta de maneira simplificada um dos diversos tipos de amortecedores veiculares com seus principais componentes.

Figura 11 – Vista em corte de um amortecedor veicular



Fonte: Elaborado pelo autor.

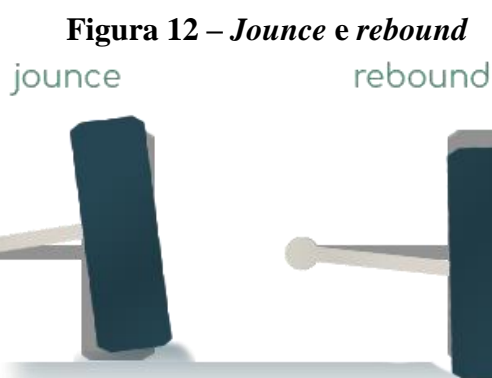
Na estrutura McPherson, o comportamento dos amortecedores sofre influência devido a cargas laterais, como disposto anteriormente. De acordo com Choi *et al.* (2018), as molas helicoidais apresentam a característica de cancelar esse efeito indesejado no amortecedor, o que por consequência causa a redução do atrito no mesmo. Caso isso não acontecesse, a vida útil

do amortecedor seria reduzida, além da presença de maiores ruídos e a redução na qualidade de conforto dos passageiros do veículo.

2.2.5.1.3 Batentes superior e inferior

A Figura 11 apresentou dois componentes fundamentais em termos de conforto e durabilidade do sistema de suspensão: Os batentes superior e inferior. Derivados dos termos em inglês *bump stop* e *rebound stop*, respectivamente, esses dois componentes são melhores entendidos quando a forma como o sistema de suspensão trabalha é compreendido.

De acordo com Diniz (2014), o sistema de suspensão tem basicamente dois limites de movimento: *Jounce* e *rebound*. Enquanto o *jounce* acontece quando o sistema de suspensão tem movimento ascendente, o que leva seus elementos de força a serem comprimidos, o *rebound* acontece quando o movimento da suspensão é descendente, ou seja, o contrário do *jounce*. Os dois fenômenos apresentados são observados na Figura 12.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Vargas (2011) corrobora com o autor anterior quando diz que o *jounce* é o movimento que induz à redução da distância relativa à estática entre as massas suspensa e não suspensa, enquanto o *rebound* causa o aumento dessa distância. Outra forma de definir esses conceitos é dada por Struble (2014), uma vez que o mesmo diz que o *rebound* é um fenômeno que acontece quando as molas estão completamente distendidas.

Devido às questões físicas de montagem, nos momentos finais de *jounce* e *rebound* haveria contato direto entre componentes metálicos de maneira acentuada. Com isso, a vida do amortecedor seria drasticamente reduzida. Portanto, como Struble (2014) comenta, o objetivo do batente superior e do batente inferior é exatamente aliviar esse impacto, de maneira a reduzir o desgaste demasiado do amortecedor, o que pode causar inclusive o estouro desse componente.

Retomando aos exemplos de mergulho e levantamento, Heißing e Ersoy (2010) explicam que no momento em que o batente superior libera a energia recebida, pode ocorrer o indesejado fenômeno de mergulho sobre a carroceria do veículo. Com isso, pode haver uma queda de qualidade do veículo em relação ao conforto.

2.2.5.1.4 Braço oscilante

De acordo com Para Heißing e Ersoy (2010), os braços oscilantes têm características tais quais estes reagem às forças longitudinais aplicadas à suspensão. Auxiliando no controle cinemático da suspensão e na absorção de carregamentos advindos do contato entre pneu e solo, como apresenta Leal (2007), os braços oscilantes contam com outros componentes auxiliares na região de ligação com o chassi, os chamados coxins. A função desses componentes é, basicamente, absorver e reduzir a amplitude das frequências de oscilações geradas na estrada, de maneira a aumentar o conforto de rodagem do veículo.

2.2.5.1.5 Braço de direção

O braço de direção tem a função de esterçar a roda de acordo com a solicitação do motorista do veículo, como apresentado por MacFarlane (2016). Nesse contexto, o braço de direção está conectado, além do mancal, ao sistema de direção. Uma vez que o motorista rotaciona o volante, um sistema do tipo pinhão e cremalheira transforma o movimento rotacional para translacional e as rodas são esterçadas por meio do braço de direção conectado ao mancal.

2.2.5.1.6 Montante

O montante é responsável por ligar diversos componentes dos sistemas de suspensão e direção como a barra de direção, o conjunto roda e pneu e o braço oscilante, por exemplo, como explicam Carvalho e Faria (2010). Por suportar o eixo responsável pela transmissão de movimento às rodas, Bastow e Howard (1993) comentam que a manga de eixo, outro termo comumente utilizado para o montante, é um componente que requer cuidado extra durante o seu dimensionamento. A representação desse componente segue na Figura 13.

Figura 13 - Montante

Fonte: Leal (2015).

2.2.5.1.7 Barra estabilizadora

Presente em alguns modelos de veículos, a barra de estabilizadora é fixada no chassi e conectada diretamente com o sistema de suspensão. Também conhecida como barra de antirolagem, sua função é bem intuitiva de acordo com sua denominação: Reduzir a rolagem da carroceria do veículo.

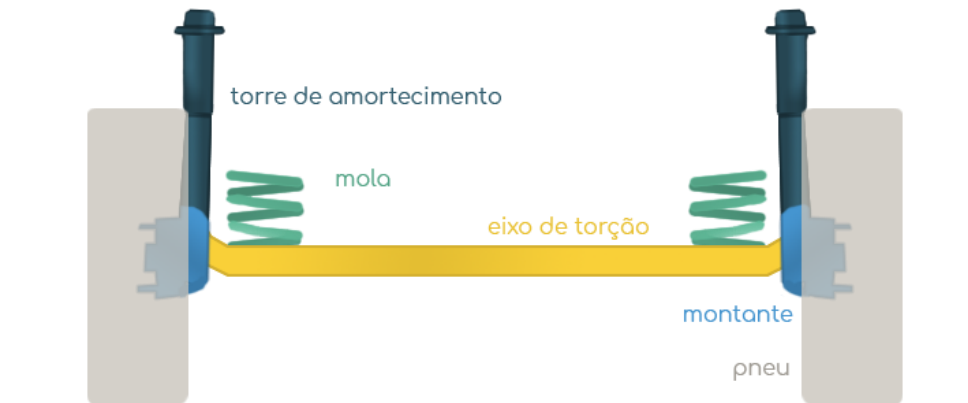
Dependendo das características de suspensão do veículo, este pode ou não necessitar da barra de antirolagem na suspensão dianteira, traseira ou em ambas. Além das características em questão, o tipo de veículo e por consequência sua aplicação é fundamental para definir a necessidade da implementação da barra em questão. Em veículos de passeio, atualmente observa-se a presença da barra estabilizadora na suspensão dianteira com diâmetros inferiores a 20mm, enquanto veículos todo-o-terreno costumam apresentar barras nos dois eixos com diâmetros inferiores a 30mm.

2.2.5.2 Sistema de eixo de torção

Janarthanam *et al.* (2007) ressaltam que a principal característica da suspensão dependente do tipo eixo de torção é a presença de um eixo de torção, como induzido pelo nome. Leal (2007) explica que esse componente resulta em maior estabilidade para o veículo durante a rodagem e torna o sistema robusto, justificando o fato de ser utilizado na maioria dos projetos de carros de pequeno e médio porte do mercado atual. Apesar de Aalae (2016) corroborar com a ideia, Costa (2012) apresentar um ponto negativo desse sistema ao dizer que a presença de uma barra de torção aumenta o peso do projeto.

De acordo com Gillespie (1992), uma grande desvantagem do sistema em questão é que em caso de curvas acentuadas e em velocidades notadamente altas, a roda interna à curva pode desprender-se do solo e, por consequência, causar a rolagem completa do veículo. Apesar disso, Heißing e Ersoy (2010) apresentam a boa resistência aos efeitos de levantamento e mergulho como outra vantagem do sistema, que é apresentado simplificada na Figura 14.

Figura 14 – Suspensão por eixo de torção



Fonte: Elaborado pelo autor.

Como explica Leal (2007), a suspensão dependente do tipo eixo de torção apresenta um número limitado de componentes. O autor ainda comenta que, de maneira geral, esse tipo de suspensão é composto por um par de braços oscilantes e o eixo de torção, também denominado como travessa ou barra de torção. Fang e Tan (2015) complementam dizendo que os braços possuem altas resistências à flexão e torção.

A suspensão de eixo de torção contém diversos elementos presentes na suspensão independente do tipo McPherson que já foram detalhados anteriormente, como é o caso da torre de amortecimento e das molas, além dos batentes superiores e inferiores. Apesar de algumas diferenças estruturais e por consequência em suas propriedades, esses elementos não serão abordados novamente uma vez que o princípio de funcionamento é o mesmo. Entretanto, o eixo de torção será detalhado a seguir.

2.2.5.2.1 Eixo de torção

Como comentado anteriormente, o eixo de torção é comumente chamado de travessa ou barra de torção. Nomeando o sistema, a travessa assume o papel de uma das principais partes integrantes da suspensão por eixo de torção uma vez que seu perfil tem influência direta em parâmetros como a inclinação e a resposta vertical das rodas além do centro de rolagem da suspensão. Sugiura *et al.* (2000) vão além ao afirmarem que o projeto da barra de torção define

o comportamento da suspensão. Portanto, devido à complexidade das variáveis que a travessa envolve, realizar um projeto da mesma pode envolver considerável dificuldade em alguns casos e exigir potentes recursos computacionais.

De acordo com Fang e Tan (2015), projetos modernos da suspensão de eixo de torção buscam conectar os braços oscilantes e a travessa no mesmo ponto geométrico, o que resulta em solicitações com valores relativamente altos. Por princípio, grandes deformações são causadas quando se têm grandes solicitações e, devido aos elevados valores de rotação em que a travessa (Figura 15) é solicitada, a fadiga na mesma deve ser dimensionada com determinada atenção.

Figura 15 - Eixo de torção



Fonte: Reimpell *et al.* (2001).

Como alternativa no combate à fadiga, um recurso amplamente utilizado na indústria automotiva é a aplicação de reforços em pontos estratégicos. Na maioria das vezes, esses pontos se resumem à conexão entre a travessa e os braços oscilantes, vez que neles há variação de seção transversal e, portanto, os valores de acúmulo de tensão são maiores. Ainda para Fang e Tan (2015), esses reforços aumentam significativamente o valor de rigidez do sistema.

2.2.6 Sistema de direção

Gillespie (1992) apresenta que o sistema de direção do veículo tem como objetivo gerar uma resposta translacional nas rodas de acordo com o movimento rotacional do volante causado pelo motorista e, por consequência, controlar a direção do veículo. Entretanto, por mais que essa relação pareça direta, tornam-se necessárias algumas observações com relação à transmissão da solicitação feita pelo motorista com a resposta do veículo. De acordo com Milliken e Milliken (2002), há um determinado atraso entre o que é imputado pelo volante e o

que as rodas esterçam como resposta. Durante esse período, os autores ainda comentam que para gerar a velocidade de guinada necessária para que o veículo consiga rotacionar em torno do seu eixo Z, há um excesso de força lateral nas rodas dianteiras se comparadas às traseiras.

Solidificando o que foi apresentado pelos autores do parágrafo anterior, Reimpell *et al.* (2001) comentam que não há uma relação direta entre o ângulo de rotação do volante e a direção para onde o veículo se desloca. Ainda de acordo com o autor, isso não ocorre pois o desenvolvimento das forças laterais, a alteração do ângulo de esterçamento das rodas dianteiras, a rotação do volante e a alteração da direção em que o veículo aponta não são parâmetros lineares. Essa não linearidade se deve ao fato de que os componentes do chassi apresentam certa complacência quando são solicitados e como consequência fatores como a rolagem da carroceria apresentam influência direta nessa relação. Gillespie (1992) complementa essas ideias ao comentar que os ângulos de direção reais alcançados são alterados, por exemplo, pela geometria de suspensão e pelas respostas internas do sistema.

Um sistema de direção genérico é apresentado na Figura 16.

Figura 16 - Sistema de direção



Fonte: Silva (2017).

A respeito da composição do sistema de direção, esse sistema normalmente conta com três principais componentes: Volante, coluna e caixa de direção. Entre a caixa de direção e as rodas há, ainda, o braço de direção e o tirante, sendo o braço de direção já abordado no capítulo sobre sistemas de suspensão. Além do volante, presente desde os primórdios dos veículos e comumente observado em formato circular, os demais componentes serão abordados a seguir.

2.2.6.1 Coluna de direção

De acordo com Shaikh *et al.* (2015), a função primária da coluna de direção é conectar o volante com a caixa de direção, permitindo que ocorra o esterçamento das rodas. Os autores complementam, ainda, informando que existem as colunas do tipo rígido e as que são capazes

de dissipar energia, fornecendo mais segurança ao motorista em caso de impactos. Nesse caso, durante uma colisão a coluna é recolhida, na direção frontal do veículo, buscando fornecer maior segurança para o motorista em caso de impactos. Em alguns veículos atuais, a coluna de direção possui ajustes de altura e posição, por exemplo, melhorando o conforto na direção

2.2.6.2 Caixa de direção

Como explica Gillespie (1992), a função primária da caixa de direção é transformar o movimento de rotação do volante, transmitido pela coluna de direção, em um movimento de translação, ocorrendo assim o esterçamento das rodas. Para tal, é convencional que esse sistema conte com um conjunto de pinhão e cremalheira, onde este se baseia em uma engrenagem, denominada pinhão, que rotaciona em seu eixo e, devido ao posicionamento no espaço, translada sobre uma engrenagem de raio infinito, denominada cremalheira, como explica Crivelatti (2015). A cremalheira, por sua vez, pode ser conectada à travessa ou até mesmo diretamente ao chassi, em alguns casos. Assim como variações quanto ao ponto de ataque da cremalheira, outros mecanismos além do pinhão-cremalheira são encontrados para desempenhar a função da caixa de direção.

2.2.6.3 Tirante

O tirante é um componente mecânico que finaliza a transmissão do sinal de rotação imputado para o motorista até a resposta final do esterçamento das rodas do veículo. Conectado na saída da caixa de direção, o tirante é conectado à junta de direção, por fim esterçando as rodas. Um detalhe importante acerca do tirante é que este é capaz de suportar apenas cargas tratativas, uma vez que seu comprimento é consideravelmente superior à sua seção transversal. Caso o componente seja submetido a esforços de compressão, essa relação entre comprimento e seção transversal pode levar o componente a falha por fadiga.

2.2.6.4 Sistema elétrico de direção

A maioria dos veículos produzidos nos últimos anos têm em sua composição o sistema elétrico de direção (EPS), que como Chabaan e Wang (2001) apontam é uma evolução dos sistemas de direção. O acrônimo EPS é derivado do termo em língua inglesa *electric power system*.

Antes da direção elétrica, entretanto, um mecanismo que foi muito utilizado e até hoje é encontrado em uma série de modelos é a direção hidráulica. Enquanto esta conta com uma

bomba de fluido para reduzir o torque a ser fornecido pelo motorista para esterçar as rodas, a direção elétrica conta com um motor elétrico, como é apresentado por Silva (2017). Ainda de acordo com o autor em questão, a direção elétrica é uma técnica que fornece energia de um motor auxiliar para o sistema de direção do automóvel, se tornando uma técnica superior à assistência hidráulica.

O sistema elétrico apresenta muitas vantagens sobre os sistemas tradicionais, podendo esses pontos positivos chegarem até mesmo em questões relativas à eficiência do motor. Apesar das diversas vantagens apresentadas por Kim e Song (2002), Saifia *et al.* (2015) comentam que os controladores de uma EPS devem ser projetados de maneira a atentarem ao atrito e às irregularidades da pista de rodagem, uma vez que estas variáveis são as principais fontes de ruídos e não linearidades no funcionamento do sistema elétrico.

2.2.7 Parâmetros cinemáticos

Dentre os diversos parâmetros que um sistema de chassi veicular possui, este tópico irá abordar alguns dos principais. Influenciando diretamente no comportamento dinâmico do veículo, os parâmetros de elastocinematismo (KnC) aqui abordados serão correlacionados entre um modelo virtual de múltiplos corpos e um veículo físico.

Se os parâmetros de KnC não forem bem projetados, diversos efeitos indesejados deverão ser observados durante a utilização de um veículo (SNAP-ON, 2003). Entre eles, os autores destacam o desgaste excessivo e não linear dos pneus, além da performance de dirigibilidade e a estabilidade serem diretamente afetadas. A importância dessa observação é frisada por Shao *et al.* (2018), onde os autores em questão dizem que a dirigibilidade é um dos parâmetros mais importantes para a segurança e a estabilidade de um veículo.

2.2.7.1 Ângulo de convergência

Frequentemente encontrado nas bibliografias com o nome de ângulo de *toe*, o ângulo de convergência (Figura 17) é definido pela norma DIN 70000 como o ângulo entre o plano central de um veículo, na direção longitudinal, com a linha de interseção do plano central de uma das rodas com o plano à terra.

Figura 17 – Orientação do ângulo de convergência



Fonte: Elaborado pelo autor.

Ainda de acordo com esta norma, o ângulo de convergência é considerado negativo (convergência -) quando os planos paralelos às rodas se interceptam na frente do veículo. Por sua vez, o oposto é válido para a interseção dos planos no caso do ângulo positivo (convergência +). A convergência é neutra se os planos forem paralelos.

Buscando entender a influência do ângulo de convergência no comportamento dinâmico do veículo, Gillespie (1992) comenta que no ponto de contato entre pneu e solo há um esforço em mesma direção e em sentido oposto ao movimento. De maneira intuitiva, um veículo em movimento com valores neutros de convergência enfrenta menor resistência ao rolamento, o que resulta em menor desgaste de pneus.

Como consequência da distribuição de cargas, os valores de convergência variam de acordo com o peso que o veículo se encontra submetido e, devido a tal, Leal (2007) aponta que o ângulo de convergência deve ser avaliado em diversas situações. Ainda de acordo com o autor, as rodas traseiras de um veículo de passeio, por exemplo, tendem a divergir devido à resistência ao rolamento anteriormente apresentada. Devido a esse efeito, a definição de *toe* na situação estática deve prever tal divergência. Em outras palavras, o ângulo de convergência deve ser definido de maneira que, quando o veículo iniciar o movimento em sentido longitudinal, as rodas fiquem o mais próximo possível de alinhadas com o eixo longitudinal do veículo. Para que esse efeito corretivo seja alcançado, a convergência estática costuma ser definida em condição levemente positiva.

2.2.7.2 Ângulo de camber

Como apresentado no tópico anterior, a convergência é definida quando o veículo é analisado pelo plano XY. Analisando pelo plano YZ, Krönke (2017) define a inclinação vertical da roda como o ângulo de camber, que ainda de acordo com a norma DIN 70000 é o ângulo

formado entre uma linha que intercepta verticalmente o centro da roda e outra paralela ao eixo vertical do veículo é o ângulo de camber.

De acordo com Leal (2007), o ângulo de camber tem influência direta no desgaste de pneus da mesma forma que o ângulo de convergência. Em seu estudo, o autor ressalta, ainda, que quando os valores do ângulo em questão forem substancialmente distintos entre as duas rodas de um mesmo eixo haverá forte influência sobre o alinhamento do veículo. Em seu estudo, Leledakis (2014) comenta que um valor de camber é previamente definido buscando determinadas características de dirigibilidade. Entretanto, assim como apresentado para o ângulo de convergência, esse valor é alterado por causa de fatores como o esterçamento, as irregularidades de uma pista de rodagem e o próprio efeito de rolagem da carroceria quando o veículo se encontra em movimento. De acordo com Bhosale *et al.* (2019), apesar do valor da camber não afetar consideravelmente o comportamento de um veículo durante o deslocamento em linha reta, esse parâmetro tem papel fundamental durante a realização de curvas.

O ângulo de camber é definido com valores negativos (camber -) quando o eixo de simetria dos pneus na vista frontal do veículo converge para o centro do veículo acima da linha da pista de rolagem. Analogamente, esse ângulo é positivo (camber +) se o mesmo eixo convergir ao centro do veículo abaixo da pista de rolagem. Como apresentado na Figura 18, tem-se camber neutro se os eixos de simetria dos pneus dos dois lados de um mesmo eixo forem paralelos entre si.

Figura 18 - Orientação do ângulo de camber



Fonte: Elaborado pelo autor.

Reimpell *et al.* (2001) explica que valores de camber levemente positivos eram almejados, anteriormente, uma vez que o veículo tende a apresentar alinhamento vertical das rodas quando o mesmo é carregado. Entretanto, como apontado por Leal (2007), os projetos das últimas décadas têm optado pelo camber negativo uma vez que essa configuração permite maior aderência da roda externa em curvas, o que por consequência melhora o comportamento do veículo durante a realização do contorno da curva.

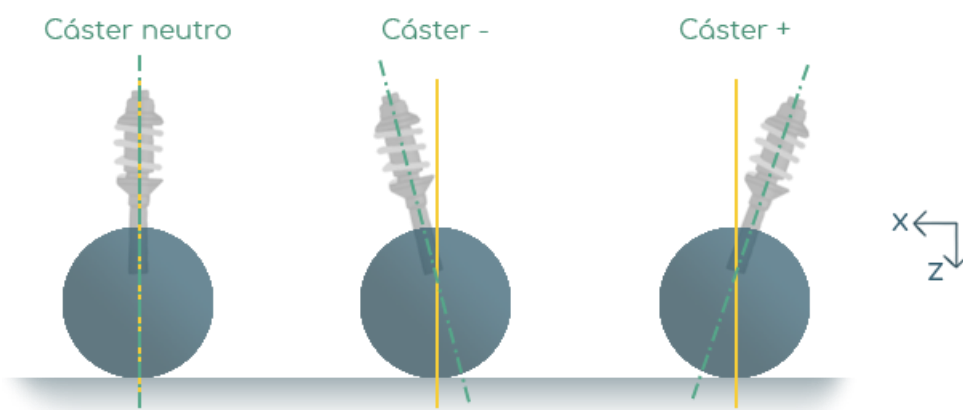
Apresentados nos próximos tópicos, Jambukar e Chandramohan (2019) ainda comentam que o valor do ângulo de camber varia em função dos ângulos do pino mestre e de cáster de acordo com o ângulo de esterçamento.

2.2.7.3 Ângulo de cáster

De acordo com Vo *et al.* (2018), o camber de um veículo pode ser alterado por meio do ajuste de um outro parâmetro conhecido como ângulo de cáster. O estudo dos autores em questão corrobora com o conceito anteriormente exposto de que o sistema de suspensão de um veículo é completamente interligado e, portanto, a alteração de um parâmetro interfere diretamente em outros.

Pelo plano XZ, o eixo que intercepta o centro da torre de amortecimento é definido como eixo de esterçamento. De acordo com Almeida (2012) e o portal Technical F1 Dictionary (2019), o cáster corresponde ao ângulo formado entre o eixo de esterçamento e o plano perpendicular ao solo, como segue na Figura 19.

Figura 19 - Cáster positivo e cáster negativo



Fonte: Elaborado pelo autor.

Ainda pelas normas DIN 70000 e DIN 70020, o ângulo de cáster é considerado positivo (cáster +) quando a interseção do eixo de esterçamento com a linha de solo se dá à frente da projeção do centro da roda no solo. De maneira intuitiva, o cáster é negativo (cáster -) quando a interseção do eixo de esterçamento ocorre após à essa projeção, enquanto será neutro se os dois eixos estiverem alinhados (cáster neuro).

De acordo com o portal Come and Drive It (2020), o ângulo de cáster negativo não é encontrado nos veículos modernos mais, uma vez que quando utilizados a justificativa era contornar problemas de tecnologia de pneus, comportamentos da dinâmica do chassi e outros problemas encontrados no desenvolvimento de projetos antigamente. De acordo com Reimpell

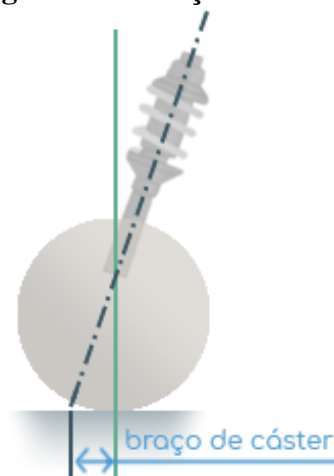
et al. (2001), entretanto, alguns veículos de tração dianteira (FWD) contam com ângulo de cáster negativo na busca de aumentar o momento de autoalinhamento causado pelas forças trativas.

Além da variação de *camber*, Almeida (2012) comenta que o ângulo de cáster também influencia no autoalinhamento do volante e na resposta do veículo recebida pelo motorista. O ângulo abordado no presente tópico define, também, um parâmetro conhecido como *trilha mecânica* ou *braço de cáster*, muito encontrado em bibliografias clássicas sob a definição de *caster trail*.

2.2.7.4 Braço de cáster

Independentemente da orientação positiva ou negativa do ângulo de cáster, é possível observar um deslocamento entre os pontos em que o eixo de esterçamento intercepta a linha de solo. Logo, a formação de um triângulo retângulo é possível e, considerando o cateto oposto ao ângulo de cáster, tem-se o parâmetro conhecido como *braço de cáster*, apresentado na Figura 20.

Figura 20 – Braço de cáster



Fonte: Elaborado pelo autor.

De acordo com a figura acima, o braço de cáster pode ser definido como a distância anterior ou posterior respectiva ao eixo de esterçamento e a projeção do centro roda no solo (SNAP-ON, 2003).

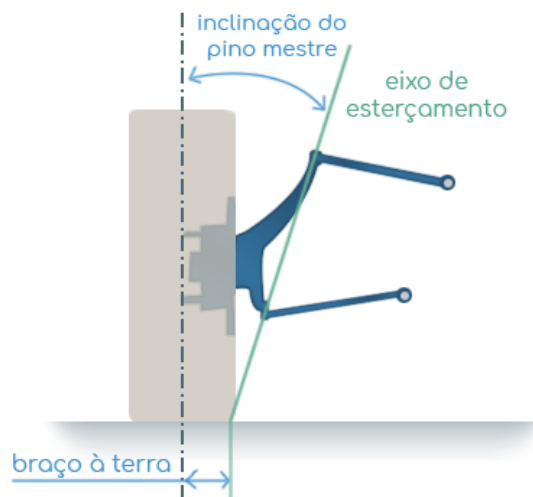
A respeito das influências do braço de cáster em um sistema de suspensão, Reimpell *et al.* (2001) comentam que o parâmetro em questão altera o ponto em que as forças verticais e laterais são aplicadas. Com isso, o pneu passa por um momento que leva a seu autoalinhamento. Uma vez que seu valor está diretamente relacionado ao ângulo de cáster, Leledakis (2014) diz

que o braço de cáster produz uma resposta do veículo quanto ao seu esterçamento para o motorista, além também do efeito de alinhamento das rodas após o esterçamento.

2.2.7.5 Inclinação do pino mestre

De acordo com a norma ISO 8855, a inclinação do pino mestre pode ser definida como o ângulo formado entre o eixo imaginário onde a roda revoluciona quando esterçada com uma reta vertical e perpendicular ao solo que intercepta o centro da roda. Apresentada na Figura 21, a inclinação do pino mestre é observada na vista frontal ou traseira do veículo, isto é, no plano YZ, de acordo com Menezes e Gevinsk (2016).

Figura 21 – Inclinação do pino mestre



Fonte: Elaborado pelo autor.

O ângulo comentado acima gera deslocamento vertical do veículo durante o esterçamento das rodas e, quanto maior for desejado esse deslocamento, maior deverá ser o valor do ângulo aqui apresentado. Assim como no caso do ângulo de cáster, esse efeito de levantamento causado pela influência da inclinação do pino mestre interfere no almejado momento de autoalinhamento.

A última figura também definiu um parâmetro chamado de braço à terra, que é detalhado no tópico a seguir.

2.2.7.6 Braço à terra

De acordo com Reimpell *et al.* (2001), o braço à terra é definido como a distância horizontal (eixo longitudinal do veículo pela convenção SAE) entre a interseção do eixo de esterçamento com o solo e uma reta vertical e perpendicular ao solo (eixo vertical pela

convenção SAE). Assim como analisado para a inclinação do pino mestre, essa distância que foi aqui definida como braço à terra é observada pela vista frontal ou traseira do veículo (plano YZ). Em outras palavras, outra definição acerca do braço à terra é dada por Almeida (2012) quando o autor em questão diz que o braço à terra pode ser definido como o comprimento na direção do eixo lateral do veículo entre o centro da banda de rodagem do pneu e o ponto de interseção de um eixo que passa pelo pino mestre.

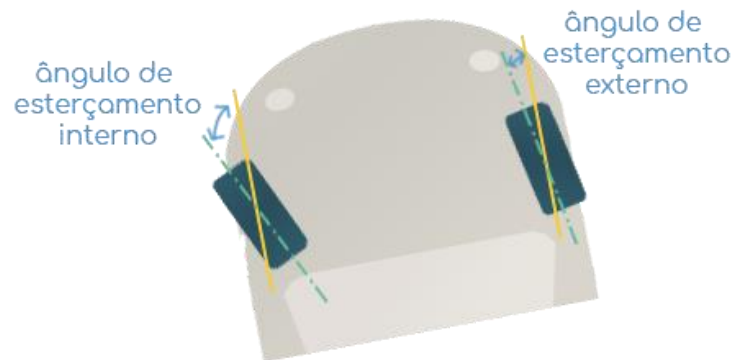
No tópico anterior, a Figura 21 apresentou que o braço à terra depende diretamente da inclinação do pino mestre. De acordo com Menezes e Gevinski (2016), este depende do condicionamento dos componentes do eixo dentro da roda, reforçando a ideia de que a variação de um parâmetro de uma suspensão veicular costuma ter como consequência a variação de outros parâmetros. Corroborando com o apresentado, Reimpell *et al.* (2001) afirmam que grandes valores de inclinação do pino mestre são necessários para a obtenção de pequenas variações do braço à terra. Outra importante observação quando é buscada a variação desses dois parâmetros é a relação direta dos mesmos com a largura do pneu. Quanto maior esta for, maiores serão a inclinação do pino mestre e o braço à terra.

Quanto às influências do braço à terra no comportamento dinâmico do veículo, uma análise similar feita ao ângulo e braço de cáster pode ser feita para a relação entre o braço à terra e a inclinação do pino mestre. Uma vez que estes dois últimos parâmetros estão intrinsecamente relacionados, os efeitos da variação do braço à terra costumam ser os mesmos da variação da inclinação do pino mestre. Dentre eles, um muito importante de ser ressaltado é o torque de autoalinhamento. Almeida (2012) reforça a crucialidade dessa característica em um projeto veicular ao dizer que mesma é fundamental para que o motorista perceba as eventuais irregularidades presentes na pista de rodagem.

2.2.7.7 Ângulo de esterçamento e geometria de Ackermann

O ângulo de esterçamento é o ângulo formado, analisando o plano XY, entre o eixo longitudinal do veículo e um eixo paralelo à direção na qual a roda está direcionada. A Figura 22 indica que esse ângulo varia entre as duas rodas e um mesmo eixo durante a realização de uma curva.

Figura 22 - Ângulo de esterçamento



Fonte: Elaborado pelo autor.

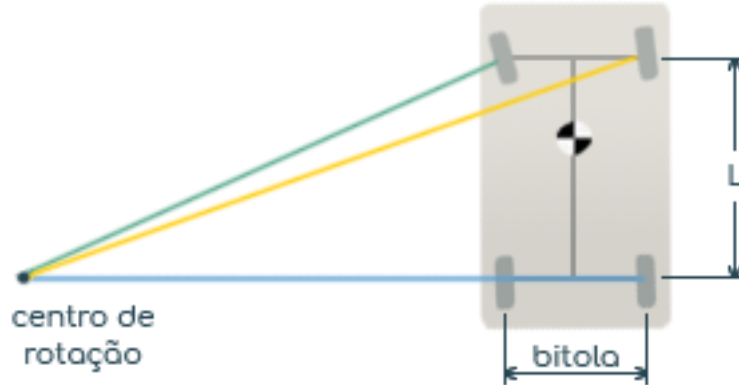
Quanto maior for o raio da curva, maior é a variação entre os ângulos de esterçamento interno e externo. Consequentemente, as rodas externas tendem a girar mais do que as internas devido à distância distinta entre elas e o centro de rotação da curva, como explica Fenske (2013). Devido a essa questão, busca-se uma geometria ideal para a otimização do esterçamento do veículo.

Simplificado a um clássico mecanismo de quatro barras, Etefagh e Javash (2014) comentam que os eixos formados pelo ângulo de esterço das duas rodas do eixo dianteiro devem se cruzar com o eixo que passa pelo centro roda do eixo traseiro no mesmo ponto (Figura 23). Ainda de acordo com os autores em questão, uma condição definida como ideal para o esterçamento seria aquela em que as quatro rodas realizassem o giro em torno do mesmo centro instantâneo de rotação. Como apresentado no tópico de sistemas de direção, o torque imputado pelo motorista através do volante é transmitido até o tirante, que por sua vez realiza o esterçamento das rodas. De acordo com Gillespie (1992), se a geometria desses braços formasse um paralelogramo, ângulos de direção iguais seriam produzidos nas duas laterais de maneira que o esterçamento ocorreria com simetria. Entretanto, a geometria desse sistema forma um trapézio.

No apresentado contexto, busca-se uma geometria que realize uma correção tal qual o veículo não tenha o problema causado pela assimetria, ou seja, uma geometria capaz de direcionar a roda interna para um ângulo maior que o da roda externa durante o esterçamento das rodas. Essa almejada geometria é definida como geometria de Ackermann (Figura 23) e foi uma solução para enfrentar um problema comum nos primeiros veículos. Nestes, cavidades eram geradas nas estradas de terra pois cada uma das rodas dianteiras girava em torno de centros instantâneos de rotação distintos. Devido a esse confronto entre rodas do mesmo eixo, fenômenos altamente indesejados como o escorregamento das rodas, por exemplo, também eram presentes. Amplamente utilizada nos projetos atuais, a chamada geometria de Ackermann

é uma das maneiras de fazer com que as quatro rodas girem em torno do mesmo eixo, solucionando todos os problemas mencionados.

Figura 23 – Geometria de Ackermann



Fonte: Elaborado pelo autor.

O funcionamento da geometria de Ackermann é bem simples: A projeção das linhas de esterçamento das rodas dianteiras devem se cruzar sobre uma linha imaginária que passa pelo centro das rodas traseiras, definido na figura acima como centro de rotação. Quando isso ocorre, tem-se o que é chamado de 100% de Ackermann. Nessa condição, qualquer que seja o ângulo de esterçamento das rodas dianteiras a projeção das mesmas irá coincidir com o centro instantâneo de rotação das rodas traseiras, isto é, as quatro rodas irão girar em torno do mesmo ponto.

Entretanto, Gillespie (1992) ressalta que a condição de Ackermann é complicada de ser alcançada em termos práticos, mas que resultados muito próximos à mesma são obtidos. Nessa situação, o autor ainda comenta que o projeto desse tipo de geometria é tomado em função da bitola (distância lateral entre duas rodas do mesmo eixo) e do passo do veículo.

2.2.7.8 Taxa de esterçamento e gradiente de subesterço

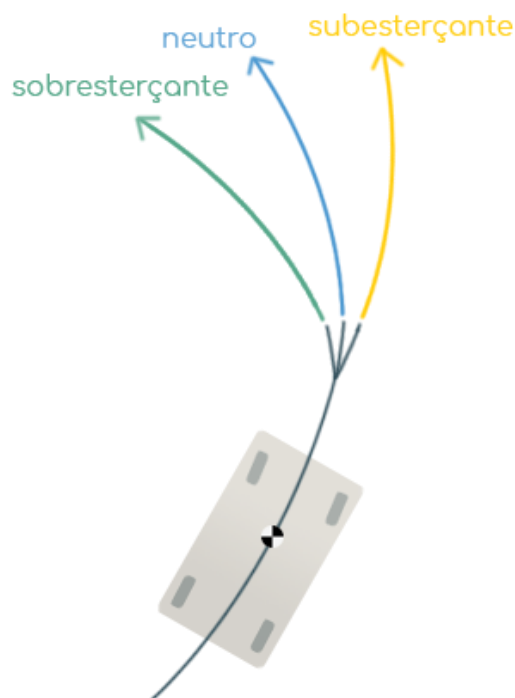
Biswal *et al.* (2016) definem a taxa de esterçamento como a relação entre os ângulos de rotação do volante e de esterçamento da roda. Corroborando com os autores, Leledakis (2014) comenta que quanto maior for o valor da taxa de esterçamento, mais o volante deverá ser rotacionado para que se tenha o mesmo valor de esterçamento das rodas. Junto ao apresentado, o mesmo autor comenta, ainda, que o torque necessário para rotacionar o volante também é reduzido com a diminuição da taxa de esterçamento. Sendo um fator adimensional uma vez que é uma razão entre dois ângulos, atualmente os valores desse parâmetro variam em torno de 5:1 em veículos de competição, 10:1 em veículos de passeio e 30:1 em veículos pesados como ônibus e caminhões, como dispõe Jazar (2017). Recentemente lançados, alguns veículos

elétricos já apresentam taxas de esterçamento inferiores a 10:1 para a realização de manobras de baixa velocidade como a manobra de estacionamento, por exemplo.

De acordo com Reimpell *et al.* (2001), o fato da taxa de esterçamento reduzir com o aumento do ângulo de esterçamento das rodas é puramente cinemático e a queda desse valor pode ser uma vantagem nos sistemas de direção que contam com assistências hidráulicas ou elétricas. Melhorando as propriedades de dirigibilidade, essa vantagem se deve ao fato de que curvas e demais manobras são feitas com menor necessidade de esforços do condutor do veículo quanto menores forem as taxas de esterçamento.

O ângulo de deriva é definido como o ângulo entre o vetor de velocidade e o eixo longitudinal do pneu (JAZAR, 2017). A partir da relação entre os ângulos de deriva dos pneus do veículo, Gillespie (1992) define o gradiente de subesterço e comenta que um veículo pode ser classificado como neutro, subesterçante ou sobre-esterçante (Figura 24) de acordo com esse gradiente.

Figura 24 - Comportamento de um veículo de acordo com o gradiente de subesterço



Fonte: Elaborado pelo autor.

Corroborando com tal, Bitencourt (2016) diz que o gradiente de subesterço é responsável por determinar a direção e a magnitude na qual o volante do veículo deve ser esterçado para a realização de uma curva. Outra definição apresentada pelo autor é que esse gradiente ainda pode ser descrito como o valor do ângulo de direção que tem que ser imposto, de acordo com determinada aceleração lateral, para cumprir a direção quista por um motorista em uma curva qualquer.

De acordo com Schwark *et al.* (2015), o que classifica o comportamento do veículo como sobre-esterçante é a necessidade de diminuição do ângulo de esterçamento de maneira proporcional ao aumento da velocidade durante a realização de uma curva. No intuito de realizar o contorno da curva em questão, torna-se necessário que o motorista diminua o ângulo de esterçamento, portanto, uma vez que o ângulo de deriva dos pneus traseiros aumenta devido à força lateral aplicada no centro de gravidade do veículo. Com isso, o eixo dianteiro tende a ser esterçado para a parte interna da curva, causando um efeito a ser corrigido com o menor esterçamento do eixo em questão para a direção interna da curva, como completa Gillespie (1992).

Quando o oposto do apresentado no parágrafo acima ocorre, Vilela e Barbosa (2011) dizem que o veículo apresenta comportamento subesterçante. Por outro lado, Ali e Majeed (2018) comentam que um veículo neutro é aquele em que o ângulo de deriva é igual em todos os seus pneus. Gillespie (1992) complementa ao dizer que os veículos classificados como neutros não necessitam de variação do ângulo de esterçamento de acordo com a variação da velocidade durante a realização de uma dada curva.

2.2.8 Variação dos parâmetros cinemáticos

Quando um veículo é submetido a perturbações ao trafegar por uma irregularidade, o pneu busca movimentar-se acompanhando o perfil da determinada irregularidade e, de acordo com as propriedades do sistema de suspensão, o mesmo deixa a posição de equilíbrio. Durante esse processo e dependendo diretamente da rigidez da suspensão, por exemplo, os parâmetros cinemáticos anteriormente trabalhados sofrem variações não pretendidas. Uma vez que esses parâmetros têm influência direta uns sobre os outros, avaliar tais variações pode ser uma tarefa árdua.

Quando as rodas são deslocadas verticalmente após passagem por rebaixos e lombadas, por exemplo, os demais componentes da suspensão também se deslocam. Entre esses componentes, os tirantes apresentam forte influência na variação do ângulo de convergência. Se os tirantes estiverem mal dimensionados, Bagul *et al.* (2016) afirmam que a viagem durante o deslocamento vertical não será de acordo com a trajetória esperada, ou seja, as rodas são forçadas a rotacionarem em volta do eixo de esterçamento. Com isso, Guzzetta (1985) diz que o valor de convergência é variado e, portanto, tem-se o desvio do valor de referência de convergência.

Portanto, o efeito de desvio de convergência é, basicamente, a variação do valor de referência da convergência quando uma determinada roda é solicitada em deslocamentos verticais. Nesse contexto e de maneira intuitiva, Biswal *et al.* (2016) afirmam que essa variação é um efeito indesejado e que deve ser evitado. Com isso, a condição ideal e desejada de suspensão é aquela em que essa variação seja nula, o que é significativamente difícil de ser alcançado na prática. Corroborando com essa ideia, Puhn (1976) comenta que esse efeito influencia na forma como o motorista percebe o comportamento do veículo, uma vez que os efeitos de variação da convergência acabam prejudicando o controle do motorista sobre a direção pretendida. Como alternativa na busca de reduzir a variação do valor de convergência, Kulkarni *et al.* (2016) propõe a alteração da altura dos tirantes do veículo.

Da mesma forma que a variação do ângulo de convergência foi abordada, a variação dos ângulos de camber, pino mestre, cáster e esterçamento apresentam raciocínios análogos. Entretanto, para a variação de camber, apesar de poder ser um fator indesejado dependendo dos valores assumidos, esta pode ser algo esperado em determinadas situações e projetos. Um exemplo dessa aplicação é visto no estudo de Chawla e Setia (2016), onde estes buscaram alcançar valores negativos de camber nas rodas externas e valores de camber positivos nas rodas internas durante a realização de uma curva. De acordo com os autores, o comentado efeito em curvas causaria maior aderência entre pneu e solo mesmo se o veículo sofresse o efeito de rolagem, uma vez que o ganho de camber poderia alcançar valores suficientes que garantissem a manutenção da perpendicularidade entre roda e solo.

Além das variações da rigidez de suspensão e dos ângulos cinemáticos de acordo com o deslocamento vertical, outro importante estudo feito é a forma como esses mesmos ângulos variam de acordo com a força aplicada nos eixos, isto é, a complacência dos mesmos em relação à perturbação sofrida. Abordado por Czechowicz e Mavros (2014), a complacência (*compliance*) é um parâmetro fundamental no entendimento do funcionamento de um sistema de suspensão. Abe (2015) corrobora com os primeiros autores uma vez que realiza uma observação sob a ótica de que um veículo pode até mesmo variar suas características de esterçamento de acordo com a complacência permitida pelo sistema. Isso significa dizer que, de acordo com as solicitações impostas sobre um veículo, o mesmo pode deixar de assumir características subesterçantes para tornar-se sobre-esterçante.

Realizando um comparativo com o efeito da variação de convergência de acordo com o deslocamento, o efeito da complacência do ângulo de convergência é, como o nome induz, a complacência com a qual o valor de convergência é alterado de acordo com a aplicação de determinada força no sistema. Com isso, enquanto na variação da convergência pelo

deslocamento vertical é analisada como a variação do ângulo de convergência de referência em relação ao deslocamento vertical da suspensão (eixo Z do veículo), o estudo que busca observar a complacência do ângulo de convergência é tomado em relação à força lateral (eixo Y do veículo), longitudinal (eixo X do veículo), um conjunto de ambas ou ainda em um torque de alinhamento (plano XY do veículo) sobre o sistema.

Anteriormente, os efeitos para a variação dos ângulos de camber e convergência foram diretamente relacionados com a variação do ângulo de esterçamento de acordo com os respectivos deslocamentos. Igualmente, o mesmo pode ser feito para as variações dos ângulos devido às respectivas forças aplicadas e complacências observadas.

2.2.9 SPMM: Máquina de medição de parâmetros cinemáticos

Atualmente, a forma mais comum de obter dados experimentais de parâmetros cinemáticos de suspensão é por meio de uma máquina de medição de parâmetros cinemáticos. O equipamento em questão induz à carroceria do veículo momentos de rolagem e arfagem e deslocamentos verticais, além de rotacionar e deslocar a suspensão por meio de aplicações de forças nas rodas e pneus, como explicam Sundström *et al.* (2016). Corroborando com tal, Gil (2013) diz que a SPMM é uma máquina capaz de medir e fornecer as características cinemáticas da suspensão de um veículo qualquer.

Capaz de gerar as variações nos parâmetros cinemáticos comentadas no tópico anterior, a AB Dynamics SPMM 5000e é apresentada na Figura 25.

Figura 25 - Máquina de medição de parâmetros cinemáticos



Fonte: (AB DYNAMICS, 2020).

As máquinas de medição de parâmetros cinemáticos podem ser divididas, basicamente, em três principais grupos: Plataforma geral, plataformas para as rodas e os atuadores elétricos, além dos diversos sensores que compõem a instrumentação do equipamento.

Apresentando seis graus de liberdade, a plataforma central do AB Dynamics SPMM 5000e é responsável por realizar os movimentos de rolagem, arfagem e guinada. Sendo esses movimentos resultantes da translação e rotação da mesa principal, os mesmos ocorrem devido ao funcionamento de atuadores eletromecânicos.

Outro grupo de componentes do equipamento é aquele composto pelas plataformas para as rodas. Sendo dois por eixo, valores de força e deslocamento podem ser aplicados nas direções laterais e longitudinais do veículo. Com isso, junto à presença de outras instrumentações como células de carga piezelétricas, tem-se a obtenção de esforços, deslocamentos resultantes e, por consequência, momentos aplicados nas rodas e volante. Estes podem ser obtidos relativos aos três eixos de coordenadas, no ponto de contato entre roda e solo, além de também poderem ser obtidos no centro da roda (DIAS *et al.*, 2021). A Figura 26 apresenta um dos sensores comumente utilizados nas SPMM, sendo este um braço acoplado nos parafusos da roda onde o mesmo é responsável por gerar forças laterais no sistema de suspensão.

Figura 26 - Instrumentação do SPMM



Fonte: (AB DYNAMICS, 2020).

Ainda de acordo com a figura acima, enquanto os atuadores são compreendidos basicamente por um conjunto de volante e braços eletropneumáticos, além das plataformas, os sensores utilizados consistem em acelerômetros localizados em posições estratégicas como volante e rodas. Enquanto o braço eletropneumático apresentado na Figura 25 realiza forças laterais nos pneus, as quatro plataformas nas quais as rodas do veículo se encontram apoiadas são responsáveis por gerar esforços na direção vertical do veículo e o próprio deslocamento das rodas. Por sua vez, o volante do veículo também conta com um atuador que esterça as rodas por todo o curso admissível.

2.2.10 Modelos de dinâmica veicular vertical

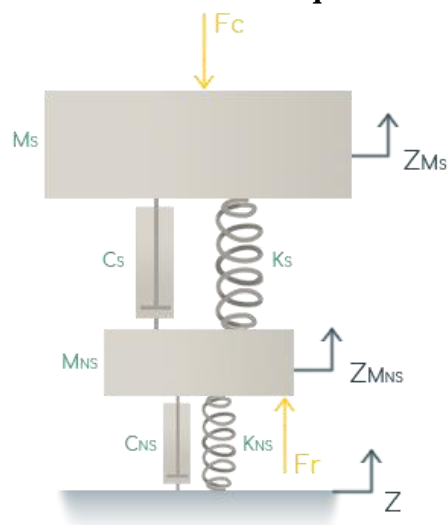
Se todas as variáveis presentes no sistema forem levadas em consideração, o modelamento de um veículo torna-se uma tarefa fastidiosa. Entretanto, para viabilizar o estudo dos sistemas em questão, existem alguns modelos simplificados que permitem o estudo dos sistemas veiculares que apresentam resultados significativos. No presente tópico, alguns modelos para estudo da dinâmica vertical serão discutidos.

Como expõem Shim e Ghile (2010), a complexidade do modelo utilizado na análise de um veículo depende de que tipo de resultado desejado e quão preciso o mesmo necessita ser. Happian-Smith (2001) corroboram com a ideia apresentada ao dizerem que diferentes modelos podem fornecer resultados envolvendo a influência de fenômenos físicos distintos. Ainda ressaltando a importância do desenvolvimento de modelos para o estudo de rodagem de um veículo, o último autor apresenta três modelos de dinâmica vertical que serão discutidos a seguir: Um quarto de veículo, meio veículo e veículo completo.

2.2.10.1 Modelo de um quarto de veículo

Um modelo de suspensão veicular tradicional e comumente utilizado para análises verticais simplificadas é o de um quarto de veículo (Figura 27). Apesar de não considerar a dinâmica das rodas, Sandu *et al.* (2010) confirmam a qualidade dos resultados obtidos com esse modelo ao utilizá-lo para o desenvolvimento de uma suspensão do tipo McPherson.

Figura 27 - Modelo de um quarto de veículo



Fonte: Elaborado pelo autor.

Considerando uma massa correspondente a aproximadamente (vez que o peso não é igualmente distribuído devido a fatores como o passo, por exemplo) um quarto de veículo,

Gillespie (1992) aborda que a massa suspensa tem propriedades relativas ao amortecimento (C_s) e a rigidez (K_s), bem como a massa não suspensa também possui componentes de rigidez (K_{ns}) e amortecimento (C_{ns}). De acordo com Jazar (2017), os três últimos componentes apresentados são respectivos à massa não suspensa, ressaltado por meio do subscrito de massa não suspensa (ns). Ainda de acordo com a Figura 26, duas forças verticais estão presentes no modelo: A força da carroceria (F_c) e a força da roda (F_r), em sentido oposto. Devido a estas, tem-se um deslocamento vertical que é diretamente influenciado pelos citados parâmetros de força bem como pelas massas suspensa e não suspensa, rigidezes e fatores de amortecimento. Os deslocamentos da pista, da massa suspensa e da massa não suspensa são representados por Z_{Ms} , Z_{Mns} e Z , respectivamente.

Por envolver demasiada simplificação quando comparado a um veículo, o modelo de um quarto de veículo não permite a análise de alguns parâmetros como rolagem e arfagem, por exemplo. No cenário apresentado, alguns outros modelos são apresentados a seguir.

2.2.10.2 Modelo de meio veículo

Enquanto o modelo de um quarto de veículo envolvia apenas dois graus de liberdade (translação vertical das massas suspensa e não suspensa), Hapian-Smith (2001) apresenta que o modelo de meio veículo é mais completo que o primeiro por envolver quatro graus de liberdade: Enquanto cada massa não suspensa tem a liberdade de movimentar-se verticalmente, os outros dois graus de liberdade ficam respectivos ao deslocamento vertical e à arfagem da carroceria, como apresentado na Figura 28.

Figura 28 - Modelo de meio veículo



Fonte: Elaborado pelo autor.

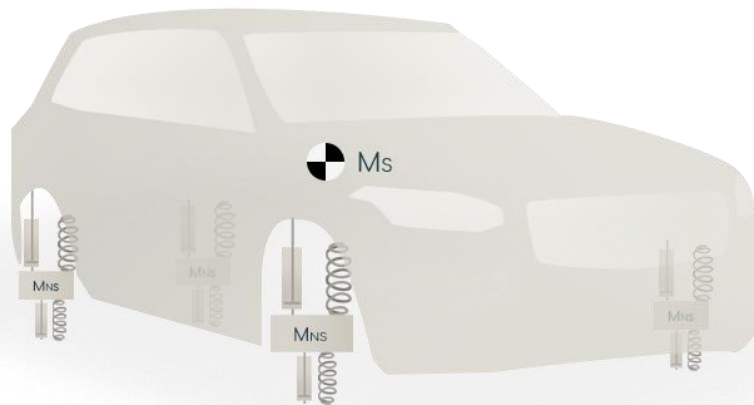
Comparado ao modelo de um quarto de veículo, o modelo de meio veículo é mais completo e como consequência permite análises quanto a arfagem. Todavia, as informações de rolagem ainda não são possíveis de serem obtidas com esse modelo apesar da complexidade para o estudo do mesmo ser maior quando comparado ao modelo anterior. Visando um modelo

que permita uma análise de maior fidelidade a um veículo físico, há, ainda, o modelo de veículo completo.

2.2.10.3 Modelo de veículo completo

O terceiro e último modelo a ser apresentado é o modelo de veículo completo. Seguindo a análise feita para os modelos de um quarto e de meio veículo, Happian-Smith (2001) ressalta que as premissas são as mesmas: Com maior complexidade, o modelo é mais completo e permite a observação de mais fenômenos, além da obtenção de resultados mais próximos aos observados em veículos físicos. O modelo de veículo completo é apresentado na Figura 29.

Figura 29 - Modelo de veículo completo



Fonte: Elaborado pelo autor.

Ainda de acordo com a figura acima, esse modelo possui sete graus de liberdade, sendo um para o deslocamento vertical de cada massa não suspensa, um para o deslocamento vertical da carroceria, um para o momento de arfagem e o último para momento de rolagem.

Como observado nos modelos apresentados, o pneu tem sido representado por uma componente elástica e outra amortecedora. Como Happian-Smith (2001) aborda, diversos modelos para a representação do comportamento dinâmico dos pneus, componentes fundamentais no estudo de suspensões, têm sido elaborados ao passar dos anos. Entretanto, o modelo utilizado nas representações acima comentadas é o mais simples, envolvendo apenas uma componente elástica e uma componente amortecedora.

2.2.11 Sistemas de múltiplos corpos

Os sistemas de múltiplos corpos estão diretamente ligados à evolução da computação e são utilizados pela Engenharia desde o século passado. Para Schiehlen (1997), esses sistemas

podem ser definidos como algoritmos prontos para a implementação em computadores de maneira que a simulação e a animação gerada a partir desta são as principais partes dos resultados.

Como apresentado por Eberhard e Schiehlen (2005), a dinâmica de múltiplos corpos tem como base a mecânica analítica, sendo aplicada para os mais diversos tipos de veículos e demais máquinas e equipamentos. De maneira intuitiva, um sistema de múltiplos corpos é um sistema composto por vários componentes. Acerca destes componentes, cada um apresenta suas características intrínsecas e estes interagem entre si, de acordo com o funcionamento do sistema, durante a simulação. De acordo com Blundell e Harty (2004), a análise de múltiplos corpos permite a construção de um sistema com inúmeros corpos flexíveis e conexões elásticas entre os mesmos.

Portanto, utilizando o método abordado, o estudo da dinâmica do funcionamento do sistema de chassi e seus componentes derivados se torna mais preciso e a gama de análises que podem ser realizadas aumenta. Shabana (2013) apresenta que sistemas de múltiplos corpos permitem a análise não apenas da translação dos corpos, mas também da rotação destes. Com isso, as equações normalmente são não lineares e devem ser resolvidas por métodos numéricos, não bastando apenas os métodos analíticos.

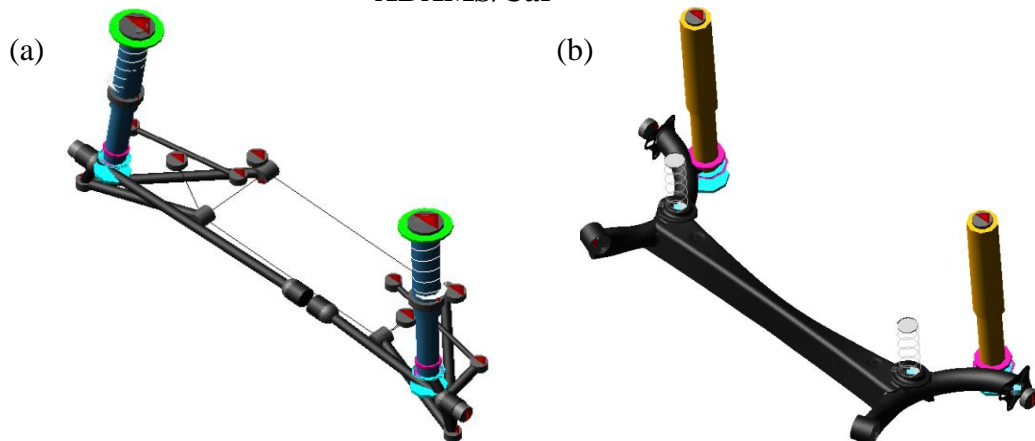
Diversas vantagens são obtidas com a utilização de programas de múltiplos corpos durante as fases de um projeto, como por exemplo a redução do custo de execução do mesmo uma vez que como o modelo virtual descreve o comportamento do sistema, é possível otimizar o ativo ainda nas etapas de simulação. Por consequência, a necessidade da construção de protótipos é reduzida. Buscando trabalhar com esse tipo de modelo, o presente trabalho contou com o auxílio computacional dos programas ADAMS/Car e VI-CarRealTime.

2.2.11.1 ADAMS/Car e VI-CarRealTime

Focando na parte veicular, o *software* de múltiplos corpos ADAMS conta com uma personalização denominada ADAMS/Car. O programa com essa personalização é destinado, especialmente, para o desenvolvimento de projetos automobilísticos.

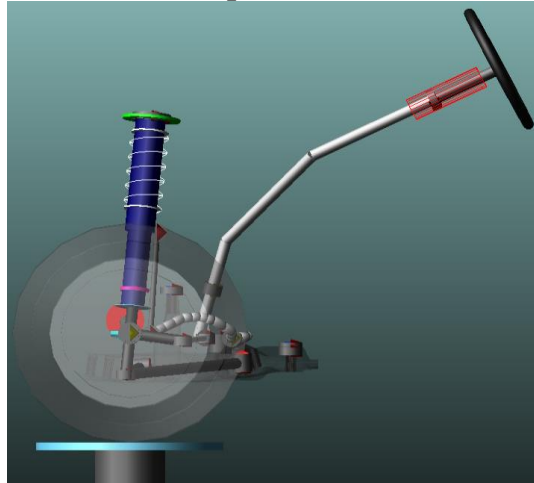
Um sistema do ADAMS/Car é um conjunto de subsistemas (Figura 30). Por exemplo, um sistema de suspensão traseira conta com os subsistemas de suspensão, freio e pneus. Por outro lado, o sistema de suspensão dianteira (Figura 31) conta com todos esses componentes em adição ao subsistema de direção.

Figura 30 – Subsistemas de suspensão McPherson (a) e eixo de torção (b) no ADAMS/Car



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 31 – Sistema de suspensão dianteira no ADAMS/Car



Fonte: (ADAMS, 2016).

Em um novo projeto do ADAMS/Car, os componentes mais simples como buchas e torres de amortecimento podem ser unidos de maneira a construir um subsistema e, como apresentado acima, após a criação desses, os sistemas de suspensão dianteira, traseira e carroceria, por exemplo, são criados. Posteriormente, é possível ajustar e definir curvas e valores específicos para cada um dos componentes do veículo de maneira que este corresponda com especificações de projeto.

Como exemplo dos parâmetros que podem ser modificados, têm-se os ângulos de cáster, camber e convergência; curva de amortecedor, comprimento e flexibilidade de mola, intervalo e curva de atuação de um batente, curva de assistência de uma direção elétrica, diâmetro sob carga e raio livre de um pneu entre outros.

Quanto à simulação, o ADAMS/Car permite a análise de diversos testes e manobras em situações adversas. Dentre essas manobras, destacam-se o deslocamento do veículo em uma

pista em linha reta, a execução de curvas com raio constante e raio variável, a passagem de um veículo sobre ressaltos e rebaixos como lombadas e depressões e outras manobras descritas em normas de segurança e qualificação de um veículo. Basicamente, esses testes permitem qualificar a dirigibilidade e o conforto de um projeto.

Por outro lado, análises com sistemas específicos de outros componentes do veículo também podem ser feitas no ADAMS/Car. A exemplo, um sistema de suspensão isolada permite a análise do comportamento da suspensão quando a mesma é excitada com forças em direção oposta, paralela, longitudinal e lateral, por exemplo. Durante o tópico de metodologia do presente texto, essas análises citadas e a utilização do programa aqui apresentado voltarão a ser abordados como meio de correlacionar o veículo físico e o modelo virtual de múltiplos corpos.

Similar ao ADAMS/Car, o VI-CarRealTime permite análises veiculares no âmbito da dinâmica veicular. Para tal, esse último programa segue a mesma linha do primeiro programa: Elabora-se um modelo virtual por meio da especificação de parâmetros específicos do veículo e então uma sequência de testes é realizada. Os modelos do VI-CRT são por natureza mais simples do que os do ADAMS, o que possibilita a utilização dos mesmos em simulações DIL. Entretanto, o resultado alcançado entre os dois programas é próximo em análises similares.

Sendo os testes do VI-CRT realizados por meio da criação de eventos, um que é frequentemente utilizado é o MaxPerformance. Nesse evento, o limite do perfil dinâmico de velocidade para um trajeto é definido, portanto o veículo é sujeitado a rodar na melhor condição possível em termos de concluir o traçado proposto com a maior velocidade cabível.

2.2.12 SIM Center

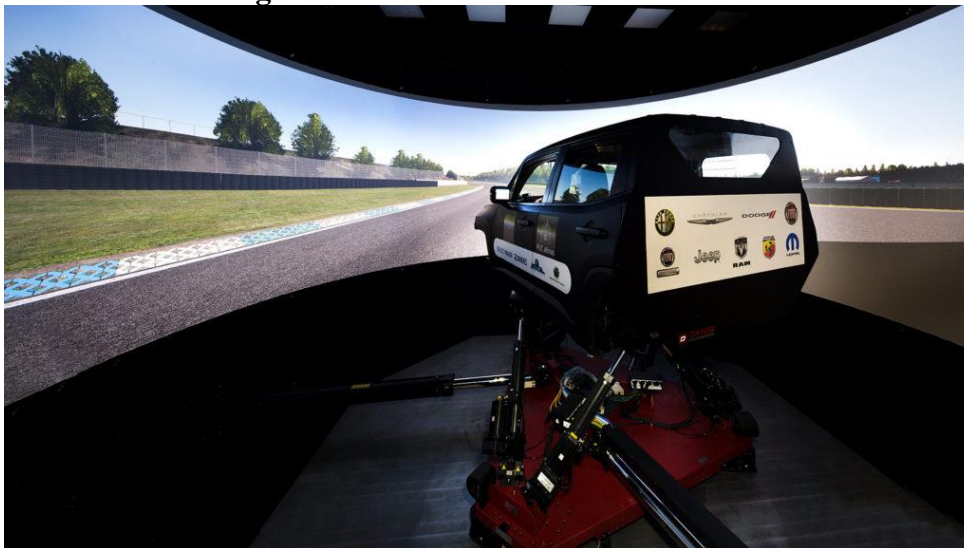
De acordo com Jamson (2010), um simulador de dinâmica veicular pode ser simplificado em três grupos: A cabine do veículo, os robôs e o ferramental responsável pela construção do cenário gráfico e do sistema de som. Relacionando esses três grupos e por fim permitindo a realização da simulação, há o modelo virtual de múltiplos corpos, a aplicação das cargas e o deslocamento da cabine de maneira a gerar o comportamento dinâmico do veículo simulado que por sua vez resulta em sinais a serem processados de uma sala de controle.

Como foi anteriormente apresentado no presente texto e é corroborado pelos estudos de Vepa (2015), um modelo virtual é fundamental na utilização de simuladores uma vez que estes são alimentados com as informações disponibilizadas pelos modelos. A importância de as informações em questão estarem condizentes a um veículo físico é tão grande quanto os

movimentos das plataformas e a criação gráfica da pista de rolagem sejam corretamente reproduzidas, já que o último autor citado ainda comenta que esses sistemas são responsáveis em diminuir a diferença entre o veículo físico e a simulação virtual.

Nos últimos anos, a simulação tem se apresentado como um dos principais e mais fundamentais passos de um projeto de Engenharia. Em meio a tal contexto, o desenvolvimento da dinâmica veicular na academia e na indústria automobilística tem utilizado de simuladores que costumam apresentar entre 6 e 9 graus de liberdade, onde quanto mais graus de liberdade o equipamento apresentar mais realista poderá ser a simulação de um veículo. A presente pesquisa foi realizada com um simulador de 9 graus de liberdade, o SIM Center (Figura 32).

Figura 32 – SIM Center durante testes



Fonte: (FCA PRESS, 2020).

Como apresentado pelos portais VI-Grade (2020) e FCA Press (2020), o SIM Center é um centro de excelência em dinâmica veicular que consiste em uma parceria entre a indústria e a academia, por meio da PUC Minas, além do aporte financeiro do BNDES. Atualmente, destacando-se por ser o único simulador de dinâmica veicular com 9 graus de liberdade no hemisfério sul do planeta, o equipamento é produzido pela VI-Grade e é um simulador do tipo *driver-in-the-loop*, ou seja, o motorista interage em tempo real com a simulação.

Paralelo à simulação DIL, tem-se a simulação *model-in-the-loop*, onde apenas o modelo é presente no *loop* de simulação; e a *hardware-in-the-loop*, que além do modelo envolve também algum tipo de equipamento físico, o que aumenta a complexidade da simulação, mas em contrapartida pode aumentar a precisão dos resultados obtidos.

Como observado na última figura apresentada, o SIM Center conta, ainda, com uma tela curva que aumenta a imersão do motorista por propiciar a este a sensação de estar em uma pista de rolagem gerada pelo sistema. Da mesma forma, os retrovisores da cabine do veículo são, na

verdade, telas que representam a imagem que seria vista nos retrovisores caso o veículo realmente estivesse em uma pista. Como observado na Figura 33, o interior do veículo é fidedigno ao veículo real, fazendo com que esse conjunto de detalhes aumentem a imersão do motorista quando o mesmo se encontra em simulação.

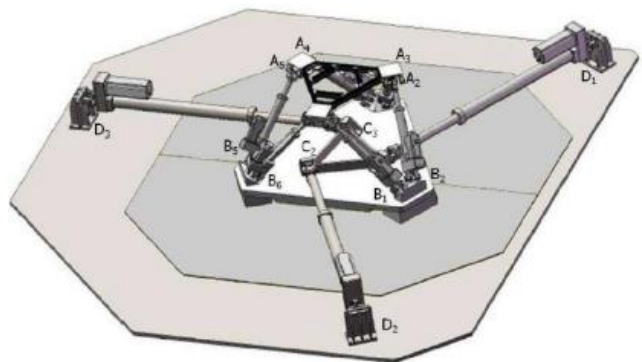
Figura 33 – Painel do veículo do SIM Center



Fonte: (FCA PRESS, 2020).

Como apresentado por Naves (2018), a estrutura do SIM Center conta com um hexápode e um tripode. De maneira respectiva, estes dois mecanismos contam com 6 e 3 graus de liberdade, totalizando os 9 presentes no sistema. A Figura 34 apresenta os robôs sob o cockpit do SIM Center.

Figura 34 – Robôs da plataforma do SIM Center



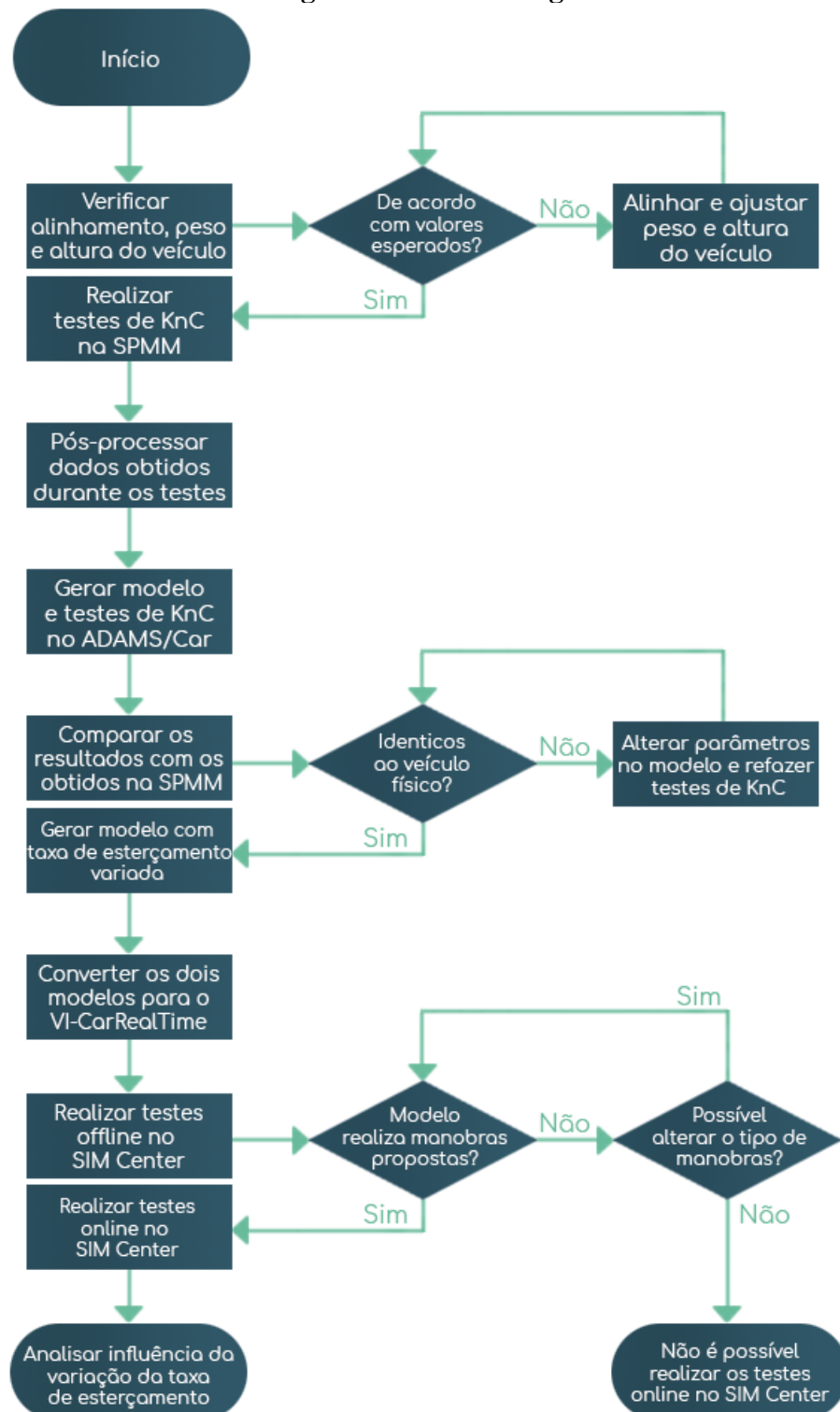
Fonte: (VI-GRADE, 2020; BEHI *et al.*, 2014).

A figura acima apresenta os pontos A, B, C e D em que os atuadores são posicionados. Enquanto o hexápode é responsável pelos movimentos de rolagem, arfagem e translação vertical, o tripode é responsável pelos movimentos de guinada e translações do plano do solo.

3 METODOLOGIA

A metodologia do presente trabalho é dividida, basicamente, em três passos: Ajuste e obtenção de dados do veículo físico, elaboração dos modelos virtuais e por fim os testes no SIM Center, como o fluxograma da Figura 35 apresenta.

Figura 35 – Metodologia

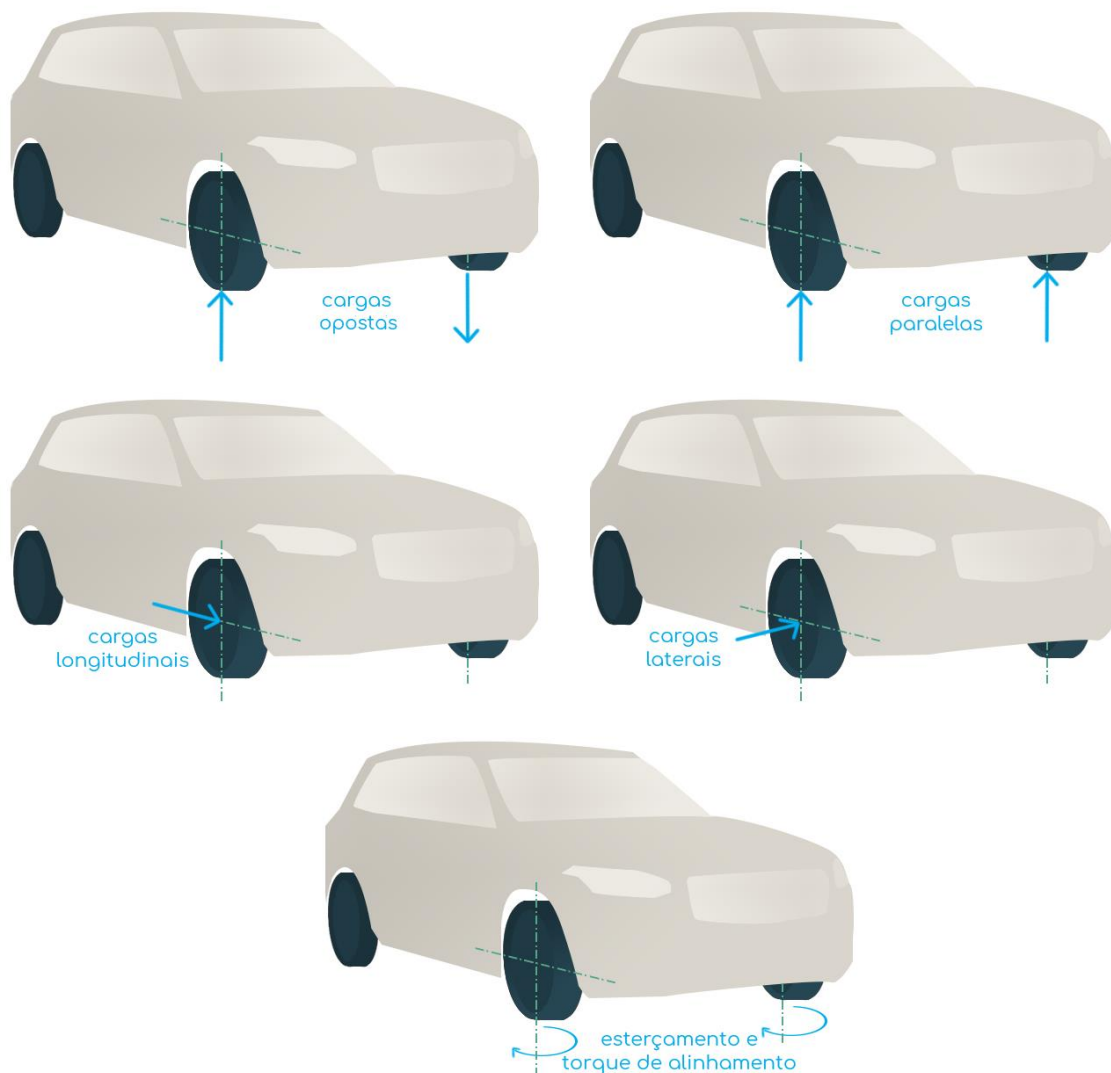


Fonte: Elaborado pelo autor.

3.1 Ajuste e obtenção de dados do veículo físico

Para a obtenção dos dados de suspensão e direção do veículo físico, o mesmo foi testado em uma máquina de medição de parâmetros cinemáticos de suspensão onde as cargas aplicadas são apresentadas na Figura 36. Posteriormente, os dados obtidos foram pós-processados por meio de um programa próprio da AB Dynamics, empresa fabricante da SPMM, além de uma aplicação desenvolvida no MATLAB pelo presente trabalho que otimiza e seleciona os dados desejados para análise, como será discutido a seguir.

Figura 36 - Aplicação de cargas durante os testes



Fonte: Elaborado pelo autor.

Seguindo o procedimento proposto, o veículo foi corretamente posicionado nas plataformas da SPMM 5000e e então instrumentado. Antes, entretanto, o veículo foi devidamente controlado. Em outras palavras, parâmetros como peso por eixos, raio sobre carga, pressão dos pneus, alinhamento de rodas, altura do centro de gravidade e alguns outros valores

foram verificados na busca de garantir que o veículo físico esteja de acordo com as especificações teóricas de projeto esperadas.

Uma vez que o veículo está devidamente controlado e instrumentado, os testes são iniciados. Na busca de obter as referências espaciais, a SPMM primeiramente realiza os ajustes devidos para a definição de pontos importantes, bem como a identificação relativa ao sistema de coordenadas do equipamento. Por meio de uma interface gráfica, o usuário define algumas condições de prova, além de escolher os testes a serem realizados. Os testes realizados pelo presente trabalho são dispostos no Quadro 2.

Quadro 2 - Testes realizados na SPMM

Teste	Descrição
Paralelo	Aplicação de cargas paralelas no eixo dianteiro e posteriormente no traseiro
Oposto	Aplicação de cargas opostas no eixo dianteiro e posteriormente no traseiro
Lateral	Aplicação de cargas laterais no eixo dianteiro e posteriormente no traseiro
Longitudinal	Aplicação de cargas longitudinais no eixo dianteiro e posteriormente no traseiro
Esterçamento	Rotação do volante de direção do limite inferior ao superior
Alinhamento	Torque de alinhamento nas rodas do eixo dianteiro

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os testes acima são realizados com a aplicação das cargas em sentidos e direções respectivas em apenas um dos lados dos eixos dianteiro e traseiro. Isso se deve ao fato de que, relativo ao lado oposto de um mesmo eixo, o objetivo é observar como este responde de acordo com os esforços aplicados de um lado do eixo apenas.

Para o pós-processamento de dados, o AB Dynamics SPMM Post-Processing é utilizado. Nesse programa, são obtidos os dados relativos à aplicação de forças e deslocamentos do equipamento no veículo, bem como os deslocamentos e os esforços resultantes. A partir desses dados imputados, o SPMM Post-Processing realiza uma sequência de cálculos que possibilita a obtenção dos parâmetros elastocinemáticos da suspensão. Como saída, o programa em questão gera, também, uma sequência de arquivos com diversos pontos das curvas dos parâmetros medidos e calculados. Para que isso seja possível, o MATLAB é executado em segundo plano com uma sequência de rotinas desenvolvidas pela AB Dynamics. Ressalta-se, ainda, que o código original dessas rotinas foi modificado pelo presente trabalho buscando tornar a exportação de uma maior quantidade de dados do teste de esterçamento possível.

Como apresentado, um arquivo com os dados da SPMM é gerado para cada um dos testes a serem analisados: Cargas laterais, longitudinais, opostas e paralelas; esterçamento de volante e torque de alinhamento das rodas. Com uma demasiadamente grande série de dados obtidos, muitos deles não utilizados uma vez que o SPMM Post-Processing gera mais parâmetros de KnC do que os que serão correlacionados. Devido a isso, o presente trabalho desenvolveu programa (Figura 37), em MATLAB, que extrai apenas os parâmetros desejados em um restrito intervalo, isto é, extrai apenas o intervalo dos parâmetros de elastocinematismo que serão correlacionados.

Figura 37 - Programa para otimização de dados



Fonte: Elaborado pelo autor.

Acerca do programa desenvolvido em MATLAB e apresentado na figura acima, o código foi completamente elaborado no intuito de gerar um arquivo de texto único que permitisse a comparação com os dados exportados das simulações virtuais feitas no ADAMS/Car. Para tornar possível a criação de um ambiente de interface gráfica do utilizador (GUI), o conjunto de ferramentas para GUI do MATLAB foi utilizado.

O uso do programa desenvolvido consiste, basicamente, em três passos: A escrita do nome almejado para o arquivo final, a seleção da pasta onde os arquivos gerados pelo SPMM Post-Processing se encontram e o salvamento do arquivo final já otimizado. A última figura apresentou, ainda, uma segunda opção onde os coeficientes de regressões numéricas das curvas experimentais podem ser obtidos. Essa opção é interessante para entender como as curvas em questão se comportam.

Portanto, após a execução do programa de otimização, um arquivo final é gerado com os dados de interesse para a correlação. Esse arquivo, por sua vez, alimenta uma planilha que recebe, também, dados do modelo de múltiplos corpos. Antes que tal planilha seja abordada,

entretanto, torna-se necessária a discussão sobre o ajuste do modelo de veículo elaborado no ADAMS/Car.

3.2 Elaboração dos modelos virtuais

Apresentando maior grau de detalhes, os modelos virtuais são inicialmente elaborados e testados no ADAMS/Car. Entretanto, uma vez que a complexidade dos modelos desse último programa necessita de recursos computacionais mais potentes para a simulação, a conversão dos modelos virtuais para o VI-CarRealTime se torna necessária para que a simulação em tempo real seja possível no SIM Center.

No ambiente do ADAMS/Car, o modelo de múltiplos corpos utilizado no presente trabalho foi derivado de um outro modelo de exemplo do programa. Basicamente, por meio de modelos genéricos de sistemas de direção e suspensão, os parâmetros apresentados no Quadro 3 foram alterados no modelo virtual de maneira que estes correspondessem aos valores de projeto do veículo no qual este trabalho se baseia.

Quadro 3 – Modificações realizadas no modelo virtual do ADAMS/Car

Sistema	Descrição
Direção	Pontos geométricos espaciais dos componentes do sistema, ângulos relativos à barra de direção, taxa de esterçamento e curva de assistência de direção elétrica
Suspensão	Pontos geométricos espaciais dos componentes dos sistemas, curvas de flexibilidade das buchas e batentes, massa e inércia dos componentes dos sistemas, diâmetro da barra de torção, carga e flexibilidade das molas, valores de referência de camber e convergência, arquivo do pneu contendo dados como diâmetro e comportamento dinâmico do mesmo, curso de amortecimento e modelo da barra de torção
Carroceria	Peso total do veículo, distância entre eixos e rodas, posição espacial de componentes como passageiros e demais cargas, peso e localização do tanque de combustível, condição de carregamento com número de passageiros e quantidade de carga no porta-malas e combustível

Fonte: Elaborado pelo autor.

Além dos parâmetros apresentados no quadro acima, é importante destacar que todo o posicionamento geométrico dos componentes da suspensão também foi modificado. Com isso, como foi apresentado previamente, é possível atingir os valores dos parâmetros cinemáticos a projeto no modelo virtual de múltiplos corpos.

Com o modelo virtual ajustado de acordo com os parâmetros teóricos do veículo a projeto, uma simulação completa de KnC pode ser realizada no ADAMS/Car com o intuito de

verificar a construção do modelo. Basicamente, essa simulação envolve um conjunto de testes (como exemplo como os de cargas laterais, longitudinais, opostas e paralelas; esterçamento de volante e torque de alinhamento das rodas) que, entre diversas simulações realizadas, é possível a obtenção dos mesmos parâmetros provenientes da SPMM. Posteriormente, uma vez que a correta construção do modelo é verificada após o primeiro teste de KnC, uma sequência desses testes é realizada de acordo com modificações no modelo virtual até que este esteja correlacionado ao veículo físico.

Como discutido anteriormente, foi desenvolvida uma planilha para a realização do comparativo entre os dados do veículo experimental e do modelo ajustado de múltiplos corpos no ADAMS/Car. Portanto, uma vez que os dados pós-processados e otimizados da SPMM são dispostos na planilha em questão, realiza-se a comparação do modelo virtual com o veículo físico por meio da alimentação dos dados exportados do ADAMS/Car também na planilha de correlação.

À medida que os resultados dos testes de KnC do modelo virtual divergem dos valores obtidos nos testes com o veículo físico, técnicas de ajustes de coordenadas de pontos da suspensão e de outros parâmetros do modelo são realizadas, sendo que após cada modificação uma nova análise de KnC é executada no ADAMS/Car. De maneira intuitiva, os dados pós-processados são exportados e os mesmos alimentam a planilha de correlação após cada rodada de simulação. O processo é repetido até o momento em que os parâmetros do modelo virtual correspondem de maneira satisfatória aos dados do veículo físico.

Uma vez que o modelo virtual de múltiplos corpos do ADAMS/Car está correlacionado em parâmetros de KnC (modelo A) ao veículo físico, um outro modelo com taxa de esterçamento 20% superior ao nominal (modelo B) é gerado por meio da variação de um dos pontos espaciais do braço oscilante. Nesse estágio, os dois modelos de múltiplos corpos que foram devidamente elaborados no ADAMS/Car são convertidos para o VI-CarRealTime.

Para realizar a conversão dos modelos entre os programas, uma extensão de conversão do ADAMS/Car é utilizada. Basicamente, uma série de testes são realizados com o modelo a ser convertido de maneira que um novo modelo no VI-CarRealTime seja equivalente ao do ADAMS/Car em termos de respostas cinemáticas e dinâmicas. Basicamente, os dados obtidos nas manobras realizadas nos dois programas devem equivaler entre si para que a conversão seja satisfatória. Antes da execução de testes para a conversão dos modelos, no entanto, alguns parâmetros como a massa total do veículo e o curso da suspensão são imputados na extensão de conversão. Modelo convertido para o VI-CarRealTime, parâmetros como CG, massa das

rodas, curvas de assistência de direção e outros parâmetros de suspensão são avaliados no programa em questão para confirmar que a correta conversão foi realizada.

3.3 Testes no SIM Center

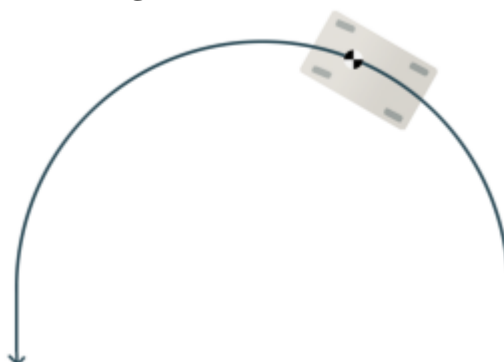
Dois tipos principais de testes são realizados no SIM Center: Em tempo real (*online*) e *offline*. Enquanto o *offline* normalmente é um primeiro passo onde é verificado se o modelo pode danificar o simulador DIL por exceder o curso limite dos atuadores, a simulação *online* inclui os robôs do simulador. Nessa última, pode haver a presença do motorista no *loop* de testes (permitindo análises subjetivas) ou ainda contar com um modelo virtual de motorista para a execução das manobras. Por precaução, o teste *offline* sempre é executado pela segurança do simulador e os testes em tempo real do presente trabalho contaram com um motorista realizando as manobras.

3.3.1 Testes *offline*

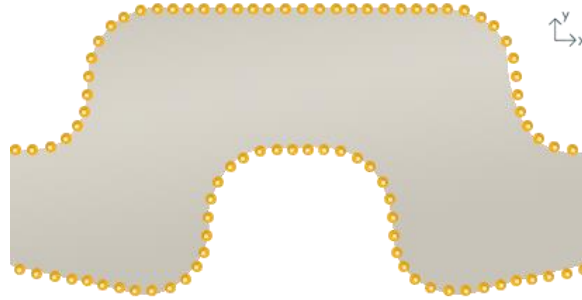
Dentre as manobras que comumente são realizadas para a análise do comportamento do veículo devido à variação da taxa de esterçamento, o presente trabalho propõe a realização de duas manobras: A de retorno, manobra A, com variações lineares de ângulo de volante; e a de curvas consecutivas em sentidos opostos, manobra B, que se assemelha à manobra de troca dupla de faixas.

Para a realização da manobra A (Figura 38), o teste *step steer* foi selecionado no VI-CRT. Com três valores de velocidade inicial distintos, esse teste necessita ainda que os valores de ângulo de volante inicial e final sejam definidos, além do passo e do tempo no qual o volante será rotacionado até o valor final escolhido. Enquanto isso, o contorno idealizado da pista para a manobra B pode ser observado na Figura 39, onde os pontos em laranja e branco representam os cones que limitam a pista.

Figura 38 – Manobra A



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 39 – Manobra B

Fonte: Elaborado pelo autor.

A construção da pista observada na figura acima é feita pelo VI-Road, outro programa que assim como o VI-CRT é fornecido pela VI-Grade. Inicialmente, partindo de uma pista padrão do programa denominada *chicane*, um arquivo de extensão *drd* que armazena as coordenadas que delimitam a pista é gerado. Para que o contorno dessa pista seja elaborado no VI-Road, o arquivo *drd* é modificado por meio de um programa editor de planilhas e o resultado é apresentado na Figura 40.

Figura 40 – Contorno da pista do VI-Road utilizada na manobra B

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.3.2 Testes em tempo real (online)

As mesmas manobras realizadas nos testes *offline* são observadas para os testes *online*. Entretanto, neste caso há a geração gráfica da pista de rolagem no intuito de aumentar a imersão do motorista no ambiente de simulação. Tanto na manobra A quanto na manobra B o cenário gráfico utilizado é a *proving ground* (Figura 41), que é um amplo campo aberto de piso regular e sem obstáculos. Para a manobra B, há ainda o posicionamento de cones para delimitar o contorno proposto para a realização dessa manobra de acordo com os pontos presentes no arquivo *drd*.

Figura 41– Proving ground durante o teste



Fonte: Elaborado pelo autor.

O Quadro 4 especifica todos os testes realizados no SIM Center. As três velocidades longitudinais (λ) nas quais os testes foram realizados serão denominadas por λ_1 , λ_2 e λ_3 , sendo λ_2 cerca de 33% maior que λ_1 e λ_3 50% maior que λ_1 . O mesmo ocorre para a velocidade na qual o volante é rotacionado (ψ): ψ_1 é o valor mais baixo, ψ_2 é 33% maior que ψ_1 e ψ_3 é 50% maior que ψ_1 .

Quadro 4 – Testes realizados no SIM Center

Teste	Modelo		Manobra		Tipo de teste		λ	ψ
	A	B	A	B	online	offline		
1	•	-	•	-	•	•	λ_1	ψ_1
2	•	-	•	-	•	•	λ_2	ψ_1
3	•	-	•	-	•	•	λ_3	ψ_1
4	•	-	•	-	•	•	λ_1	ψ_2
5	•	-	•	-	•	•	λ_2	ψ_2
6	•	-	•	-	•	•	λ_3	ψ_2
7	•	-	•	-	•	•	λ_1	ψ_3
8	•	-	•	-	•	•	λ_2	ψ_3
9	•	-	•	-	•	•	λ_3	ψ_3
10	-	•	•	-	•	•	λ_1	ψ_1
11	-	•	•	-	•	•	λ_2	ψ_1
12	-	•	•	-	•	•	λ_3	ψ_1
13	-	•	•	-	•	•	λ_1	ψ_2
14	-	•	•	-	•	•	λ_2	ψ_2
15	-	•	•	-	•	•	λ_3	ψ_2
16	-	•	•	-	•	•	λ_1	ψ_3
17	-	•	•	-	•	•	λ_2	ψ_3
18	-	•	•	-	•	•	λ_3	ψ_3
19	•	-	-	•	•	-	-	-
20	-	•	-	•	•	-	-	-

Fonte: Elaborado pelo autor.

4 RESULTADOS

Os resultados alcançados pelo presente trabalho são discutidos da mesma forma que a metodologia foi proposta: Obtenção dos dados do veículo físico, desenvolvimento dos modelos correlacionados em KnC e análise dinâmica da taxa de esterçamento no SIM Center.

4.1 Correlação de KnC

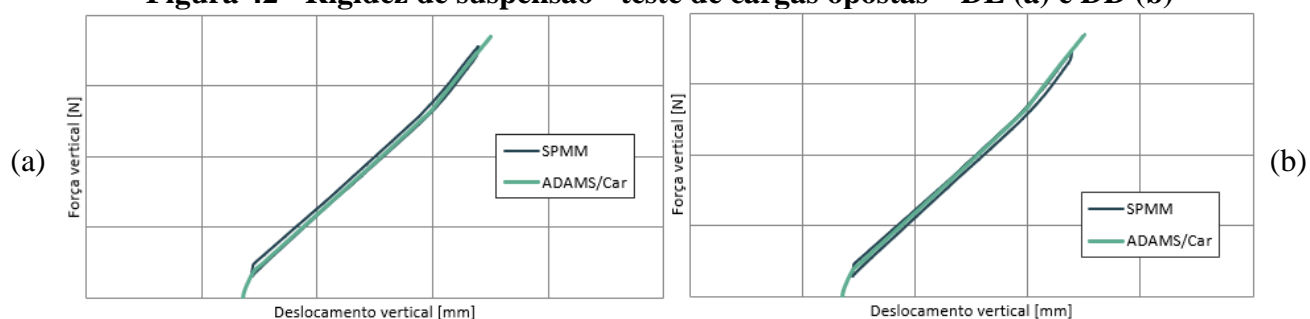
Com exceção do teste de esterçamento onde o mesmo é realizado apenas no eixo dianteiro devido ao esterçamento das rodas, os demais testes e simulações foram realizados e analisados nos dois eixos do veículo. Entretanto, devido ao comportamento similar e à grande quantidade de gráficos e dados que obtidos, os parâmetros a serem apresentados foram filtrados e serão expostos de maneira alternada de acordo com os testes executados.

4.1.1 Teste de cargas opostas

Assim como será abordado no teste paralelo, a análise do teste oposto foi dada baseando-se na análise da rigidez de suspensão e nos desvios dos ângulos de convergência, camber e esterçamento. Além de tais, análises completares como ponto de contato da roda com o solo e o deslocamento do centro da roda também foram levados em consideração.

De acordo com o deslocamento no eixo Z do veículo, a Figura 42.a apresenta a variação da força vertical aplicada na roda esquerda do eixo dianteiro. A Figura 42.b apresenta, ainda, quando outra força sob as mesmas condições apresentadas é aplicada na roda direita do eixo dianteiro. Portanto, os dois gráficos apresentados a seguir são respectivos à rigidez de suspensão observada nas rodas dianteira esquerda (DE) e dianteira direita (DD), respectivamente.

Figura 42 - Rigidez de suspensão - teste de cargas opostas – DE (a) e DD (b)



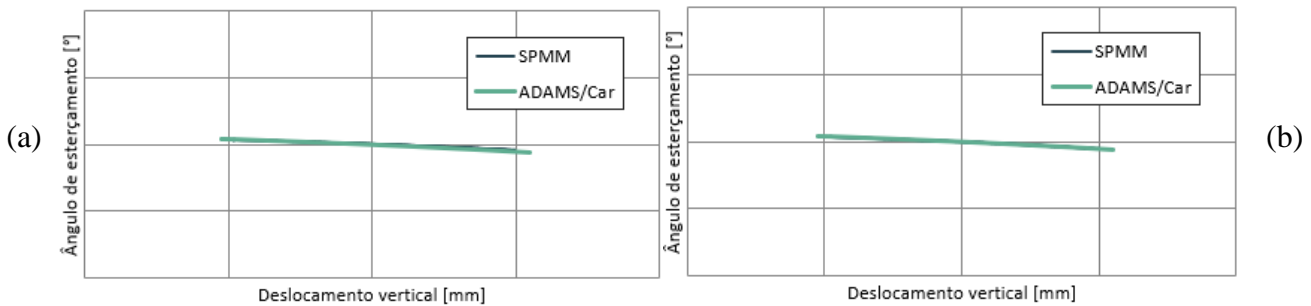
Fonte: Elaborado pelo autor.

Como apresentado pelas curvas acima, os valores da simulação virtual se encontram dentro do intervalo de dados do veículo físico, representados pelas curvas azuis. O maior prolongamento das curvas em questão se deve ao fato de que a simulação do modelo virtual foi

realizada em um intervalo maior de deslocamento. Entretanto, como no intervalo de dados do veículo físico a curva do modelo virtual está bem representada, é possível afirmar que a rigidez de suspensão dianteira no teste de cargas opostas está adequadamente correlacionada.

Seguindo o realizado para a rigidez da suspensão dianteira no teste de cargas opostas, a variação do ângulo de esterçamento das rodas nesse teste também foi analisada e segue na Figura 43. Nesse caso, a variação do ângulo de esterçamento é realizada em relação ao deslocamento da roda no eixo vertical do veículo.

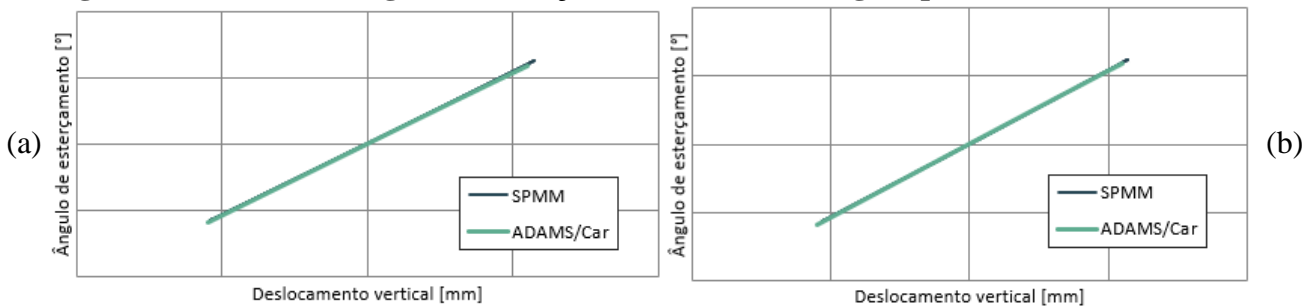
Figura 43 - Desvio do ângulo de esterçamento - teste de cargas opostas – DE (a) e DD (b)



Fonte: Elaborado pelo autor.

Com comportamento bem similar para os dois lados do eixo dianteiro, o desvio do ângulo de esterçamento apresentou bons resultados para a correlação entre os dados físicos e virtuais. Corroborando com tal, a Figuras 44 apresenta os valores do ângulo de esterçamento para as rodas esquerda (TE) e direita (TD) do eixo traseiro, respectivamente.

Figura 44 - Desvio do ângulo de esterçamento - teste de cargas opostas – TE (a) e TD (b)

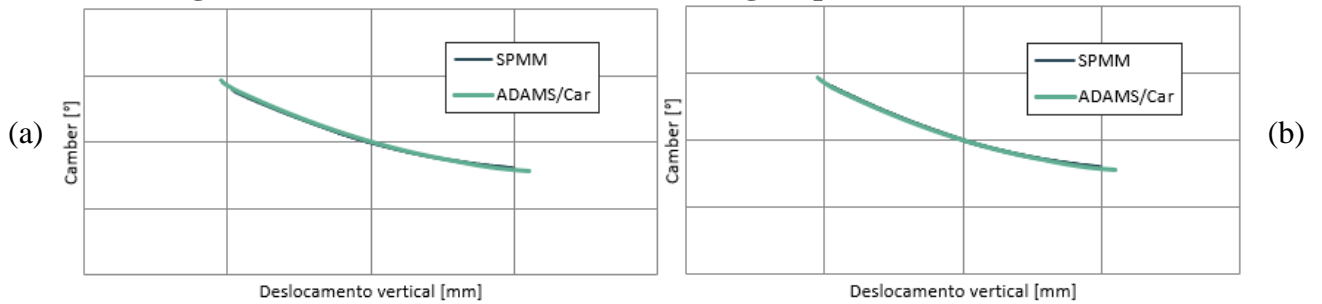


Fonte: Elaborado pelo autor.

Como a figura acima expõe, os valores de ângulo de esterçamento foram muito bem correlacionados, com as curvas virtuais sobrescrevendo as curvas do veículo físico.

Outro parâmetro de fundamental importância a ser analisado é o camber. Durante toda a variação deste, a curva obtida com o ADAMS/Car apresentou resultados bem satisfatórios em relação aos dados obtidos na SPMM. A Figura 45 apresenta a correlação dessas curvas para o eixo dianteiro.

Figura 45 - Desvio de camber - teste de cargas opostas – DE (a) e DD (b)

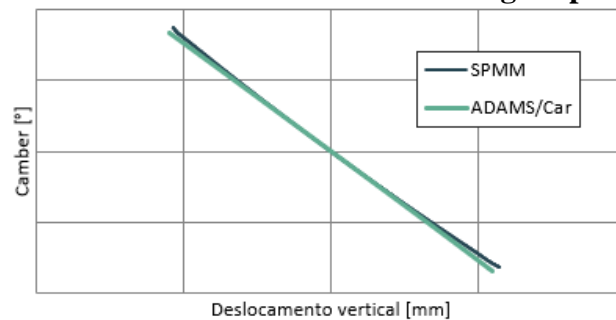


Fonte: Elaborado pelo autor.

Apesar de não apresentar correlação com a mesma precisão apresentada pelo camber da roda dianteira esquerda, é notável que as curvas ainda assim se aproximam bastante e, com isso, o desvio de camber do modelo de múltiplos corpos representa com fidelidade o veículo físico.

Para a suspensão traseira, o mesmo que foi apresentado acima acontece. Com isso, apesar da leve divergência ao final das curvas do veículo físico, o modelo virtual continua apresentando boa resposta quanto ao desvio de camber, como é analisado na Figura 46 para o lado direito do eixo.

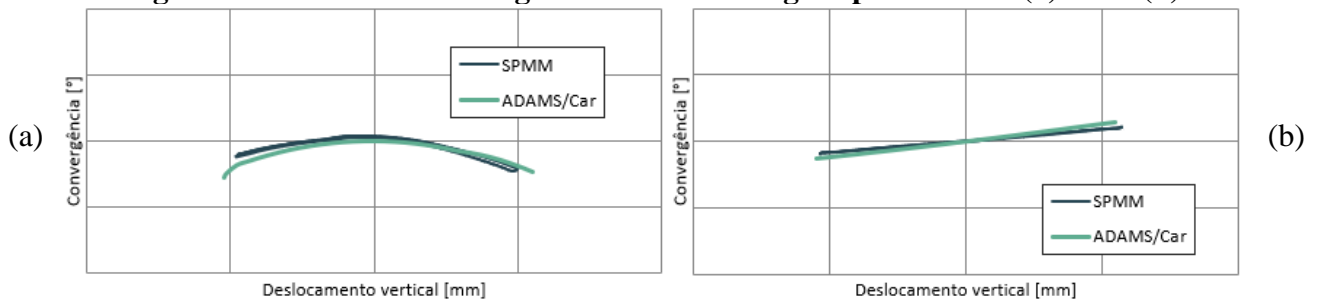
Figura 46 - Desvio de camber - teste de cargas opostas - TD



Fonte: Elaborado pelo autor.

Ainda em relação ao teste de cargas opostas, o último parâmetro a ser analisado é a convergência. Respectivo à variação desse ângulo pelo deslocamento da roda no eixo vertical do veículo, os resultados obtidos com o modelo virtual também se aproximaram de maneira considerável aos valores obtidos na SPMM, como é observado na Figura 47.

Figura 47 - Desvio de convergência - teste de cargas opostas – DE (a) e TD (b)



Fonte: Elaborado pelo autor.

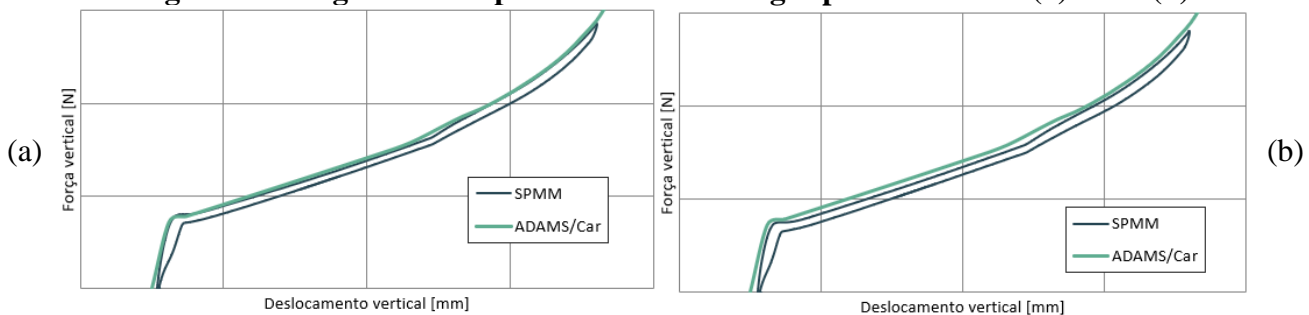
Como apresentado pela figura acima, o comportamento das curvas do modelo virtual e do veículo físico se diferem à medida que a região de abertura mínima do amortecedor é alcançada. Entretanto, o ponto mais crítico de diferença entre essas duas curvas não chega a 10% de erro, sendo possível afirmar que o parâmetro está correlacionado ao veículo físico. Para os valores da roda direita da traseira, como observado na Figura 52, a mesma assertiva pode ser considerada uma vez que o erro entre os pontos mais distantes das curvas é equivalente a cerca de 7%.

4.1.2 Teste de cargas paralelas

Como apresentado no tópico anterior, a comparação dos dados da simulação do modelo virtual e do veículo físico para o teste paralelo foi realizada por meio dos valores de rigidez de suspensão e desvio dos valores de esterçamento, convergência e camber. Além desses, buscando corroborar a correlação buscada pelo presente trabalho, análises respectivas ao deslocamento do centro da roda e do contato da mesma com o solo também serão apresentadas para o teste de cargas paralelas.

Enquanto rigidez de suspensão analisada na roda dianteira esquerda (Figura 48.a) comprova como os valores de força e deslocamento no eixo vertical do modelo virtual de múltiplos corpos correspondem de maneira satisfatória aos mesmos parâmetros do veículo físico, a Figura 48.b apresenta o mesmo parâmetro, mas dessa vez analisado na roda traseira direita. O ponto em que ocorre a repentina mudança de inclinação na extremidade dessas curvas se deve pelo fato de a suspensão alcançar aos cursos mínimos e máximos de amortecimento.

Figura 48 – Rigidez de suspensão - teste de cargas paralelas – DE (a) e TD (b)



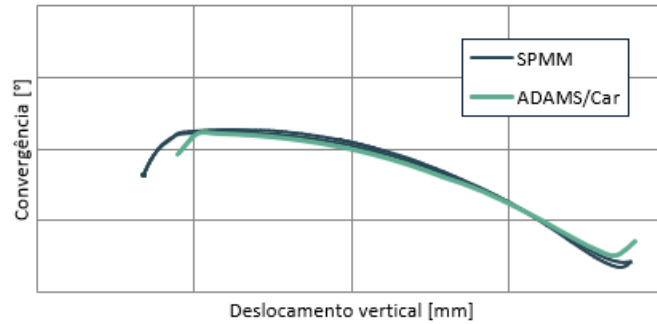
Fonte: Elaborado pelo autor.

Ainda de acordo com a Figura 48.b, a rigidez da suspensão traseira também se encontra correlacionada por apresentar diferenças inferiores a 10% em relação à curva do veículo físico. Provavelmente, esse erro obtido está relacionado à modelagem do eixo de torção.

Como disposto na Figura 49, o valor de convergência pelo deslocamento vertical não correspondeu tão bem entre o modelo do ADAMS/Car e os dados obtidos na SPMM para a

roda esquerda do eixo dianteiro. Esse fato pode ser explicado pela falta de informação dos valores de rigidez de alguns componentes da suspensão do veículo físico, levando a utilização de valores estimados no modelo virtual. Entretanto, com erro por volta de 16% no ponto mais distante, os valores obtidos podem ser ainda considerados como correlacionado no quesito de desvio de ângulo de convergência em situações que a suspensão dianteira é solicitada de maneira paralela.

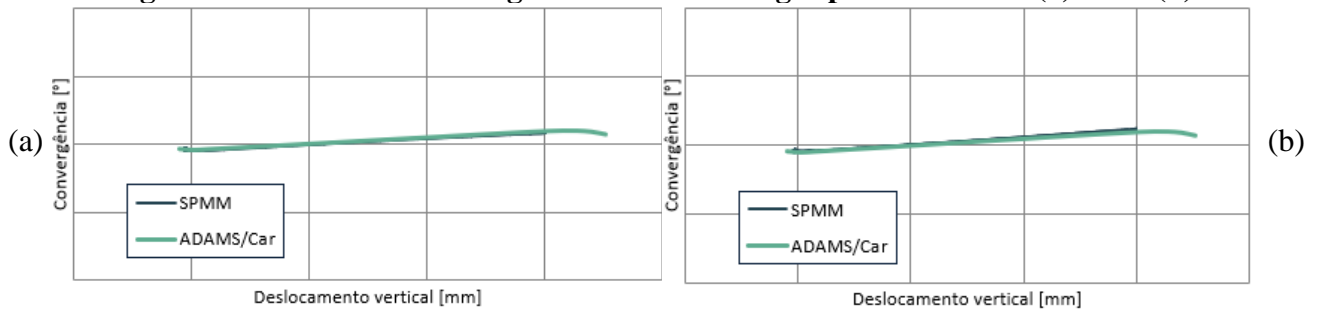
Figura 49 – Desvio de convergência - teste de cargas paralelas - DE



Fonte: Elaborado pelo autor.

Relativo às duas rodas da suspensão traseira, entretanto, a correlação entre o modelo virtual e o veículo físico foi significativamente boa, onde uma curva sobrepõe completamente a outra (Figura 50).

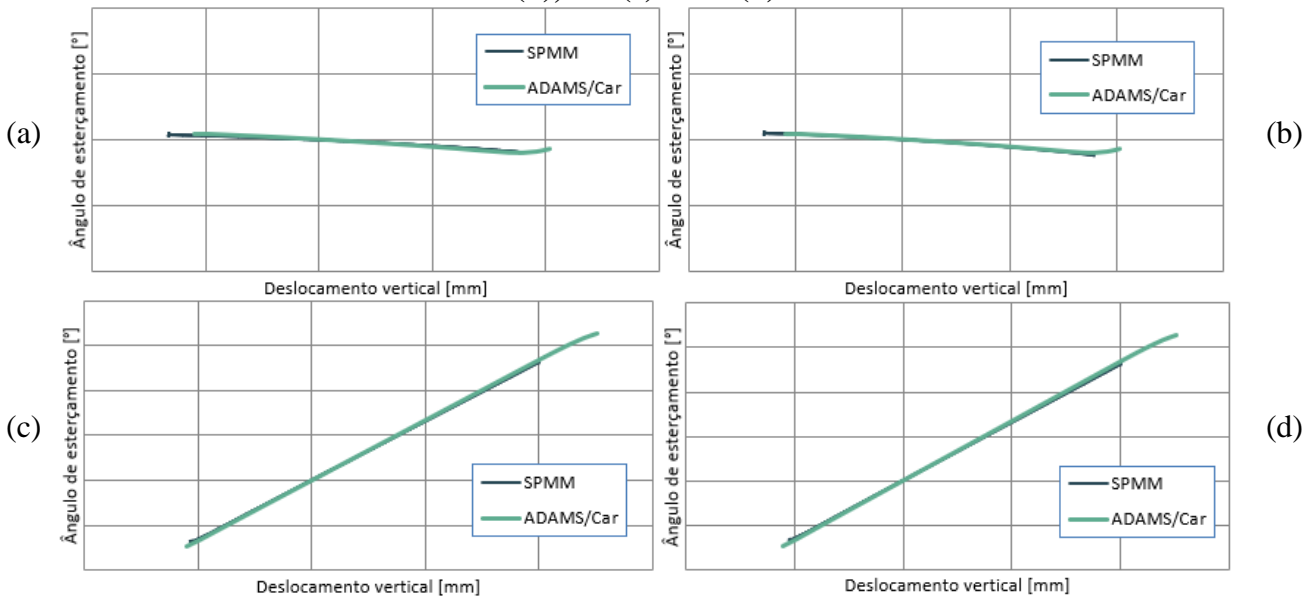
Figura 50 – Desvio de convergência - teste de cargas paralelas – TE (a) e TD (b)



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 51 apresenta o desvio do ângulo de esterçamento das 4 rodas do veículo, todas com correlações consideravelmente boas.

Figura 51 – Desvio de ângulo de esterçamento - teste de cargas paralelas – DE (a), DD (b), TE (c) e TD (d)

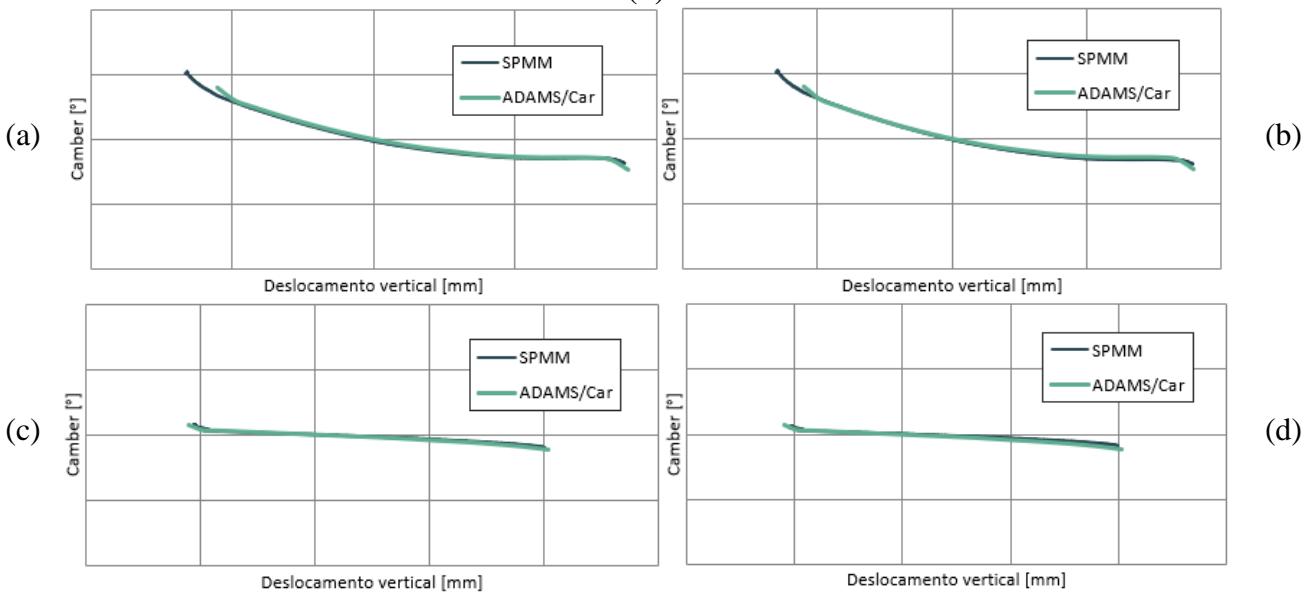


Fonte: Elaborado pelo autor.

Sobrepondo as curvas no caso das quatro rodas e da mesma forma que ocorreu para o desvio de convergência, o desvio de ângulo de esterçamento e de camber se apresentou correlacionado entre o veículo físico e o modelo virtual de múltiplos corpos. Tanto na suspensão dianteira quanto na traseira, em ambas as rodas direita e esquerda, os valores de camber e de esterçamento obtidos através da simulação quase sobrepõem os valores experimentais.

Também alcançando bons resultados de correlação, as Figuras 52 apresentam o desvio de camber das quatro rodas.

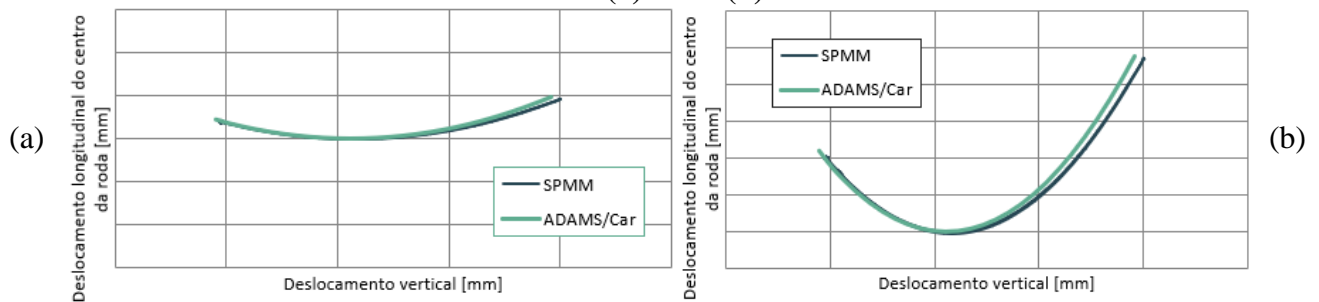
Figura 52 – Desvio de camber - teste de cargas paralelas - DE (a), DD (b), TE (c) e TD (d)



Fonte: Elaborado pelo autor.

Devido à similaridade de raciocínio, uma análise que não foi apresentada no tópico de teste de cargas opostas e que será realizada no teste paralelo é relativo aos deslocamentos das rodas. Uma vez que o teste de aplicação de forças paralelas consiste em deslocar as duas rodas de um eixo da suspensão na direção do eixo vertical, é esperado que as rodas desse mesmo eixo se desloquem em valores iguais em todas as direções. Por apresentar suspensão do tipo dependente, esse efeito é intensificado na suspensão traseira do veículo. Tal fator é evidenciado na Figura 53, onde a mesma apresenta o deslocamento longitudinal do centro das rodas traseiras em relação ao deslocamento vertical.

Figura 53 – Deslocamento longitudinal do centro da roda - teste de cargas paralelas – TE (a) e TD (b)

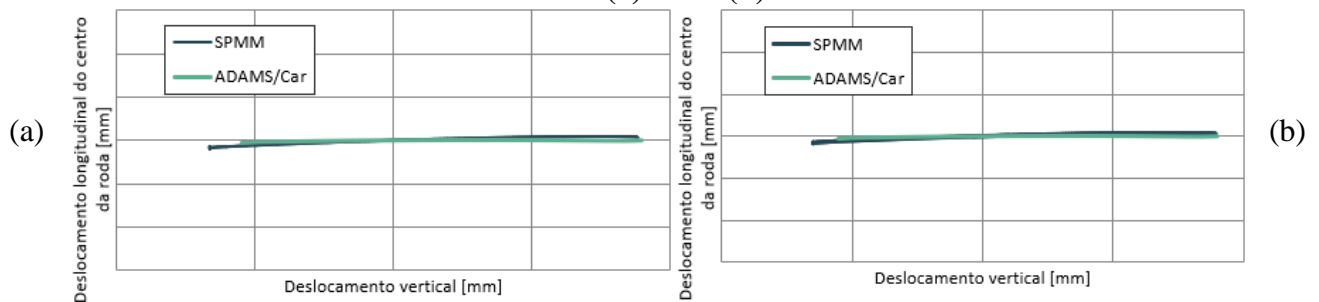


Fonte: Elaborado pelo autor.

Apresentando erro máximo de cerca de 12,59% entre o veículo físico e o modelo virtual, a divergência entre ambos nas curvas das figuras acima pode ser explicada pelo arquivo de pneu utilizado durante a simulação. Uma vez que o mesmo não estava disponível com as devidas características do pneu físico, um modelo virtual de pneu similar ao utilizado pelo veículo testado na SPMM foi manipulado para que o comportamento do mesmo fosse similar ao pneu do veículo físico.

A Figura 54 apresenta a correlação do deslocamento longitudinal do centro das rodas esquerda e direita no eixo dianteiro, sendo estas mais próximas ainda das curvas obtidas junto à SPMM.

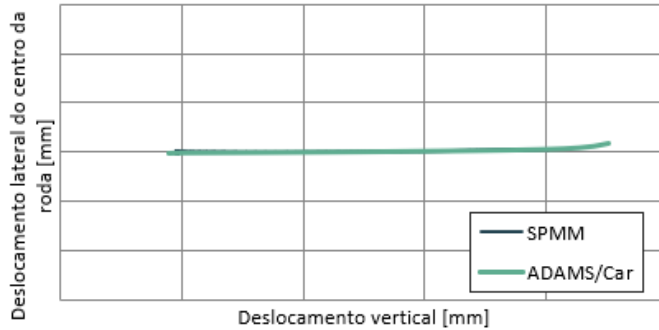
Figura 54 – Deslocamento longitudinal do centro da roda - teste de cargas paralelas – DE (a) e DD (b)



Fonte: Elaborado pelo autor.

Por sua vez, devido ao eixo traseiro possuir suspensão dependente, quase não há movimentação lateral das rodas no teste paralelo (Figura 55).

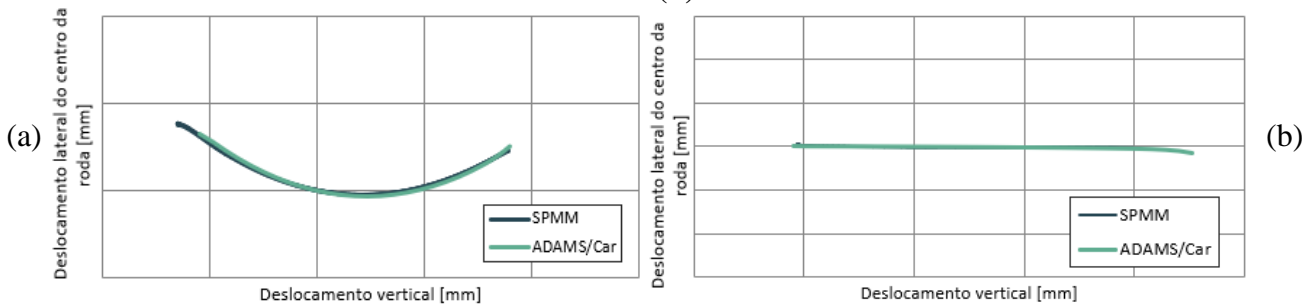
Figura 55 – Deslocamento lateral do centro da roda - teste de cargas paralelas - TD



Fonte: Elaborado pelo autor.

Buscando corroborar a diferença observada no deslocamento lateral do centro da roda devido à diferença de rigidez entre suspensões dependente e independente, a Figura 56.a apresenta os resultados obtidos para a roda dianteira direita enquanto a Figura 56.b para a roda traseira esquerda.

Figura 56 – Deslocamento lateral do centro da roda - teste de cargas paralelas – DD (a) e TE (b)

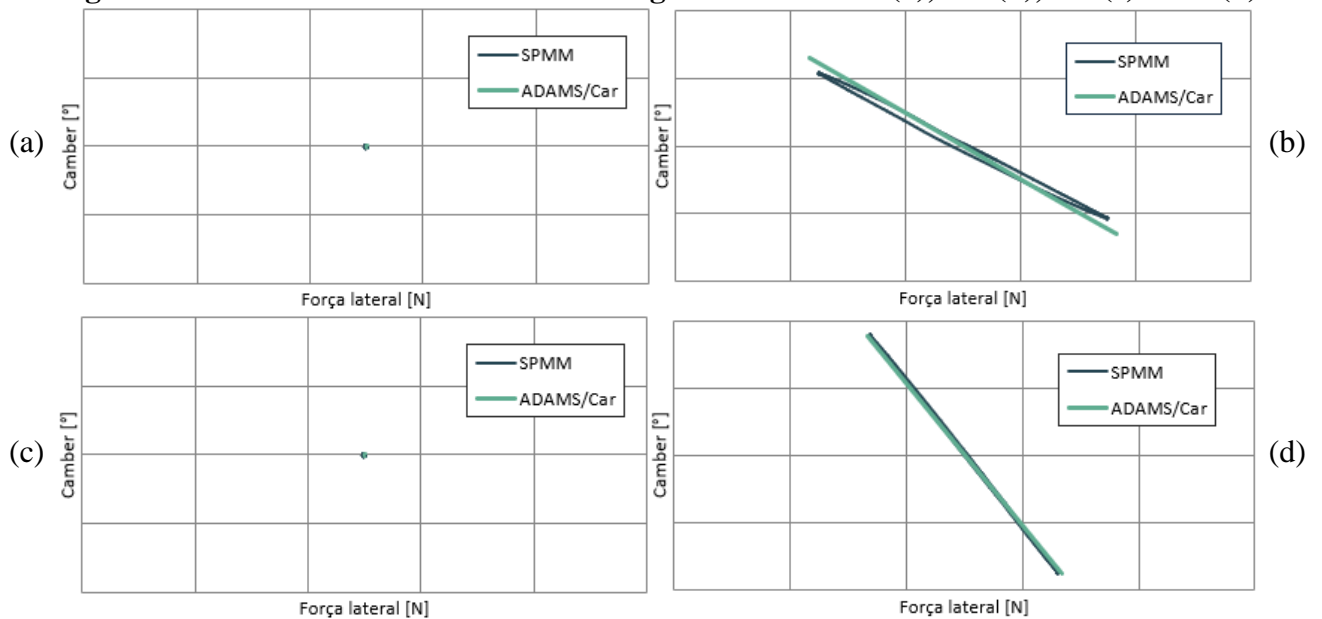


Fonte: Elaborado pelo autor.

4.1.3 Teste de cargas laterais

Analisando os efeitos de complacência dos ângulos de camber, convergência e esterçamento, o teste lateral apresentou bons resultados. No presente ponto, é importante lembrar que as cargas foram aplicadas apenas no lado esquerdo do veículo onde o objetivo dessa metodologia é observar como os lados opostos da suspensão respondem. Com isso, gráficos com variações nulas no lado oposto do eixo onde a força foi aplicada eram esperados e, como é apresentado na Figura 57, o modelo comprovou sua robustez ao obter tal comportamento.

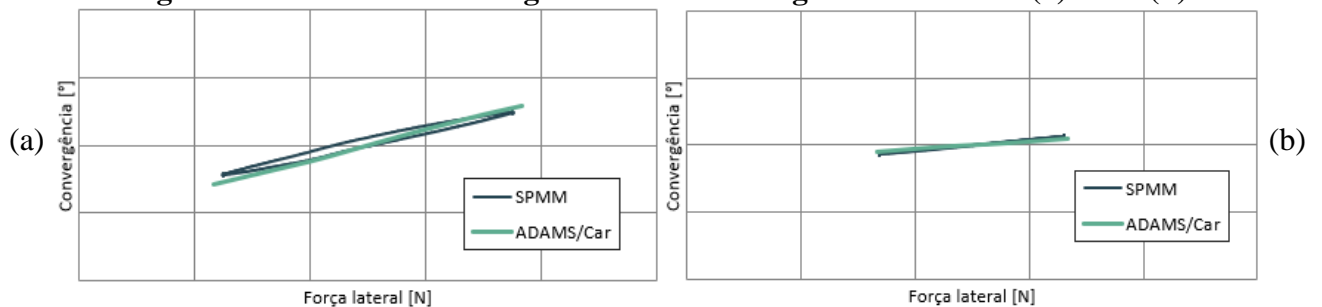
Figura 57 – Desvio de camber – teste de cargas laterais – DD (a), DE (b), TE (c) e TD (d)



Fonte: Elaborado pelo autor.

Em relação ao ângulo de convergência, os testes de aplicação de força lateral apresentaram bons resultados de correlação também. Como observado na Figura 58, a curva para a roda dianteira esquerda apresentou erro inferior a 10% no ponto de maior desvio entre a curva dos dados da SPMM e do ADAMS/Car. Em relação ao eixo traseiro, o resultado observado foi ainda mais satisfatório, apresentando erro inferior a 5%.

Figura 58 – Desvio de convergência - teste de cargas laterais – DE (a) e TE (b)



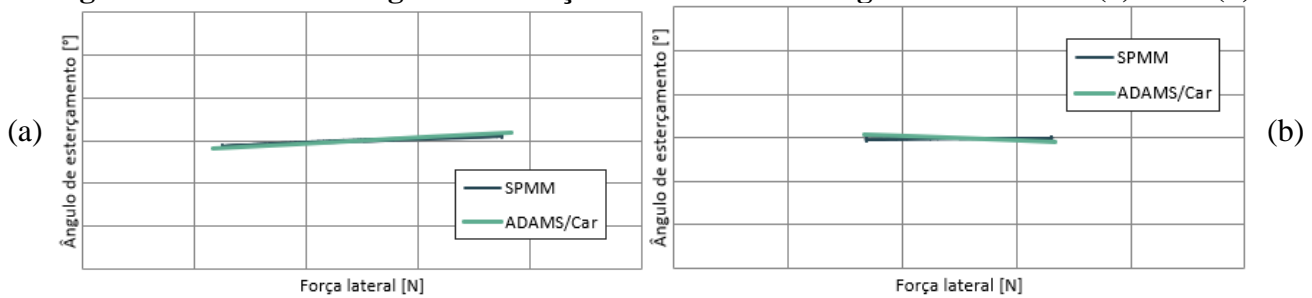
Fonte: Elaborado pelo autor.

Relativo ao ângulo de camber, o resultado esperado nas rodas à direita dos eixos dianteiro e traseiro ficaram em volta de um ponto comum, de maneira que tal resultado significa que o lado direito dos eixos não está sofrendo influência de cargas aplicadas do lado esquerdo do veículo. Como observado no pós-processamento e na realização da correlação, os valores em questão também ficaram constantes para o caso do ângulo de convergência.

Abordado a seguir, o efeito apresentado no parágrafo anterior também foi observado durante a análise do ângulo de esterçamento, isto é, a almejada situação de não influência de um lado do eixo sobre o outro pôde ser observada também no modelo virtual. Por consequência,

a confiabilidade das simulações do ADAMS/Car é aumentada. Enquanto a Figura 59.a apresenta a variação do ângulo de esterçamento na roda dianteira esquerda, a Figura 59.b demonstra a mesma variação na roda traseira esquerda. Como tais figuras expõem, os valores obtidos com a correlação foram bem próximos e a divergência dos valores do veículo físico e do modelo virtual não chegaram a 2% no pior caso.

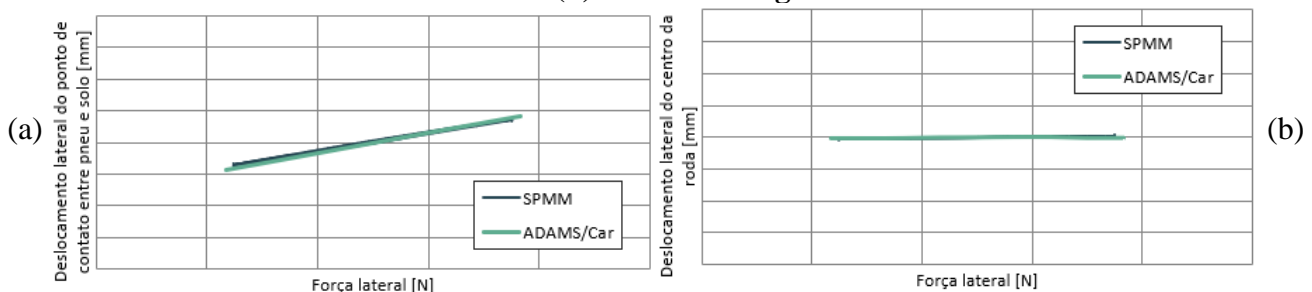
Figura 59 – Desvio de ângulo de esterçamento - teste de cargas laterais – DE (a) e TE (b)



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para os efeitos de complacência do ponto de contato do pneu com o solo e do centro da roda o mesmo foi observado. Nesses casos, quando comparados às diferenças dos ângulos de esterçamento e de convergência, os resultados foram ainda mais aproximados, como segue na Figuras 60 a sobreposição das curvas.

Figura 60 – Deslocamento lateral do contato entre pneu e solo (a) e Deslocamento lateral do centro da roda (b) - teste de cargas laterais - DE

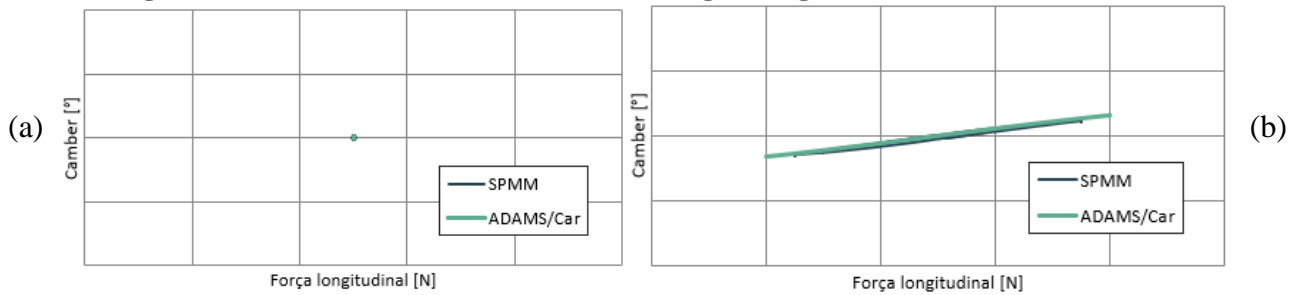


Fonte: Elaborado pelo autor.

4.1.4 Teste de cargas longitudinais

Partindo do que foi apresentado, os resultados esperados para o teste longitudinal deveriam ser similares ao do teste paralelo e, como foi observado, de fato foram. Com isso, pôde-se concluir que a correlação dos parâmetros da suspensão quando o veículo é solicitado longitudinalmente foi realizada com êxito. Como exemplo e buscando validar as assertivas, a Figura 61 demonstra o desvio do ângulo de camber para o eixo dianteiro.

Figura 61 – Desvio de camber - teste de cargas longitudinais – DD (a) e DE (b)

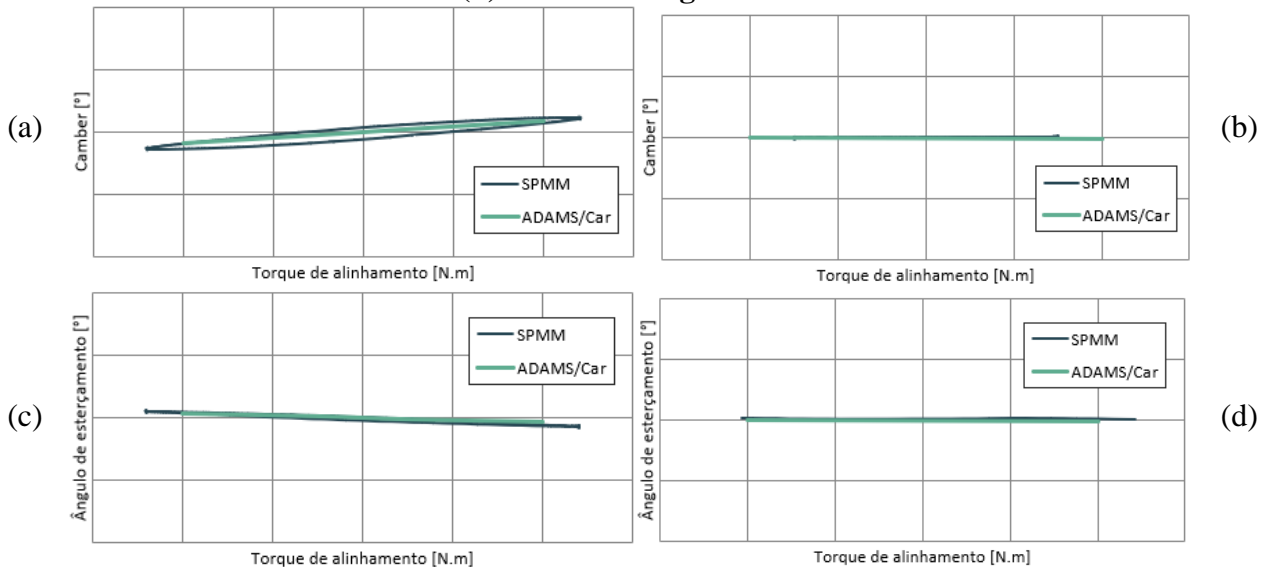


Fonte: Elaborado pelo autor.

4.1.5 Teste de cargas alinhantes

Como apresentado na Figura 62, as curvas do ângulo de camber pelo torque de alinhamento obtidas com o modelo de múltiplos corpos estão abrangidas pelas curvas do veículo físico, ou seja, tal parâmetro apresentou ótimos resultados de correlação. O mesmo acontece com os ângulos de esterçamento, também apresentados na mesma figura.

Figura 62 - Desvio de camber DE (a) e TE (b); desvio do ângulo de esterçamento DE (c) e TE (d) - teste de cargas alinhantes



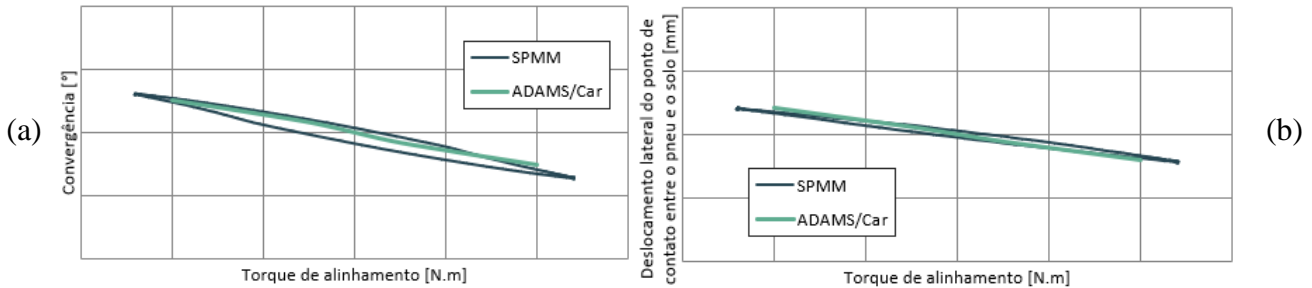
Fonte: Elaborado pelo autor.

A respeito do ângulo de convergência, a curva do ADAMS/Car diverge levemente da curva do veículo físico à medida que o torque de alinhamento aumenta. Esse comportamento pode ser explicado por eventuais divergências entre os valores de rigidezes de componentes da suspensão do modelo virtual e do veículo físico. Novamente, tais divergências ocorreram pela ausência de todos os valores de rigidez da suspensão do veículo físico, sendo alguns valores estimados e então imputados no ADAMS/Car.

A Figura 63.a apresenta o desvio de convergência na roda dianteira esquerda, onde o mesmo também se apresenta dentro do intervalo do veículo físico. A respeito dos parâmetros

relativos ao contato da roda com o solo e aos deslocamentos do centro da roda, as curvas obtidas também apresentaram bons resultados. Exemplificando esses resultados, a Figura 63.b apresenta a variação do ponto de contato entre o pneu e o solo quando um torque de alinhamento é aplicado na roda dianteira direita da suspensão.

Figura 63 - Desvio de convergência DE (a) e deslocamento lateral do ponto de contato entre pneu e solo DD (b) - teste de cargas alinhantes



Fonte: Elaborado pelo autor.

4.1.6 Teste de esterçamento

O primeiro resultado apresentado para o presente teste consiste na variação dos ângulos de esterçamento das rodas esquerda e direita. Como analisado na Figura 64, essa relação está correlacionada entre o modelo do ADAMS/Car e os dados obtidos na SPMM uma vez que as curvas se sobrepõem.

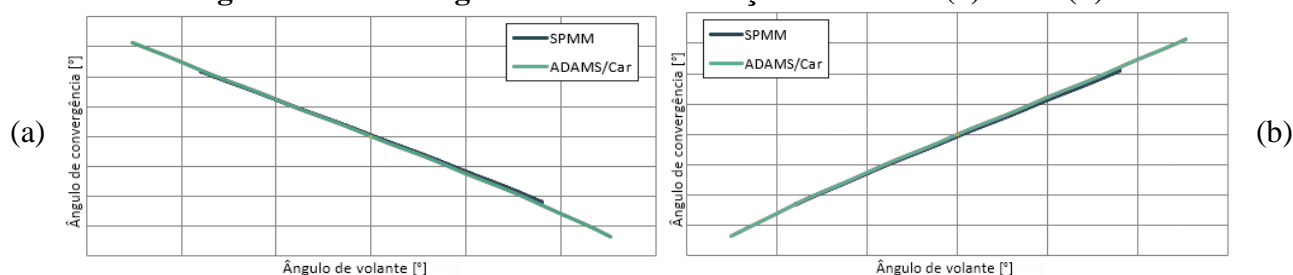
Figura 64 – Ângulo de Ackermann - teste de esterçamento



Fonte: Elaborado pelo autor.

Outro parâmetro que apresentou ótimos resultados foi a convergência das rodas esquerda e direita. Essas curvas apresentaram comportamento muito próximo ao veículo físico, com erro inferior a 1%, e são apresentadas na Figura 65.

Figura 65 – Convergência - teste de esterçamento – DE (a) e DD (b)

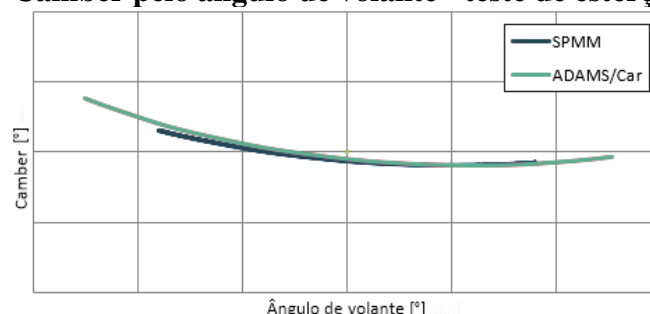


Fonte: Elaborado pelo autor.

De acordo com as duas últimas curvas apresentadas, é concluído que há simetria entre os parâmetros dos lados direito e esquerdo do eixo dianteiro. Devido a isso, as curvas dos próximos parâmetros serão apresentadas em apenas um dos lados da suspensão.

O ângulo de camber apresentou valores próximos ao do veículo físico. Entretanto, à medida que o ângulo do volante tende ao seu valor máximo para a esquerda, a curva do modelo virtual apresenta maior inclinação do que a do veículo físico, como é observado na Figura 66. Apesar disso, a correlação do parâmetro em questão pode ser considerada como boa, uma vez que esta se encontra em um intervalo próximo ao veículo físico durante a maior parte do curso do ângulo de volante.

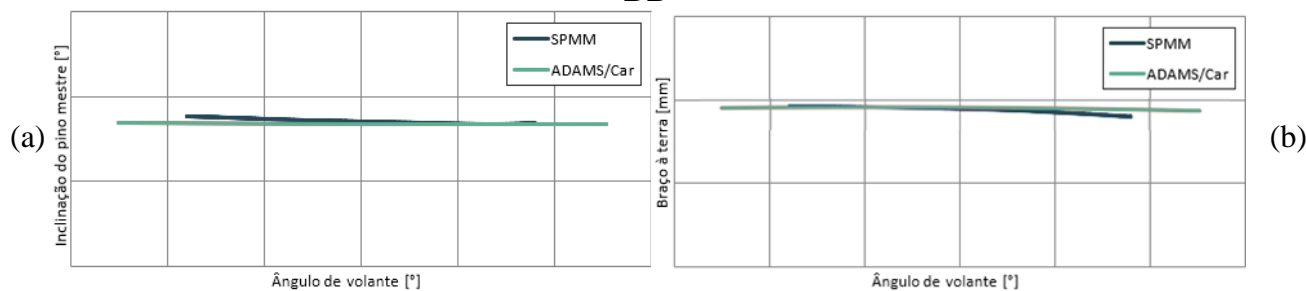
Figura 66 – Camber pelo ângulo de volante - teste de esterçamento - DE



Fonte: Elaborado pelo autor.

Ainda relativo aos testes de esterçamento, outros parâmetros que apresentaram bons resultados foram o ângulo do pino mestre e o braço à terra, representados pela Figura 67.

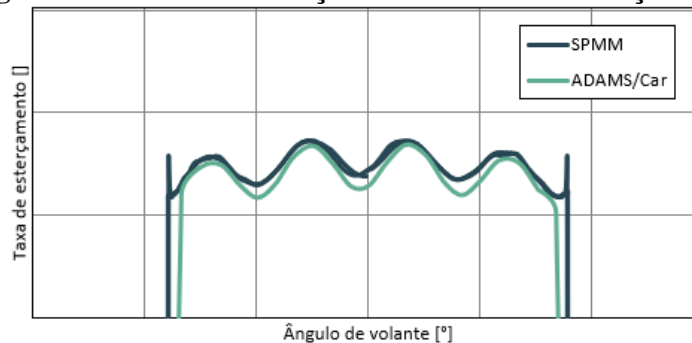
Figura 67 – Inclinação do pino mestre (a) e braço à terra (b) - teste de esterçamento - DD



Fonte: Elaborado pelo autor.

Seguindo a análise dos dados obtidos, outro parâmetro que apresentou bons resultados de correlação foi a taxa de esterçamento. Entre os diversos fatores que afetam o comportamento desse parâmetro, ângulos relativos à coluna de direção e a curva de assistência no caso de veículos com direção elétrica têm forte influência e devem ser destacados, podendo explicar o erro entre as curvas de correlação do parâmetro. De acordo com a Figura 68, é possível afirmar que os valores de taxa de esterçamento do modelo de múltiplo corpos ficaram consideravelmente próximos dos dados do veículo físico.

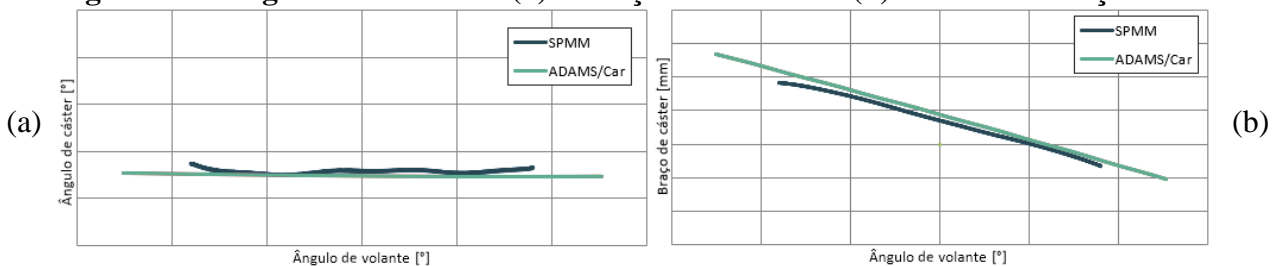
Figura 68 – Taxa de esterçamento - teste de esterçamento



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 69 apresenta o ângulo e o braço de cáster. Como observado, esses dois parâmetros também apresentaram boa correlação entre o modelo virtual e o veículo físico. Enquanto o ângulo de cáster apresentou erro máximo de apenas 4,67%, o braço de cáster apresentou um erro máximo maior e correspondente a cerca de 15%.

Figura 69 – Ângulo de cáster DE (a) e Braço de cáster DD (b) - teste de esterçamento

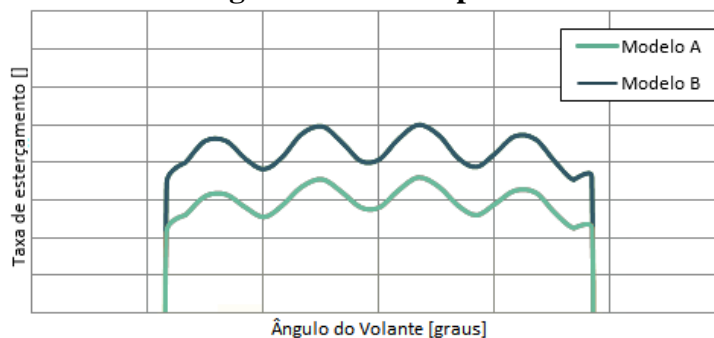


Fonte: Elaborado pelo autor.

4.2 Variação da taxa de esterçamento

Modificando um dos pontos geométricos do braço oscilante no modelo virtual correlacionado e posteriormente realizando uma análise de KnC no ADAMS/Car, a Figura 70 apresenta as taxas de esterçamento resultantes devido à essa variação geométrica. Enquanto o modelo A possui a taxa de esterçamento nominal, o modelo B possui a taxa em questão 20% superior à taxa do modelo A.

Figura 70 - Variação da taxa de esterçamento com a mudança da geometria de suspensão



Fonte: Elaborado pelo autor.

Como esperado, o modelo A apresentou valores médios inferiores ao modelo B uma vez que é necessário menor ângulo de volante para obter um maior valor de esterçamento. Enquanto valores de taxa de esterçamento inferiores são observados em veículos com direção elétrica assistida devido ao apoio do motor elétrico presente no sistema em questão, os altos valores da taxa de esterçamento são presentes em automóveis sem assistência de direção.

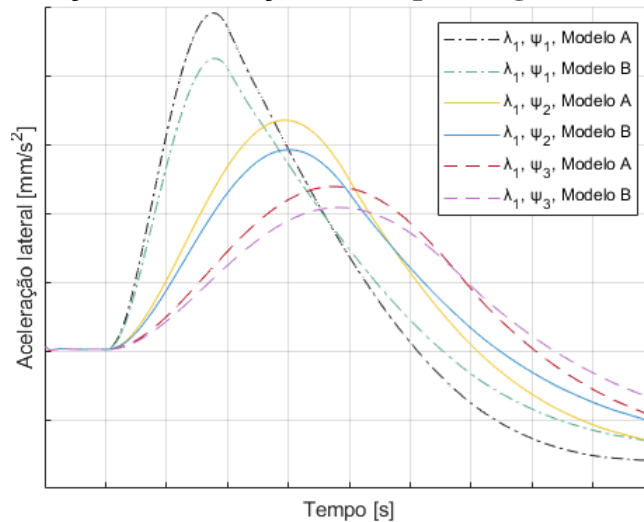
4.3 Análise dinâmica da variação da taxa de esterçamento

Como detalhado previamente na metodologia, o estudo da influência da variação da taxa de esterçamento no comportamento dinâmico do veículo foi analisada de maneira *offline* e em tempo real.

4.3.1 Testes *offline*

Os modelos A e B foram simulados em manobra de retorno com três velocidades longitudinais e de rotação do volante distintas. Fixando a velocidade longitudinal em λ_1 , o comportamento nos testes *offline* da aceleração lateral pelo tempo seguiu o padrão esperado de acordo com a variação dos valores de ψ , como é observado na Figura 71.

Figura 71 – Variação da aceleração lateral pelo ângulo de volante (*offline*)

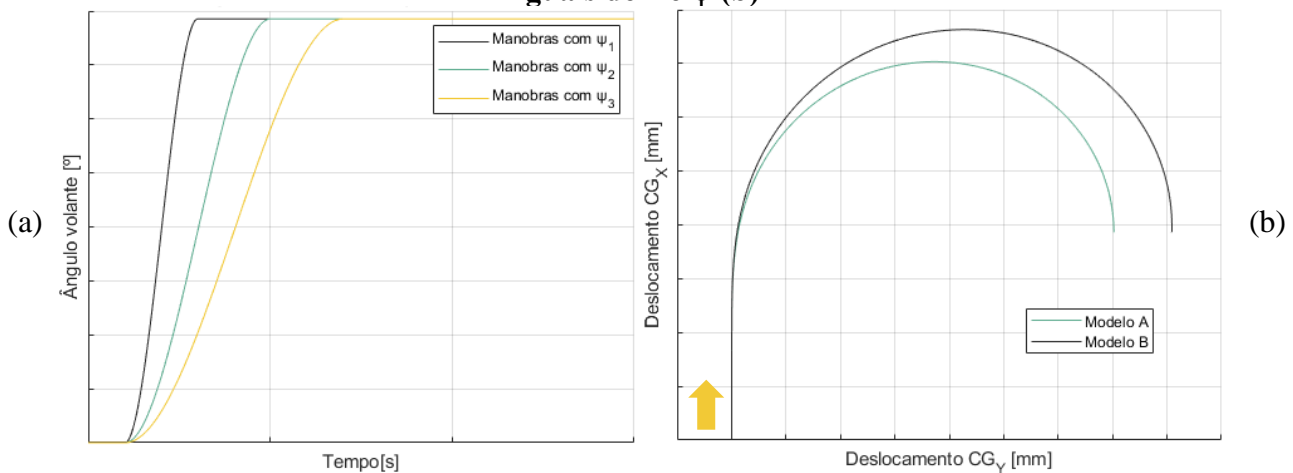


Fonte: Elaborado pelo autor.

Relembrando que os testes 1 e 10 foram realizados sob o mesmo valor de ψ (ψ_1), assim como 4 e 13 (ψ_2) e 7 e 16 (ψ_3), a análise do gráfico acima deve ser feita entre essas três duplas de testes uma vez que cada dupla compara um resultado do modelo A com um do B. Logo, como observado na Figura 100, as amplitudes da aceleração lateral para o modelo A são maiores em relação ao modelo B independentemente de ψ , apesar que com este o perfil das curvas varia.

Buscando justificar a análise do parágrafo anterior, a Figura 72.a expõe a variação dos ângulos de volante durante os testes. Uma vez que as velocidades ψ e λ são iguais para os testes 2 e 11, o modelo com menor taxa de esterçamento (modelo A) realizará curvas com menor raio em relação ao modelo B, como apresentado na Figura 72.b, o que resulta em maiores esforços laterais.

Figura 72 – Variação do ângulo de volante (a) e trajetória dos modelos A e B em valores iguais de λ e ψ (b)

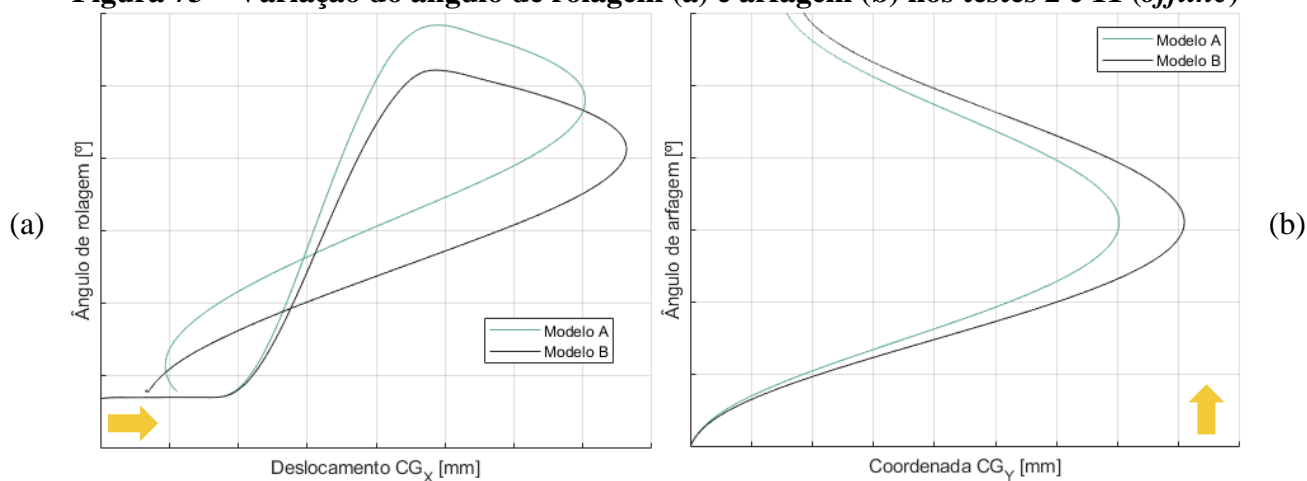


Fonte: Elaborado pelo autor.

A figura acima expõe que o modelo A realiza a manobra de retorno em um arco de raio menor do que o modelo B, o que se apresenta como vantagem para o motorista durante a utilização do veículo. No ponto final da manobra, o modelo B se deslocou lateralmente na pista cerca de 15% a mais do que o modelo A.

Todavia, as características observadas levam à uma maior instabilidade do veículo durante a realização de curvas, o que é evidenciado pela rolagem e arfagem (Figura 73).

Figura 73 – Variação do ângulo de rolagem (a) e arfagem (b) nos testes 2 e 11 (offline)



Fonte: Elaborado pelo autor.

Além do pico do ângulo de rolagem observado para o modelo A em módulo ser maior em cerca de 13% do que o valor observado para o modelo B, a inclinação na qual esse ângulo varia de acordo com a execução da manobra no teste 2 é maior em relação ao teste 11. Com isso, esse parâmetro tende a voltar para o equilíbrio de maneira mais suave no teste 11.

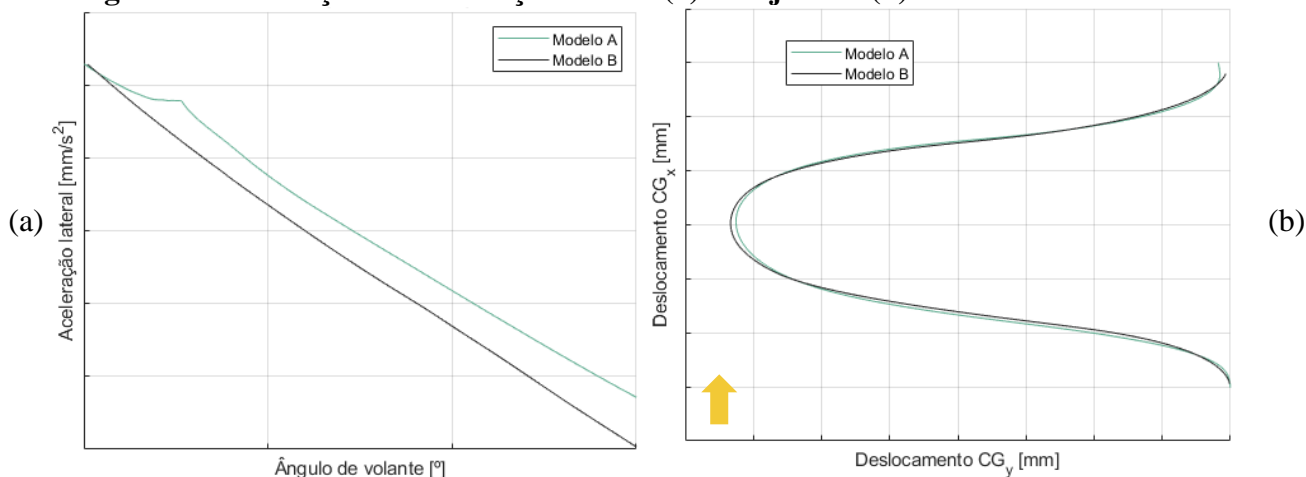
Considerando os pontos onde o ângulo de arfagem em cada uma das curvas do gráfico acima corresponde ao deslocamento lateral máximo, tal deslocamento do modelo B é por volta de 14% maior do que o deslocamento do modelo A. Grandes desvios da posição de equilíbrio durante a realização das curvas influenciam, também, na segurança e na qualidade de conforto que o veículo possui, sendo assim mais um ponto crítico quanto à definição do melhor comportamento dinâmico do veículo.

Com exceção do gráfico de variação do ângulo de volante, os demais resultados foram expostos para alguns testes apenas. Para os demais testes, no entanto, o comportamento dos parâmetros estudados foi o mesmo e por isso não serão apresentados aqui.

4.3.2 Testes online

Realizando o comparativo dos testes 19 e 20, a Figura 74 apresenta a aceleração lateral do veículo pelo ângulo de volante imposto pelo motorista na tentativa de evidenciar a influência da taxa de esterçamento na diferença do comportamento dinâmico dos modelos.

Figura 74 – Variação da aceleração lateral (a) e trajetória (b) durante testes 19 e 20



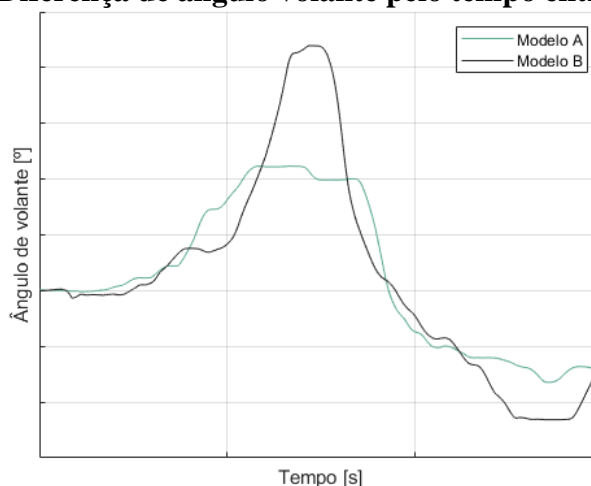
Fonte: Elaborado pelo autor.

A análise para os valores apresentados na Figura 74.a é baseada em momentos em que o ângulo de volante imputado pelo motorista é o mesmo. Tomado um mesmo valor de ângulo de volante para os dois modelos, o valor de aceleração lateral observada no modelo A foi cerca de 54% superior em relação ao modelo B, seguindo o comportamento observado nos testes *offline*. Entretanto, para que a comparação das acelerações laterais seja válida, o traçado e a velocidade na qual os dois modelos foram testados devem ser o mais próximo possível, o que foi validado pela Figura 74.b.

Ainda de acordo com a última figura, é importante ressaltar o fato de que buscando a repetição idêntica dos traçados, diversos testes foram feitos previamente até que fosse observada certa repetitividade. Com isso, o principal parâmetro que influenciou as respostas obtidas do veículo durante a simulação foi exatamente a taxa de esterçamento.

Uma vez que o traçado do veículo pelo tempo de execução da simulação entre os dois modelos foi similar, outra análise que leva à observação da influência da taxa de esterçamento no comportamento dinâmico do veículo é a do ângulo do volante pelo tempo. Como observado na Figura 75, o modelo B necessitou de maiores valores de ângulo volante para a realização das curvas do que o modelo A.

Figura 75 – Diferença de ângulo volante pelo tempo entre os modelos

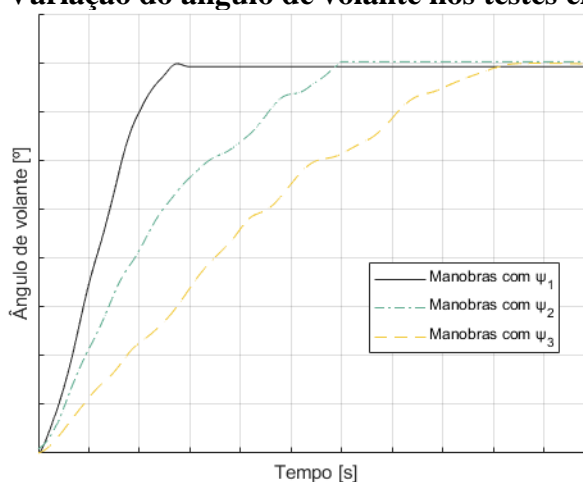


Fonte: Elaborado pelo autor.

Ressalta-se, ainda, que os dados da figura acima confirmam o que era esperado devido à diferença das taxas de esterçamento: O motorista necessita de maiores esterçamentos do volante no modelo B para conseguir realizar a manobra quando comparado ao necessário para o modelo A.

Quanto aos testes 1-18, que também foram realizados *offline*, os resultados obtidos de maneira *online* apresentaram comportamentos similares aos primeiros. Entretanto, uma vez que nesse caso há a presença do erro humano durante a execução das manobras, as curvas do esterçamento do volante pelo tempo, por exemplo, possuem oscilações maiores, como é apresentado na Figura 76.

Figura 76 – Variação do ângulo de volante nos testes em tempo real

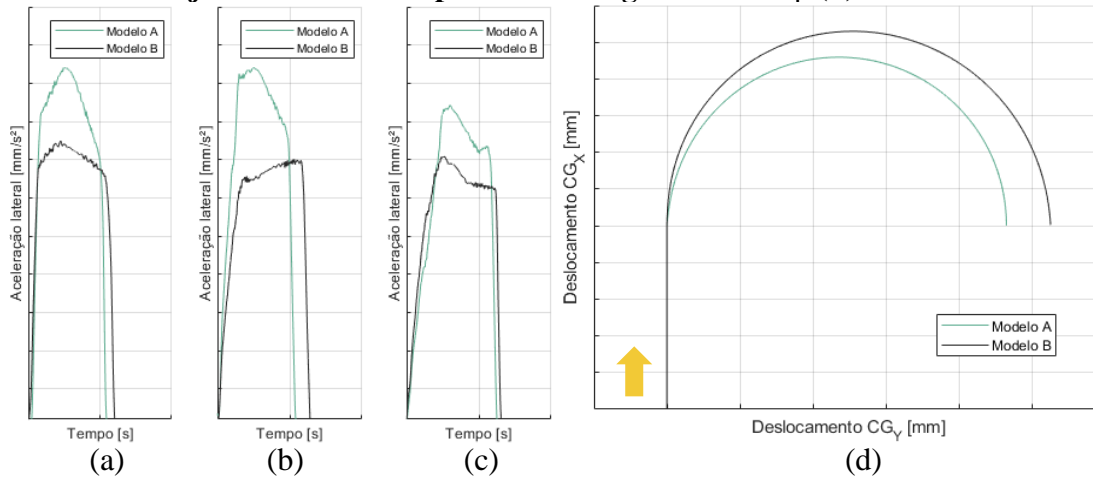


Fonte: Elaborado pelo autor.

Apesar das oscilações observadas na figura acima, é possível concluir que as curvas dos testes com valores distintos de ψ_1 , ψ_2 e ψ_3 apresentaram variações diferentes do ângulo de volante, como esperado. Da mesma forma, a Figura 77 apresenta para o teste em tempo real o mesmo comportamento observado para a aceleração lateral encontrada nos testes *offline*, onde

o modelo com taxa de esterçamento nominal apresenta maiores valores de aceleração lateral, em relação ao modelo B, independentemente das velocidades longitudinais e de rotação do volante. Ainda de acordo com os testes da Figura 77.a, a diferença das acelerações laterais dos modelos A e B obtidas podem ser explicadas pelos traçados realizados durante essas duas simulações, como apresentados na Figura 77.d.

Figura 77 – Variação da aceleração lateral para testes com ψ_1 (a), ψ_2 (b) e ψ_3 (c) e trajetória do veículo para valores iguais de λ e ψ (d) - *online*



Fonte: Elaborado pelo autor.

No instante final da manobra, onde a diferença dos traçados é máxima, o modelo B se deslocou lateralmente na pista cerca de 13% a mais do que o modelo A, muito próximo dos 15% de variação obtida nos testes *offline*.

4.4 Discussão de resultados

O erro máximo encontrado para a correlação de elastocinematismo entre o modelo virtual e o veículo físico foi de 16%. Tal valor é relativamente pequeno visto que até 20% de erro é considerado pela indústria automobilística atualmente, sendo ainda essa diferença explicada pela falta de algumas informações do veículo como as curvas de comportamento dinâmico de determinadas buchas ou ainda à ausência da carta de pneu correspondente. A ausência dessas informações nesta pesquisa se deveu ao fato de que alguns dos dados em questão são propriedade de empresas fornecedoras e que nem sempre as montadoras possuem a caracterização de todos os componentes, adaptando alguns parâmetros aos dados de modelos virtuais semelhantes.

A fim de validar os modelos desenvolvidos, as duas manobras propostas apresentaram bons resultados em termos de análise da influência da taxa de esterçamento no comportamento dinâmico do veículo. Tanto para os testes com e sem a participação do motorista na manobra de retorno, o modelo de menor taxa de esterçamento apresentou maiores valores de aceleração

lateral aplicada no centro de gravidade do veículo. Justificando tal evento, esse modelo realizou o retorno por meio de um arco de raio menor em cerca de 15% de diferença no ponto de maior distância e, fixando a velocidade longitudinal e a de rotação do volante, essa diferença se deve apenas às diferenças geométricas dos sistemas de suspensão e direção. Para quantificar a influência desses 15% de diferença, enquanto o modelo de menor taxa de esterçamento realiza a manobra de retorno em uma pista convencional de 6 metros de largura, o modelo de maior taxa de esterçamento necessitaria de cerca de 1 metro a mais para a realização da manobra, isto é, pode ser um valor consideravelmente alto para determinadas vias mais estreitas.

Corroborando com o discutido acima, os testes similares à manobra de troca dupla de faixas buscaram a realização do mesmo traçado pelos modelos com taxas de esterçamento distintas. Como consequência, a diferença entre os picos de ângulos de volante foi cerca de 73% maior para o modelo com maior taxa de esterçamento realizasse a mesma manobra proposta. Paralelamente, a aceleração lateral desse modelo foi cerca de 54% menor em relação ao modelo com menor taxa de esterçamento.

5 CONCLUSÕES

No intuito de desenvolver modelos de múltiplos corpos correlacionados em parâmetros de KnC para um simulador dinâmico veicular, o presente trabalho conclui que a almejada correlação foi realizada. Essa afirmativa é posta uma vez que os parâmetros de elastocinematismo obtidos com o modelo virtual elaborado corresponderam de maneira satisfatória aos parâmetros do veículo físico, apresentando um erro de correlação máximo de apenas 16%.

Por meio do SIM Center, o comportamento dinâmico desses modelos virtuais evidenciou que a taxa de esterçamento tem influência direta na realização de manobras e que, quanto maior essa taxa for, maior será o ângulo de volante necessário para realizar a mesma trajetória em relação a uma taxa de esterçamento menor. Portanto, influenciando a dirigibilidade bem como o conforto de rodagem do veículo, essa taxa deve ser dimensionada com considerável atenção do projetista e de acordo com a classe do veículo em desenvolvimento.

Paralelamente, os modelos aqui desenvolvidos foram validados por meio da influência da variação da taxa de esterçamento no comportamento dinâmico do veículo. Com isso, utilizando a metodologia desenvolvida neste trabalho, demais análises podem ser realizadas no SIM Center acerca da forma na qual o modelo virtual do veículo responde às diferentes solicitações em manobras distintas.

O presente trabalho foi construído, inicialmente, sobre o controle de um veículo físico e à obtenção dos parâmetros de elastocinematismo de seus respectivos sistemas de suspensão e direção. Posteriormente, esses parâmetros foram correlacionados de maneira satisfatória aos de um modelo virtual de múltiplos corpos. Como último etapa, o presente trabalho validou o comportamento dinâmico dos modelos correlacionados aqui desenvolvidos e, portanto, a metodologia utilizada no presente trabalho é válida para o desenvolvimento de novos modelos correlacionados para simuladores dinâmicos veiculares.

REFERÊNCIAS

- AALAE, Benki; ABDERRAHMANE, Habbal; GAEL, Mathis. Computational design of an automotive twist beam. **Journal of Computational Design and Engineering**, Amsterdam, v. 3, n. 3, p. 215-225, jul. 2016.
- AB DYNAMICS. **SPMM 5000E**. Anthony Best Dynamics, 2020. Disponível em: <https://www.abdynamics.com/en/products/lab-testing/kinematics-and-compliance/spmm-5000>. Acesso em: 11 mar. 2019.
- ABE, Masato. **Vehicle Handling Dynamics: Theory and application**. 2 ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2015.
- ADAMS, **The Multibody Dynamics Simulation Solution**. MSC Software, 2016. Disponível em: <http://www.mscsoftware.com.br/product/adams>. Acesso em: 14 abr. 2019
- ALEXANDRU, Petre; MACAVEIU, Dragoş; ALEXANDRU, Cătălin. A gear with translational wheel for a variable transmission ratio and applications to steering box. **Mechanism and Machine Theory**, Amsterdam, v. 52, p. 267-276, jun. 2012.
- ALI, Karim; MAJEED, Farah. Investigation of Vertical and Pitch Road Vehicle Dynamic Responses to Improve the Critical Speed Using Controllable Semi-Active PID Suspensions. **Association of Arab Universities Journal of Engineering Sciences**, Amã, v. 25, p. 103-112, abr. 2018.
- ALMEIDA, Daniel de Araújo. **Dimensionamento cinemático e dinâmico de suspensão duplo A**. 2012. 83 f. Dissertação (Graduação) – Universidade de Brasília. Departamento de Engenharia Mecânica, Brasília, 2012. Disponível em: https://bdm.unb.br/bitstream/10483/4137/1/2012_DanieldeAraujoAlmeida.pdf. Acesso em: 09 ago. 2019.
- AQUINO, Pedro Henrique de Castro e. **Desenvolvimento matemático e implementação numérica de um modelo half-car, incluindo banco, para análise da dinâmica vertical de um veículo**. 2014. 181 f. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2014. Disponível em: http://www.biblioteca.pucminas.br/teses/EngMecanica_AquinoPHC_1.pdf. Acesso em: 11 abr. 2019.
- AZMAN, Mustafá; KING, Paul; RAHNEJAT, Homer. Combined bounce, pitch, and roll dynamics of vehicles negotiating single speed bump events. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics**, Loughborough, n. 8, p. 33-40, maio 2007.
- BAGUL, Divyal *et al.* Minimum Bump Steer Approach Method for Design of Double Wishbone Suspension System for an ATV. **International Journal of Current Engineering and Technology**, Paris, v. 5, p. 2347-5161, out. 2016.
- BASTOW, D.; HOWARD, G. **Car Suspension and Handling**. Londres: Pentech Press Limited, 1993.

BHOSALE, D.; RAHATE, S; REGE, K.; PALANIVELU, S. **To Study the Influence of Variation in Camber and Toe on Handling of Passenger Vehicle during Cornering.** In: SAE TECHNICAL PAPER, 2019. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2019.

BISWAL, S.; PRASANTH, A.; SAKHAMURI, M.; SELHI, S. Design and Optimization of the Steering System of a Formula SAE Car Using Solidworks and Lotus Shark. In: WORLD CONGRESS ON ENGINEERING (WCE), 24., 2016, London. **Proceedings [...]**. London: Association of Engineers, 2016.

BITENCOURT, Rudinixon. **Simulação em tempo real e correlação da dinâmica automotiva em manobras livres em pista de teste.** 2016. 108 f. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2016. Disponível em: http://www.biblioteca.pucminas.br/teses/EngMecanica_BitencourtRM_1.pdf. Acesso em: 11 abr. 2019.

BLUNDELL, Mike; HARTY, Damian. **Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics.** Burlington: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004.

CARPES JR., Widomar P; LOSEKANN, Cláudio R. **Eixo Temático: Sistema de suspensões.** Florianópolis: CEFET/SC, 2003.

CARVALHO, M.; FARIA, M. Análise por elementos finitos de mangas de eixo de suspensão automotiva sob carregamento cíclico. In: NATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, 6., 2010, Campina Grande. **Anais [...]**. Rio de Janeiro: ABCM, 2010.

CHABAAN, Rakan; WANG, Le Yi. Control of electrical power assist systems: H_{∞} design, torque estimation and structural stability. **JSAE Review**, v. 22, n. 4, p. 435-444, 2001.

CHAWLA, Gomish; SETIA, Shivam. Designing and Hard Point Optimization of Suspension System of a Three-Wheel Hybrid Vehicle. **International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering**, Lyon, v. 3, p. 47-52, fev. 2016.

CHOÍ, Byung C.; CHO, Seunghyeon; KIM, Chang-Wan. Kriging. Model Based Optimization of McPherson Strut Suspension for Minimizing Side Load using Flexible Multi-Body Dynamics. **Journal of Precision Engineering and Manufacturing**, Nova York, v. 19, n. 06, p. 873-879, fev. 2018.

COME AND DRIVE IT. **Learn Camber, Caster, and Toe.** Come and Drive It, 2020. Disponível em: <https://www.comeanddriveit.com/suspension/camber-caster-toe>. Acesso em: 16 ago. 2020.

COSTA, Guilherme. **Autopédia: os vários tipos de suspensões.** Razão Automóvel, 2012. Disponível em: <http://performancetrends.com/Definitions/Wheel-Rate.htm>. Acesso em: 19 mar. 2019.

CRIVELATI, Felipe. **Projeto e execução de um mecanismo cremalheira/pinhão para impressora 3D.** 2015. 49 f. Monografia (Graduação) – Programa de Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica do Paraná, Ponta Grossa, 2015. Disponível em:

http://repositorio.roca.utfpr.edu.br/jspui/bitstream/1/8717/1/PG_DAMEC_2015_1_07.pdf. Acesso em: 02 mar. 2019.

CZECHOWICZ, Maciej Pawel; MAVROS, George. Analysis of vehicle rollover dynamics using a highfidelity model. **International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility**, Abingdon, v. 52, n. 5, p. 608-636, fev. 2014.

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. **DIN 70000**: Road Vehicles - Vehicle dynamics and road-holding ability. Berlim, 1994.

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. **DIN 70020**: Automotive Engineering - Tyre and wheels - Concepts and measuring conditions. Berlim, 1994.

DHAMODARAN, P.; RAAFIQ, N. Mohamed; MADHU, S. A review paper on multi-link suspension mechanism with compliant joints. **International Journal of Applied Engineering**, Mangaluru, v. 10, n. 33, p. 25491-25493, jan. 2015.

DIAS, C.; LANDRE JR, J.; CAMPOLINA, M.; NAVES, E. **Steering ratio analysis in a vehicle dynamics simulator using a kinematics and compliance correlated model**. In: SAE TECHNICAL PAPER, 2021. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2021.

DIAS, C.; VIMIEIRO, C.; MAIA, L. Inovando o ensino por meio da interdisciplinaridade: Desenvolvimento de uma rotina de programação, em MATLAB, para o estudo do mecanismo Came Seguidor. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE EDUCAÇÃO EM ENGENHARIA E SIMPÓSIO INTERNACIONAL EM EDUCAÇÃO EM ENGENHARIA, 46., 2018, Salvador. **Anais [...]**. Brasília: ABENGE, 2018. p. 1-10.

DINIZ, Diego David Silva. **Estudo da dinâmica vertical em suspensão duplo a de um veículo off-road tipo baja**. 2014. 134 f. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, 2014. Disponível em: http://bdtd.ibict.br/vufind/Record/UFCEG_70bac48d726deb38e4c37a8f3fa9ff45. Acesso em: 13 ago. 2020.

DOKAINISH, M.; ELMADANY, M. Ride Dynamics of Articulated Vehicles – a Literature Survey. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON DYNAMICS OF VEHICLES ON ROADS AND TRACKS (IAVSD), 6., 1979, Berlim. **Proceedings [...]**. Londres: Routledge, 1980. p. 5-9.

DUTTA, Shaikat; CHOI, Sang-Min; CHOI, Seung-Bok. A new adaptive sliding mode control for McPherson strut suspension system with magneto-rheological damper. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, Nova York, v. 27, p. 2795–2809, abr. 2016.

EBERHARD, Peter; SCHIEHLEN, Werner. Computational Dynamics of Multibody Systems: History, Formalisms, and Applications. **Journal of Computational and Nonlinear Dynamics**, Nova York, v. 1, pg. 3-12, mai. 2005.

EISELE, D.; PENG, H. Vehicle dynamics control with rollover prevention for articulated heavy trucks. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON ADVANCED VEHICLE CONTROL (AVEC), 5., 2000, Arbor. **Anais [...]**. Yokohama: AVEC Board, 2000. p. 1-8.

ELLENZOHN, Felix; *et al.* Experimental evaluation of an optimization-based motion cueing algorithm. **Transportation Research Part F: Traffic Psychology and Behaviour**, v. 62, p. 115-125, abr. 2019.

FENSKE, Jason. **Suspensions**. Engineering Explained, 2013. Disponível em: <http://www.howdoesacarwork.com/p/6-suspensions.html>. Acesso em: 16 ago. 2020.

ETTEFAGH, Mir Mohammad; JAVASH, Morteza Saeidi. Optimal synthesis of four-bar steering mechanism using AIS and genetic algorithms. **Journal of Mechanical Science and Technology**, Nova York, v. 28, n. 6, p.2351-2362, fev. 2014.

FALLAH, Mohammad S.; BHAT, Rama; XIE, Wen-Fang. H_{∞} robust control of semi-active McPherson suspension system: new applied design. **Vehicle System Dynamics**, Amsterdam, v. 48, n. 03, p. 339–360, mar. 2010.

FANG, Xiangfan; TAN, Kanlun. Efficient concept design of twist beam rear axles. **Revista Auto Tech Review**, Nova Delhi, v. 4, n. 2, p. 24-28, 1º sem. 2015.

FCA PRESS, **FCA inaugurates first Latin American vehicle dynamics simulation center**. FCA Press, 2020. Disponível em: <http://www.fcapress.com.br/en/fca/verRelease/>. Acesso em: 16 ago. 2020.

FERRARIS, A.; *et al.* Wheel Drive Electric Vehicle Performance Optimization: From Modelling to Subjective Evaluation on a Static Simulator. *In*: 2019 ELECTRIC VEHICLES INTERNATIONAL CONFERENCE (EV), 17., 2019, Bucharest. **Anais [...]**. New Jersey: IEEE, 2019.

GIL, Gibin. **Hybrid Numerical Integration Scheme for Highly Oscillatory Dynamical Systems**. 2013. 165 f. Dissertação (PhD) – Department of Aerospace and Mechanical Engineering, University of Arizona, Tucson, 2013. Disponível em: https://www.researchgate.net/publication/286440274_Hybrid_Numerical_Integration_Scheme_for_Highly_Oscillatory_Dynamical_Systems. Acesso em: 30 abr. 2019.

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992.

GOBBI, Massimiliano; MASTINU, Gianpiero; PREVIATI, Giorgio. Farm tractors with suspended front axle: Anti-dive and anti-lift characteristics. **Journal of Terramechanics**, Amsterdam, v. 56, p. 157-172, dez. 2014.

GUZZETTA. (Lemon Grove, CA). Matthew Guzzetta. **Steering system for elimination of bump steering in independent wheel suspension systems**. US 4610461, 17 jun. 1975, 09 set. 1986.

HAPPIAN-SMITH, Julian. **An introduction to Modern Vehicle Design**. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001.

HEIßING, Bernhard.; ERSOY, Metin. **Chassis Handbook: Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives**. Berlim: Springer Vieweg, 2011.

INTERNATIONAL INSTITUTE OF STANDARDIZATION. **ISO 8855: Road vehicles - Vehicle dynamics and road-holding ability**. Geneva, 2011.

JAMBUKAR, S.; CHANDRAMOHAN, S. **Effects of Kingpin Inclination and Caster Angle on Kinematics and Lateral Dynamics of Long Wheelbase School Bus**. *In: SAE TECHNICAL PAPER*, 2019. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2019.

JAMSON, Andrew Hamish John. **Motion cueing in driving simulators for research applications**. Leeds, Inglaterra: The University of Leeds Institute for Transport Studies, 2010. 225 p.

JANARTHANAM, B.; GHODEKAR, S.; APTE, A. **Virtual Development of Optimum Twist Beam Design Configuration for a New Generation Passenger Car**. *In: SAE TECHNICAL PAPER*, 2007. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2007.

JAZAR, Reza. **Vehicle Dynamics: Theory and Application**. 3 ed. Nova York: Springer, 2017.

KATZ, J.; GARCIA, D. **Aerodynamic Effects of Indy Car Components**. *In: SAE TECHNICAL PAPER*, 2002. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2002.

KIM, Gogyong *et al.* Study on durability and reliability of strut type suspension noise based on experimental methods. **Journal of Mechanical Science and Technology**, Nova York, v. 26, p.21-29, jan. 2012.

KIM, Ji-Hoon; SONG, Jae-Bok. Control logic for an electric power steering system using assist motor. **Mechatronics**, Nova York, v. 12, p.447-459, jan. 2002.

KLOCKE, F.; KAMPKER, A.; DÖBBELER, B.; MAUE, A.; SCHMIEDER, M. **Simplified Life Cycle Assessment of a Hybrid Car Body Part**. *Procedia CIRP*, Amsterdam, v. 15, p. 484-489, dez. 2014.

KRÖNK, Martin. **Camber & Toe**. Virtual Racing School, 2017. Disponível em: <https://virtualracingschool.com/academy/iracing-career-guide/setups/camber-toe/>. Acesso em: 11 mar. 2019.

KULKARNI, U.; GOWDA, M.; VENNA, H. **Effect of Tie Rod Length Variation on Bump Steer**. *In: SAE TECHNICAL PAPER*, 2016. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2016.

LEAL, Vinícius. **Estudo cinemático de suspensões veiculares do tipo eixo de torção**. 2007. 175 f. Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Belo Horizonte, 2007. Disponível em: http://www.biblioteca.pucminas.br/teses/EngMecanica_LealV_1.pdf. Acesso em: 14 abr. 2019.

LEAL, Fernando Machado. **Projeto da manga de eixo de um protótipo do tipo formula SAE**. 2015. 60 f. Dissertação (Graduação) – Universidade Federal de Santa Maria. Programa de

Graduação em Engenharia Mecânica, Santa Maria, 2015. Disponível em: https://formulaufsm.files.wordpress.com/2018/03/tcc-fernando_leal.pdf. Acesso em: 23 mar. 2021.

LELEDAKIS, Alexandros. **Employing Optimization in CAE Vehicle Dynamics**. 2014. 97f. Dissertação (Mestrado) – Technical University of Crete School of Production Engineering & Management. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Gotemburgo, 2014. Disponível em: <https://dias.library.tuc.gr/view/23858>. Acesso em: 14 abr. 2019.

LONGACRE RACING, **Bump Steer**. Longacre Racing, 2007. Disponível em: http://www.longacreracing.com/userfiles/articles/text/Bump_Steer.pdf. Acesso em: 16 mar. 2019.

MACFARLANE, Alexander. **Modular Electric Automatic Guided Vehicle Suspension-Drive Unit**. 2016. 496f. Dissertação (Mestrado) – Built Environment & Information Technology Department, Nelson Mandela Metropolitan University, Port Elizabeth, 2016. Disponível em: https://www.researchgate.net/publication/323573937_Modular_Electric_Automatic_Guided_Vehicle_Suspension-Drive_Unit. Acesso em: 12 mar. 2019.

MARQUES, Felipe; *et al.* Modeling and analysis of friction including rolling effects in multibody dynamics: a review. **Multibody System Dynamics**, Heidelberg, v. 45, p. 223-244, feb. 2019.

MASTINU, Gianpiero; *et al.* Straight running stability of automobiles: experiments with a driving simulator. **Nonlinear Dynamics**, v. 99, p. 2801–2818, jan. 2020.

MENEZES, Lucas V.; GEVINSKI, Jakerson R. **Estudo no desenvolvimento de suspensão duplo “A” e aplicação em veículo de classe fórmula SAE**. 2016. 25 f. Dissertação (Graduação) – Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Graduação em Engenharia Mecânica, Joinville, 2016. Disponível em: <https://repositorio.ufsc.br/handle/123456789/165267>. Acesso em: 09 ago. 2020.

MILLIKEN, William F.; MILLIKEN, Douglas L. **Chassis Design: Principles and Analysis**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2002.

NAVES, Elyton Elias Prado. **Análise da dinâmica veicular e motion cueing para um simulador veicular dinâmico de 9 GDL**. 2018. 128 f. Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Belo Horizonte, 2018. Disponível em: http://www.biblioteca.pucminas.br/teses/EngMecanica_NavesEE_1.pdf. Acesso em: 14 jul. 2019.

NISHIMURA, M; *et al.* **Study of Rider Model for Motorcycle Racing Simulation**. In: SAE TECHNICAL PAPER, 2019. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2019.

NOVI, Tommas; *et al.* Real-time control for at-limit handling driving on a predefined path. **Vehicle System Dynamics**, Amsterdam, v. 58, p. 1007-1036, ago. 2018.

ÖZCAN, Dinçer; SÖNMEZ, Ümit; GÜVENÇ, Levent. Optimisation of the Nonlinear Suspension Characteristics of a Light Commercial Vehicle. **International Journal of Vehicular Technology**, Istanbul, v. 2013, p. 437-444, out. 2012.

PUHN, Fred. **How to make your car handle**. Nova York: HPBooks, 1981.

PURUSHOTHAM, A. Comparative Simulation studies on McPherson Suspension System. **International Journal of Modern Engineering Research**, Nova York, v. 03, n. 03, p. 1377-1381, maio 2013.

REDDY, K. Vikranth; KODATI, Madhu; CHATRA, Kishen; BANDYOPADHYAY, Sandipan. A comprehensive kinematic analysis of the double wishbone and McPherson strut suspension systems. **Mechanism and Machine Theory**, Nova York, v. 105, p.441-470, nov. 2016.

REIMPELL, Jörn; STOLL, Helmut; BETZLER, Jürgen. **The Automotive Chassis: Engineering Principles**. 2. ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2001.

RYU, Y. I.; KANG, D. O.; HEO, S. J.; YIM, H. J.; JEON, J. I. Development of analytical process to reduce side load in strut-type suspension. **Journal of Mechanical Science and Technology**, Nova York, v. 24, p.351-356, jan. 2010.

SAIFIA, Dounia; CHADLI, Mendeley; KARIMI, Hamid; LABIOD, Salim. Fuzzy control for Electric Power Steering System with assist motor current input constraints. **Journal of the Franklin Institute**, Amsterdam, v. 352, p. 562-576, feb. 2015.

SANDU, Corina; ANDERSEN, Erik; SOUTHWARD, Steve. Multibody dynamics modelling and system identification of a quarter-car test rig with McPherson strut suspension. **International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility**, Huddersfield, v. 49, p. 153-179, jun. 2010.

SCHIEHLEN, Werner. Multibody System Dynamics: Roots and Perspectives. **Multibody System Dynamics**, Stuttgart, v. 1, pg. 149-188, jun. 1997.

SCHWARK, J.; FOWLER, G.; LARSON, R.; RAUSCHENBERGER, R. An investigation of operator performance in All-Terrain Vehicle (ATV) handling and control. *In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON APPLIED HUMAN FACTORS AND ERGONOMICS (AHFE) AND THE AFFILIATED CONFERENCES*, 6., 2015, Las Vegas. **Anais [...]**. Amsterdam: Elsevier, 2015. p. 1567-1574.

SEREDYNSKI, Paul. Multimatic opening new Michigan virtual vehicle-dynamics development center. **SAE International**, Michigan, 20 fev. 2020.

SHABANA, Ahmed D. **Dynamics of multibody systems**. Nova York: Cambridge University Press, 2013.

SHAIKH, Imran; *et al.* A Literature Review on Collapsible Steering Column. **International Journal for Innovative Research in Science & Technology**, Hyderabad, v. 2, p. 72-80, out. 2015.

SHAO, Y.; GAO, Q.; ZHANG, R.; CHENG, H.; ZHANG, W.; JIA, Y.; XIE, X. Evaluation method of handling and stability performance of special vehicle with large inertia based on the combination method of rank correlation coefficient. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENERGY, ENVIRONMENT AND SUSTAINABLE DEVELOPMENT (ICEESD), 7., 2018, Shenzhen. **Proceedings [...]**. Paris: Atlantis Press, 2018. p. 1273-1279. v. 163.

SHIM, Taehyun; GHIKE, Chinar. Understanding the limitations of different vehicle models for roll dynamics studies. **Vehicle System Dynamics**, Huddersfield, v. 48, p. 191-216, set. 2010.

SILVA, Rafael. **Projeto de controladores para um sistema de direção elétrica utilizando a metodologia de projeto baseado em modelos**. 2017. 99 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia, Brasília, 2017. Disponível em: <http://repositorio.unb.br/handle/10482/31291>. Acesso em: 14 mar. 2019.

SNAP-ON TECHNOLOGIES INC. (Lincolnshire, IL). David A. Jackson, Stephen L. Glickman, James L. Dale Jr. **Method and system for measuring caster trail**. US 6661505 B2, 02 dec. 2002, 09 dec. 2003.

STRUBLE, Donald. **Automotive Accident Reconstruction: Practices and Principles**. Boca Raton: CRC Press, 2014.

SUGIURA, H.; KOJIMA, Y; NISHIGAKI, H.; ARIMA, M. **Trailing Twist Axle Suspension Design Using ADAMS**. In: SAE TECHNICAL PAPER, 2000. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2000.

SUH, K.; LEE, Y.; YOON, H. **Optimization of Front Bump Steer Using Design of Experiments**. In: SAE TECHNICAL PAPER, 2000. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2000.

SUNDSTRÖM, Peter *et al.* Virtual Vehicle Kinematics and Compliance Test Rig. In: JAPANESE MODELICA CONFERENCE, 1., 2016, Tóquio. **Anais [...]**. Tóquio: Modelica Association, 2016. p. 29-34.

SUNG, Kum-Gil; SEONG, Min-Sang; CHOI, Seung-Bok. Performance evaluation of electronic control suspension featuring vehicle ER dampers. **Meccanica**, Berlim, v. 48, p.121–134, ago. 2012.

SUSPENSION SECRETS. **Kingpin Inclination**. Suspension Secrets, 2017. Disponível em: <http://suspensionsecrets.co.uk/king-pin-inclination/?i=2>. Acesso em: 13 mar. 2019.

TECHNICAL F1 DICTIONARY, **Castor or Caster angle**. Technical F1 Dictionary. 2019. Disponível em: http://www.formula1-dictionary.net/castor_angle.html. Acesso em: 15 mar. 2019.

TEI, Juan.; RAHIZAR, Ramli. Handling performance optimisation for formula vehicle using multi-objectives evolutionary algorithms. **Vehicle System Dynamics**, Amsterdam, v. 58, p. 1823-1838, fev. 2019.

THE COURIER. **Automotive Suspension and Handling Market Regional Analysis, Key Players and Forecasts till 2026**. The Courier, 2021. Disponível em:

<https://www.mccourier.com/automotive-suspension-and-handling-market-regional-analysis-key-players-and-forecasts-till-2026/>. Acesso em: 23 mar. 2021.

VARGAS, Vinicius Athaydes de. **Efeitos da flexibilidade estrutural em simulações de dinâmica lateral de veículo de transporte de carga**. 2011. 132 f. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011. Disponível em: <https://lume.ufrgs.br/handle/10183/34760>. Acesso em: 11 ago. 2020.

VEPA, Ranjan. **Flight dynamics, simulation, and control: For Rigid and Flexible Aircraft**. Boca Raton, FL: CRC Press, 2015. 650 p.

VI-GRADE, **VI-Grade provides to FCA Latam and PUC Minas the first dynamic driving simulator to be ever installed in Latin America**. VI-Grade, 2020. Disponível em: https://www.vi-grade.com/en/about/news/vi-grade-provides-to-fca-latam-and-puc-minas-the-first-dynamic-driving-simulator-to-be-ever-installed-in-latin-america_38/. Acesso em: 16 ago. 2020.

VILELA, Daniel; BARBOSA, Roberto. Analytical Models Correlation for Vehicle Dynamic Handling Properties. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, São Paulo, v. 33, p. 437-444, dez. 2011.

VO, Dai; MAZBANI, Hormoz; FARD, Mohammad; JAZAR, Reza. Variable caster steering in vehicle dynamics. **Journal of Automobile Engineering**, Mangaluru, v. 232, n. 9, p. 1270-1284, ago. 2018.

WEI, Chongfeng; TAGHAVIFAR, Hamid. A novel approach to energy harvesting from vehicle suspension system: Half-vehicle model. **Energy**, Amsterdam, v. 134, p. 279-288, set. 2017.

YARMOHAMMADISATRI, Sadegh; SHOJAEEFARD, Mohammad H.; KHALKHALI, Abolfazl. A family base optimization of a developed nonlinear vehicle suspension model using gray family design algorithm. **Nonlinear Dynamics**, Berlim, v. 90, p.649-669, ago. 2017.

ZF. **Mechanical Steering Gear**. ZF, 2021. Disponível em: https://www.zf.com/products/en/cars/products_31808.html. Acesso em: 23 mar. 2021.

ZHANG, Nong; DONG, Guang-Ming; DU, Hai-Ping. Investigation into untripped rollover of light vehicles in the modified fishhook and the sine maneuvers. Part I: Vehicle modelling, roll and yaw instability. **Vehicle System Dynamics**, Amsterdam, v. 46, n. 04, p. 271-293, mar. 2008.