

Universidade de Brasília - UnB  
Faculdade UnB Gama - FGA  
Engenharia Automotiva

**Análise e validação numérica de modelos  
dinâmicos veiculares para aplicação em sistema  
de controle de estabilidade**

Autor: Lucas Alves Torres

Orientador: Dr. André Murilo de Almeida Pinto

Brasília, DF

2022



Lucas Alves Torres

**Análise e validação numérica de modelos dinâmicos  
veiculares para aplicação em sistema de controle de  
estabilidade**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotivada Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Universidade de Brasília - UnB

Faculdade UnB Gama - FGA

Orientador: Dr. André Murilo de Almeida Pinto

Brasília, DF

2022

---

Lucas Alves Torres

Análise e validação numérica de modelos dinâmicos veiculares para aplicação em sistema de controle de estabilidade/ Lucas Alves Torres. – Brasília, DF, 2022-67 p. : il. (algumas color.) ; 30 cm.

Orientador: Dr. André Murilo de Almeida Pinto

Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade de Brasília - UnB  
Faculdade UnB Gama - FGA , 2022.

1. . 2. . I. Dr. André Murilo de Almeida Pinto. II. Universidade de Brasília. III. Faculdade UnB Gama. IV. Análise e validação numérica de modelos dinâmicos veiculares para aplicação em sistema de controle de estabilidade

CDU 02:141:005.6

---

Lucas Alves Torres

# **Análise e validação numérica de modelos dinâmicos veiculares para aplicação em sistema de controle de estabilidade**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotivada Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Trabalho aprovado. Brasília, DF, 10 de maio de 2022:

---

**Dr. André Murilo de Almeida Pinto**  
Orientador

---

**Dr. Renato Vilela Lopes**  
Convidado 1

---

**Dra. Suzana Moreira Ávila**  
Convidado 2

Brasília, DF  
2022

# Agradecimentos

Meus sinceros agradecimentos aos meus pais pelo carinho, educação e incentivo na conquista de meus objetivos e à Universidade de Brasília pelo acolhimento e pela oportunidade de participação das equipes de competições universitárias de mini baja “UnBaja” e de fórmula virtual “E-Gama Motorsport” e do projeto ESC-SIM em que este trabalho está integrado. Agradecimentos especiais ao meu orientador André Murilo, ao professor Rafael Rodrigues e ao engenheiro Renan Ozelo que me forneceram um grande suporte teórico para este trabalho, e também aos demais colegas e profissionais envolvidos no projeto ESC-SIM.

*“If I have seen farther than others,  
it is because I was standing on the shoulders of giants.”*

*(Sir Isaac Newton)*

*“If a person has no dreams, they no longer have any reason to live.  
Dreaming is necessary, although in the dream reality should be glimpsed.*

*For me this is a principle of life.”*

*(Ayrton Senna)*

# Resumo

O estudo da dinâmica veicular lateral é essencial para a análise do comportamento do veículo em curvas e capaz de identificar condições instáveis como a derrapagem e o capotamento lateral. Os principais parâmetros avaliados nesta dinâmica se tratam do ângulo de deslizamento lateral, da taxa de guinada e da taxa de rolagem do veículo, que são cruciais para o funcionamento do sistema de controle eletrônico de estabilidade (ESC). O modelo teórico veicular, no que lhe concerne, é representado por diversas equações que regem seu movimento. Neste cenário, *softwares* como o *VI-CarRealTime* da *VI-Grade* consolidados no setor automotivo permitem uma análise completa da dinâmica de veículos. Por outro lado, é realizada a simplificação do modelo veicular completo através do modelo bicicleta para investigação de dinâmicas específicas, assim, a representação dos movimentos do veículo é limitada com menor número de graus de liberdade. A análise para dinâmica lateral parte do modelo de 2 graus de liberdade, que consiste no movimento lateral e de guinada, para o modelo de 3 graus de liberdade, que acrescenta a rolagem do chassi, até o modelo de 6 graus de liberdade, que inclui a dinâmica longitudinal e das rodas. Os pneus também possuem um papel significativo para a dinâmica e são modelados, portanto, com base na *Magic-Formula* cujos parâmetros utilizados provem de testes experimentais. As manobras selecionadas para análise baseiam-se em testes padrões realizados pela indústria automotiva. A correspondência da resposta dinâmica com o veículo real precisa ser garantida, para isso, a correlação dos modelos teóricos com o modelo computacional consolidado do *VI-CarRealTime* é realizada para a validação. Logo, os resultados comparativos se destacam pelos direcionamentos corretos dos sinais e pela correlação bem sucedida das variáveis de rolagem e das forças laterais geradas nos pneus, em contrapartida, as considerações adotadas pelas simplificações impactaram na dinâmica longitudinal que, conseqüentemente, afetaram determinados sinais de velocidade longitudinal, deslizamento lateral e taxa de guinada.

**Palavras-chaves:** Dinâmica veicular. Controle de estabilidade. ESC. Graus de liberdade. *Magic-Formula*. *VI-CarRealTime*. Correlação.

# Abstract

The study of lateral vehicle dynamics is essential for the analysis of vehicle behavior in curves and it can identify unstable conditions such as drifting and lateral rollover. The main signals evaluated in this dynamic are vehicle sideslip angle, yaw rate, and roll rate, which are crucial for the operation of the electronic stability control (ESC) already present in modern vehicles and expected to be mandatory for new vehicles in Brazil. The theoretical vehicle model, in turn, is composed of several equations that govern its movement. In this scenario, softwares such as the *VI-CarRealTime* from *VI-Grade*, consolidated in the automotive sector, allow a complete analysis of vehicle dynamics. On the other hand, the simplification of the complete vehicle model based on the so-called bicycle model is developed for investigation of specific dynamics that limit the representation of vehicle motions and indicates the degrees of freedom. The analysis for lateral dynamics starts from the 2 degrees of freedom model, which consists of lateral and yaw motion, to the 3 degrees of freedom model, which adds chassis roll, to the 6 degrees of freedom model, which includes longitudinal and wheel dynamics. The tires also have a significant role for the dynamics and they are modeled, therefore, based on the Magic-Formula whose parameters used are derived from experimental tests. The maneuvers selected for analysis are based on standard tests performed by the automotive industry. The correspondence of the dynamic response with the real vehicle needs to be guaranteed, so the correlation of the theoretical models with the consolidated computational model of *VI-CarRealTime* is performed for validation. Thus, the comparative results are highlighted by the correct directions of the signals and the successful correlation of the rolling variables and the lateral tire forces, on the other hand, the considerations adopted by the simplifications impacted the longitudinal dynamics that, consequently, affected certain signals of longitudinal speed, sideslip and yaw rate.

**Key-words:** Vehicle dynamics. Stability control. ESC. Degrees of freedom. Magic-Formula. *VI-CarRealTime*. Correlation.



# Lista de ilustrações

Figura 1 – Dados de acidentes de trânsito no Brasil para o ano de 2019 (Adaptado de RENAEST (2022)). . . . .	16
Figura 2 – Veículo com algumas siglas representativas de sistemas de controle (Adaptado da revista QUATRO RODAS (2012)). . . . .	17
Figura 3 – Nova concepção <i>hardware-in-the-loop</i> no desenvolvimento da dinâmica veicular (Adaptado de Boreanaz (2021)). . . . .	18
Figura 4 – Simulador dinâmico de 9 graus de liberdade (MASTINU <i>et al.</i> , 2020). . . . .	22
Figura 5 – Fatores presentes no conjunto pneu-pista (Adaptado de Pauwelussen (2014)). . . . .	22
Figura 6 – Média de penetração dos sistemas ABS e ESP em novos carros na Europa conforme o ano, onde são indicados os marcos dos anos de obrigatoriedade do ABS e ESP (RESTREPO <i>et al.</i> , 2019). . . . .	23
Figura 7 – Diagrama de blocos com exemplo de sistema com controlador industrial (OGATA, 2011). . . . .	26
Figura 8 – Coordenadas adotadas para orientação do veículo conforme norma SAE J670 com eixo $z$ para cima (JAZAR, 2008). . . . .	29
Figura 9 – Cenários de comportamento de veículos em curva (BALKWILL, 2017). . . . .	30
Figura 10 – Visualização completa do modelo bicicleta para dinâmicas longitudinal, lateral, de guinada e de rolagem. . . . .	31
Figura 11 – Fenômeno ocorrido na área de contato pneu-pista (Adaptado de Genta e Morello (2019)). . . . .	34
Figura 12 – Gráficos de forças geradas no pneu longitudinal por deslizamento longitudinal e lateral por ângulo de deriva (Adaptado de Pauwelussen (2014)). . . . .	35
Figura 13 – Representação da elipse de adesão entre as forças longitudinal e lateral dos pneus (Adaptado de Wong (2001)). . . . .	37
Figura 14 – Funcionamento da frenagem individualizada do ESC (Adaptado de Rill e Castro (2022)). . . . .	39
Figura 15 – Modelo e ambiente de simulação disponíveis no <i>software VI-grade Car-RealTime</i> (Adaptado de VI-grade (2021)). . . . .	40
Figura 16 – Cabeçalho do arquivo do pneu com suas características utilizado para o modelo veicular selecionado no <i>VI-CarRealTime</i> . . . . .	42
Figura 17 – Configuração de manobra pré-definida pelo <i>VI-CarRealTime</i> e módulo <i>VI-EventBuilder</i> para montagem da manobra em blocos. . . . .	43
Figura 18 – Modelo <i>Simulink</i> de co-simulação com o <i>VI-CarRealTime</i> para geração dos sinais desejados de entrada e correlação. . . . .	43

Figura 19 – Diagrama completo do sistema teórico com destaque de fundo para os blocos utilizados apenas pelo modelo de 6 graus de liberdade. . . . .	44
Figura 20 – Esterçamento de volante resultante do <i>VI-CarRealTime</i> para o esterçamento degrau ( <i>step steer</i> ). . . . .	48
Figura 21 – Esterçamento de volante resultante do <i>VI-CarRealTime</i> para o esterçamento senoidal com variação de frequência ( <i>swept-sine steer</i> ). . . . .	49
Figura 22 – Esterçamento de volante resultante do <i>VI-CarRealTime</i> para a manobra <i>Fishhook</i> . . . . .	49
Figura 23 – Esterçamento de volante resultante do <i>VI-CarRealTime</i> para a manobra <i>J-Turn</i> . . . . .	50
Figura 24 – Pós processamento de simulação do <i>VI-CarRealTime</i> para o esterçamento degrau com apresentação dos gráficos de variáveis de estado. . . . .	51
Figura 25 – Evolução no tempo das variáveis de estado para o esterçamento degrau em velocidade constante. . . . .	52
Figura 26 – Evolução no tempo das forças geradas nos pneus para o esterçamento degrau em velocidade constante. . . . .	53
Figura 27 – Evolução das velocidades longitudinal do veículo e linear das rodas para o esterçamento degrau. . . . .	54
Figura 28 – Evolução no tempo das variáveis de estado para o esterçamento degrau. . . . .	55
Figura 29 – Evolução no tempo da força gerada nos pneus para o esterçamento degrau. . . . .	55
Figura 30 – Evolução no tempo das variáveis de estado para o esterçamento senoidal com variação de frequência de 0,2 Hz a 3 Hz em velocidade constante. . . . .	56
Figura 31 – Evolução no tempo da força gerada nos pneus para o esterçamento senoidal com variação de frequência de 0,2 Hz a 3 Hz em velocidade constante. . . . .	57
Figura 32 – Velocidades longitudinais do veículo e lineares das rodas para o esterçamento. . . . .	57
Figura 33 – Variáveis de estado para o esterçamento senoidal com variação de frequência de 0,2 Hz a 3 Hz. . . . .	58
Figura 34 – Evolução no tempo da força gerada nos pneus para o esterçamento senoidal com variação de frequência de 0,2 Hz a 3 Hz. . . . .	59
Figura 35 – Evolução no tempo das velocidades longitudinal do veículo e linear das rodas para as manobras <i>Fishhook</i> e <i>J-Turn</i> . . . . .	60
Figura 36 – Evolução no tempo variáveis de estado para a manobra <i>J-Turn</i> . . . . .	60
Figura 37 – Evolução no tempo das variáveis de estado para a manobra <i>Fishhook</i> . . . . .	61
Figura 38 – Evolução no tempo na força gerada nos pneus para a manobra <i>J-Turn</i> . . . . .	61
Figura 39 – Evolução no tempo da força gerada nos pneus para a manobra <i>Fishhook</i> . . . . .	62

# Lista de tabelas

Tabela 1 – Definições e simbologias adotadas para as formulações. . . . .	29
Tabela 2 – Parâmetros principais do veículo em estudo. . . . .	41

# Lista de abreviaturas e siglas

ESC ou ESP	Controle eletrônico de estabilidade veicular
ABS	Controle de freios antitravamento
EBD ou EBV	Distribuição de Força de Frenagem
ASR ou TCS	Controle de tração
AFS	Controle de direção ativa
SbW	<i>Steer-by-wire</i>
DYC	Controle direto do momento de guinada
MPC	Controle preditivo
UCC	Controle unificado de chassi
FSAL	<i>First Same as Last</i>
CG	Centro de gravidade do veículo
DOF ou GDL	Graus de liberdade ( <i>Degree of freedom</i> )
VI-CRT	<i>VI-CarRealTime</i>
RENAEST	Registro Nacional de Acidentes e Estatísticas de Trânsito
DNIT	Departamento Nacional de Infraestrutura de Transportes
NHTSA	<i>National Highway Traffic Safety Administration</i>
HIL	<i>Hardware-in-the-loop</i>
MIL	<i>model-in-the-loop</i>

# Lista de símbolos

Subíndices  $i = f, r$  Denota eixo dianteiro e eixo traseiro respectivamente

Subíndices  $j = x, y$  Denota direção longitudinal e direção lateral respectivamente

$m$	Massa total do veículo
$m_s$	Massa suspensa do veículo
$a$	Distância do eixo dianteiro até o centro de gravidade
$b$	Distância do eixo traseiro até o centro de gravidade
$h_{CG}$	Altura do centro de gravidade
$h_{ri}$	Altura do centro de rolagem do eixo
$h$	Altura do eixo de rolagem ao centro de gravidade
$g$	Aceleração da gravidade
$\rho$	Densidade do ar
$C_d$	Coefficiente aerodinâmico corrigido com área frontal
$f$	Coefficiente de resistência ao rolamento
$K_\phi$	Rigidez a rolagem do veículo
$C_\phi$	Amortecimento a rolagem do veículo
$I_x$	Momento de inércia no eixo de rolagem
$I_z$	Momento de inércia no eixo de guinada
$I_{xz}$	Momento de inércia combinado do eixo de rolagem e de guinada
$I_w$	Momento de inércia de rolagem da roda
$R$	Raio efetivo do pneu
$\alpha_i$	Ângulo de deriva do pneu
$\kappa_i$	Deslizamento longitudinal do pneu
$\omega_i$	Velocidade angular do pneu

$v_{wji}$	Velocidade linear resultante na roda
$C_\alpha$	Rigidez ao esterçamento
$C_\kappa$	Rigidez ao deslizamento longitudinal
$\delta_i$	Esterçamento da roda
$u$	Velocidade longitudinal do veículo
$v$	Velocidade lateral do veículo
$\beta$	Deslizamento lateral do veículo
$r$	Taxa de guinada do veículo
$p$	Taxa de rolagem do veículo
$\phi$	Ângulo de rolagem do veículo
$F_{xi}$	Força longitudinal por pneu
$F_{yi}$	Força lateral por pneu
$F_{zi}$	Força vertical por pneu

# Sumário

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>16</b>
1.1	Contextualização	16
1.2	Relevância	19
1.3	Objetivos	19
1.4	Organização do trabalho	20
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b>	<b>21</b>
2.1	Estado da arte	21
2.2	Sistemas de controle	25
2.3	Modelo de veículo	29
2.3.1	Dinâmica em curvas	30
2.3.2	Modelagem dinâmica transiente	31
2.4	Modelo de pneu	34
2.5	Controle de estabilidade	38
2.6	Simulação em <i>software</i>	39
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b>	<b>41</b>
3.1	Parâmetros de veículo e pneus	41
3.2	Modelo veicular <i>VI-CarRealTime</i>	42
3.3	Modelo veicular teórico	44
3.3.1	Modelo bicicleta de 2 graus de liberdade	45
3.3.2	Modelo bicicleta de 3 graus de liberdade	45
3.3.3	Modelo bicicleta de 6 graus de liberdade	45
3.3.4	Modelo de pneu	46
3.3.5	Modelagem transiente do deslizamento	46
3.4	Cenários de condução	47
3.4.1	Esterçamento degrau ( <i>step steer</i> )	47
3.4.2	Esterçamento senoidal de frequência variável ( <i>swept-sine steer</i> )	48
3.4.3	Manobra <i>Fishhook</i>	49
3.4.4	Manobra <i>J-Turn</i>	50
<b>4</b>	<b>RESULTADOS</b>	<b>51</b>
4.1	Simulação <i>VI-CarRealTime</i>	51
4.2	Esterçamento degrau ( <i>step steer</i> )	51
4.3	Esterçamento senoidal de frequência variável ( <i>swept-sine steer</i> )	56
4.4	Manobras <i>J-Turn</i> e <i>Fishhook</i>	59

<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES . . . . .</b>	<b>63</b>
	<b>REFERÊNCIAS . . . . .</b>	<b>65</b>



# 1 Introdução

Novas tecnologias surgem constantemente no setor automotivo e a segurança dos usuários é o fator essencial que incentiva este avanço. Este capítulo enfatiza o cenário automotivo atual, introduz o tema do trabalho com sua relevância e objetivos e apresenta a estrutura do trabalho com os principais tópicos relacionados.

## 1.1 Contextualização

Os acidentes de trânsito se enquadram como um dos grandes problemas mundiais relacionados a mobilidade. A cada minuto, em média uma pessoa morre em algum lugar do mundo devido a um acidente de carro (ULSOY; PENG; CAKMAKCI, 2012). Apesar do cenário mundial com a pandemia de COVID 19 que trouxe medidas de isolamento social em 2020, foi estimado que a cada 7 minutos uma pessoa é vítima de um acidente em alguma via no Brasil conforme noticiado no Portal do Trânsito (PORTAL DO TRÂNSITO, 2020). A Figura (1) apresenta dados relevantes, disponibilizados pelo Registro Nacional de Acidentes e Estatísticas de Trânsito (RENAEST), dos acidentes registrados e dos tipos de veículos envolvidos no ano de 2019 no Brasil. Além do impacto à vida, é notável o prejuízo financeiro causado por acidentes de trânsito, conforme o Departamento Nacional de Infraestrutura de Transportes (DNIT) os acidentes geram um custo de R\$ 52,2 bilhões anualmente ao Brasil (DNIT, 2020).

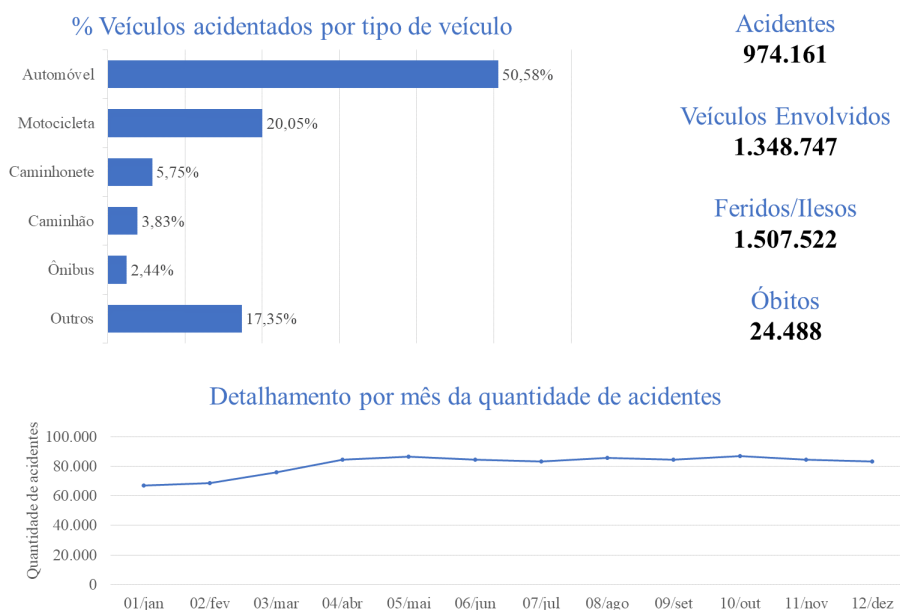


Figura 1 – Dados de acidentes de trânsito no Brasil para o ano de 2019 (Adaptado de RENAEEST (2022)).

O investimento em sistemas de segurança veicular torna-se essencial para prevenção destes acidentes, assim, os sistemas eletromecânicos, cada vez mais presentes nos veículos modernos, introduzem sensores e atuadores que monitoram, auxiliam ou até mesmo executam comandos automáticos em veículos para melhoria tanto da segurança quanto do desempenho e do conforto na condução. Atualmente, o controle automático é essencial em qualquer campo da engenharia (OGATA, 2011) e está presente nos sistemas automotivos modernos, atuante no controle de diversos parâmetros como posição, velocidade, temperatura, pressão, umidade, viscosidade e vazão. Nos veículos, diversos sistemas de controle já são implantados para a assistência ao motorista, o controle ativo de estabilidade, a melhoria da qualidade da condução, a procura de soluções de congestionamento de tráfego, a economia de combustível e o controle de emissões de veículos (RAJAMANI, 2011).

Os sistemas de controle são divididos em ativos e passivos. Cintos de segurança e *airbags* são exemplos de controle passivo, que serve para reduzir danos de acidente enquanto o controle ativo previne sua ocorrência ao evitar eventos indesejados como o travamento das rodas, capotamento ou derrapagem que podem ocasionar a perda do controle pelo motorista (AZADI; KAZEMI; NEDAMANI, 2021). A Figura (2) apresenta alguns dos sistemas de controle inclusos nos veículos modernos: o ABS (Sistema Frenagem Anti-Bloqueio), o ESP ou ESC (Controle de Estabilidade), o EBD ou EBV (Distribuição de Força de Frenagem) e o ASR (Controle de tração).

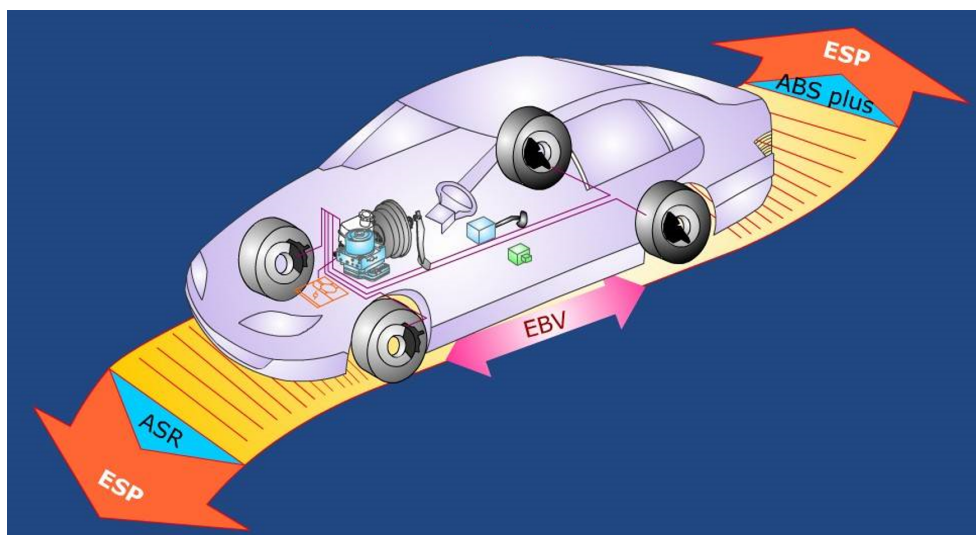


Figura 2 – Veículo com algumas siglas representativas de sistemas de controle (Adaptado da revista QUATRO RODAS (2012)).

A estabilidade veicular é um dos alvos de sistemas de controle automotivo por estar diretamente relacionada não só à segurança como também ao conforto dos usuários. O principal evento relacionado à estabilidade é o deslocamento em curva, que por sua vez é de suma importância tanto para o tráfego adequado na via quanto para o desvio de obstáculos e, conseqüentemente, para a prevenção de acidentes. Apesar de parecer trivial

a ação de esterçamento efetuada pelo motorista, a execução de uma curva envolve uma mistura de velocidade para frente e rotação em um eixo vertical, denominado eixo de guinada (BALKWILL, 2017), que definem a trajetória real realizada pelo veículo.

Portanto, a modelagem do sistema que envolve a estabilidade veicular está principalmente relacionada às dinâmicas lateral e de guinada do veículo, contudo, as demais dinâmicas também interferem no movimento e podem ser agregadas para maior representatividade e complexidade do modelo. A quantidade das dinâmicas adicionadas à modelagem matemática do veículo determina os graus de liberdade do modelo. Basicamente, pode-se inferir que modelos mais complexos de veículos contam com muitos graus de liberdade, se aproximam mais da representação real do veículo, mas exigem alto custo computacional, enquanto modelos mais simples com poucos graus de liberdade representam comportamentos específicos com baixo custo computacional e são mais propícios à linearização, o que é interessante para otimização de modelos.

A difusão dos modelos virtuais está em ênfase no setor automotivo, os modelos não só preveem o comportamento a partir de manobras pré-definidas como também podem interagir com o motorista através de simuladores dinâmicos. Alguns sistemas mais modernos, conhecidos como *hardware-in-the-loop* (HIL), são capazes de interagir simuladores dinâmicos veiculares com bancadas de motor, pneu, direção e amortecedor em tempo real como mostrado na Figura (3).



Figura 3 – Nova concepção *hardware-in-the-loop* no desenvolvimento da dinâmica veicular (Adaptado de Boreanaz (2021)).

## 1.2 Relevância

A melhoria na segurança e no conforto na condução de veículos está entre as principais justificativas para implantação de sistemas de controle de estabilidade. Porém, o principal incentivo para a difusão deste sistema no país parte da regulamentação. A resolução CONTRAN Nº 799 de 22 de outubro de 2020, já prevê a obrigatoriedade do sistema de controle eletrônico de estabilidade (ESC) em 1º de janeiro de 2024, para 100% da produção nacional de veículos. O centro de estatísticas e análises da NHTSA (2017) estima que, de 2011 a 2015, mais de 7000 vidas foram salvas devido ao uso do ESC.

A implementação de qualquer sistema de controle automotivo, por sua vez, envolve uma série de testes para calibração e adequação a uma específica plataforma veicular. Por isto, é interessante o uso de modelos dinâmicos genéricos ou adaptáveis de veículos tanto para o desenvolvimento de veículos quanto para implementação de sistemas de controle. Nestas análises, costumam ser efetuadas diversas interações com mudança de parâmetros para adequar os comandos de controle para a plataforma veicular estudada, assim, o modelo é otimizado para melhor comprometimento com a trajetória desejada pelo condutor.

O uso estratégico dos modelos veiculares é essencial durante o ciclo de desenvolvimento do veículo, pois estes devem estar adequados com a finalidade da análise. Apesar da maior representatividade de modelos complexos com o veículo real, há a dificuldade no rastreamento de parâmetros dentre os diversos inclusos para otimização. Enquanto que modelos simplificados costumam ser linearizados, possuem menos parâmetros e ainda mais incisivos para otimização, podem ser operados com maior praticidade e correlacionados com modelos mais complexos, o que torna interessante seu uso em fases iniciais de estudo do comportamento dinâmico do veículo e na implementação e calibração de sistemas de controle no veículo.

## 1.3 Objetivos

Este trabalho está focado no estudo da dinâmica veicular relevante para implementação de sistemas de controle de estabilidade (ESC). O principal objetivo é a apresentação de modelos teóricos simplificados da dinâmica veicular lateral para correlação com o modelo veicular consolidado do *software VI-CarRealTime*. Portanto, para atingir o objetivo principal, encontram-se listadas abaixo metas específicas do presente trabalho:

- Levantamento bibliográfico de modelos teóricos de veículos aplicáveis para o controle de estabilidade;
- Validação das análises através de manobras padronizadas para testes veiculares;

- Simulação de modelo veicular em *software VI-CarRealTime* em co-simulação com *Matlab-Simulink*;
- Implementação e simulação numérica dos modelos teóricos baseados no modelo bicicleta para dois, três e seis graus de liberdade;
- Correlação dos resultados entre os modelos teóricos e o modelo em *software VI-CarRealTime*.

## 1.4 Organização do trabalho

A estrutura do trabalho propõe uma sequência lógica conforme a evolução do projeto e o cumprimento gradual das metas específicas, de modo a facilitar a leitura e torná-la mais dinâmica. Os capítulos do trabalho seguem listados abaixo seguidos de uma breve abordagem dos assuntos tratados:

- Capítulo 01 - Introdução: Dedicado a abordagem de pré-requisitos de estudo, ambientação no setor de referência e aspectos gerais do trabalho;
- Capítulo 02 - Fundamentação Teórica: Dedicado a revisão bibliográfica e apresentação do conteúdo teórico para embasamento do trabalho;
- Capítulo 03 - Metodologia: Dedicado a descrição dos procedimentos utilizados para o desenvolvimento do trabalho;
- Capítulo 04 - Resultados: Dedicado a apresentação e discussão de resultados obtidos e correlacionados;
- Capítulo 05 - Conclusão: Dedicado a apresentação das principais conclusões do trabalho com as ponderações finais e as sugestões de trabalhos futuros.

## 2 Fundamentação Teórica

Este capítulo apresenta pesquisas que permeiam a dinâmica veicular e os sistemas de controle automotivos com o propósito de debater perspectivas e tendências no setor. Também é realizada uma abordagem sequencial do embasamento teórico adotado para o desenvolvimento do presente trabalho.

### 2.1 Estado da arte

O comportamento dinâmico de um veículo real tem sido investigado constantemente para construir um modelo virtual capaz de representá-lo de maneira satisfatória. Diversos simuladores baseados em sistemas HIL são utilizados pela indústria automotiva e são capazes de enviar sinais para a unidade de controle eletrônico como em um veículo real, como se fosse parte dele (EMIRLER *et al.*, 2016). Muitos estudos continuam no intuito de aprimorar os parâmetros de modelos dinâmicos veiculares e ainda sintonizá-los para se adequar aos resultados experimentais por validação.

A modelagem do veículo por sua vez não é trivial e envolve diversas não linearidades. Por outro lado, diversos estudos utilizam simplificações adequadas a cenários específicos de simulação, mas motivado principalmente pelo custo e velocidade dos resultados. Mastinu *et al.* (2020) apresenta quatro modelos teóricos correspondentes a um modelo de veículo simples, um modelo de motorista simples, um modelo de veículo complexo e um modelo de motorista complexo. Seu estudo envolve teoria e experimento com grande inovação ao mostrar a existência de bifurcações e caos em modelo *driver-in-the-loop*. O simulador utilizado, mostrado na Figura (4), possui 9 graus de liberdade para reprodução com maior precisão das acelerações do veículo e utiliza um modelo de veículo complexo com 14 graus de liberdade desenvolvido através do *software VI-CarRealTime*.

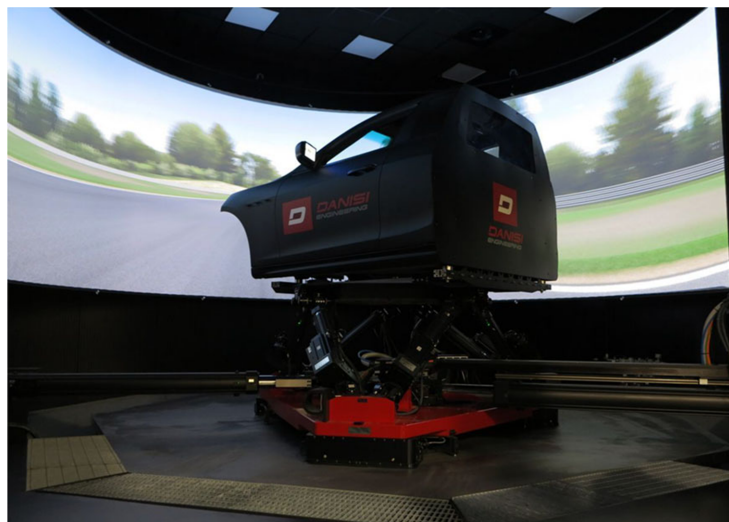


Figura 4 – Simulador dinâmico de 9 graus de liberdade (MASTINU *et al.*, 2020).

O contato do veículo com a pista é realizado através dos pneus, interação que impacta diretamente na manobrabilidade e no desempenho do veículo. Na literatura, o estudo do pneu veicular é usualmente abordado em capítulos com dedicação exclusiva ou, ainda, em livros específicos como o de Pacejka (2012). Há variados métodos para caracterização e modelagem matemática de pneus com abordagens lineares e não lineares, cada qual com seus benefícios e funcionalidades específicas. A Figura (5) mostra brevemente alguns fatores envolvidos na interface pneu-pista bastante discutida na literatura.

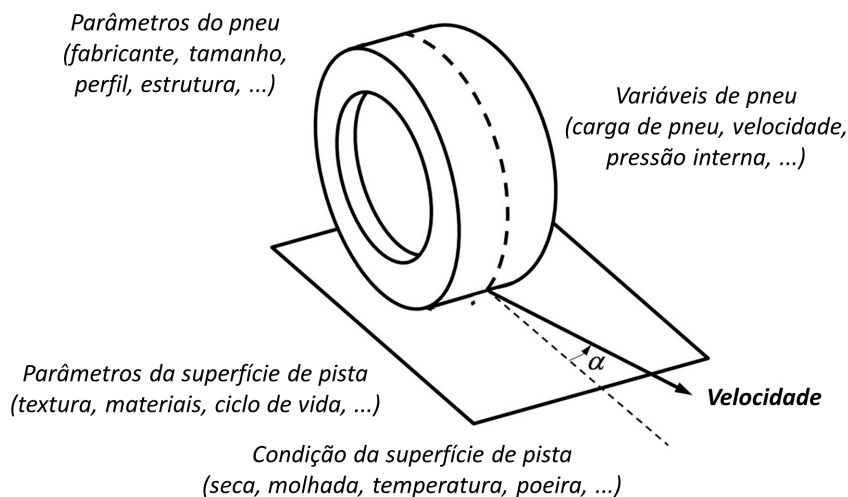


Figura 5 – Fatores presentes no conjunto pneu-pista (Adaptado de Pauwelussen (2014)).

Uma das principais utilidades do modelo dinâmico veicular teórico está na implementação e testagem de sistemas de controle veicular. A introdução dos sistemas eletrônicos em veículos trouxe um ambiente favorável a instalação dos mais variados controles de condução, que melhoram principalmente o conforto do condutor. Por outro lado, Restrepo *et al.* (2019) indica que a grande tendência da instalação dos sistemas eletrônicos está ma-

oritariamente interligada aos regulamentos de segurança. Uma de suas análises aborda a integração entre os sistemas de controle de estabilidade (ESC ou ESP) que combina diversas funções, como o controle de freios antitravamento (ABS), e mostra, na Figura (6), o comportamento crescente da penetração dos sistemas integrados de ESP e ABS assim como os períodos marcados de regulamentação destes sistemas na Europa.

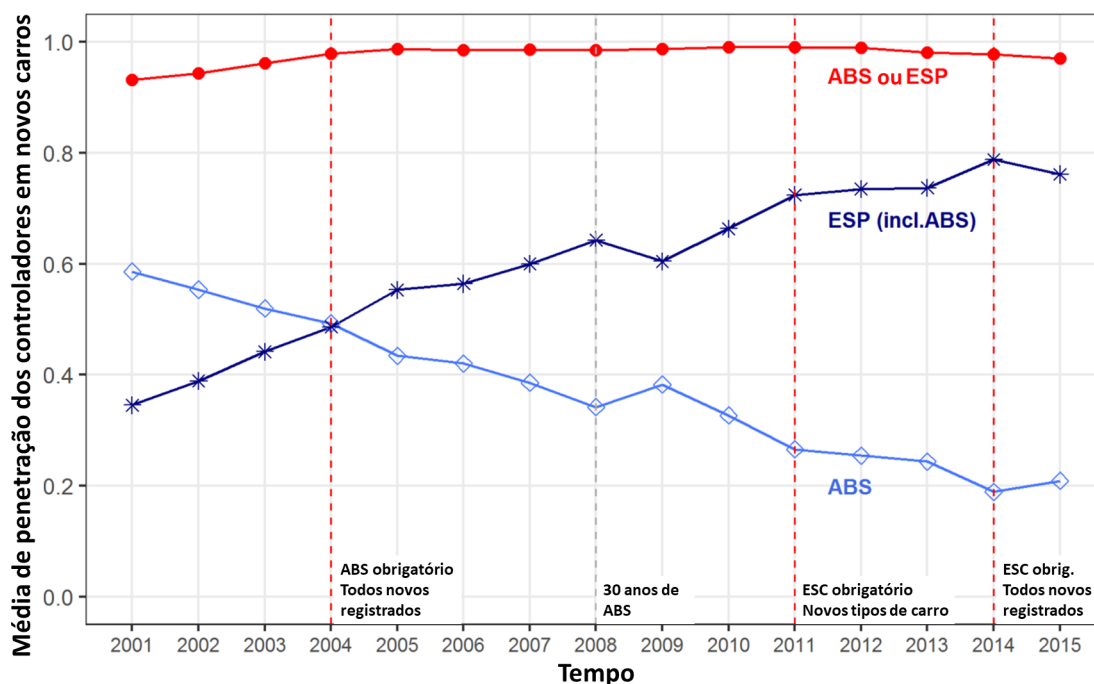


Figura 6 – Média de penetração dos sistemas ABS e ESP em novos carros na Europa conforme o ano, onde são indicados os marcos dos anos de obrigatoriedade do ABS e ESP (RESTREPO *et al.*, 2019).

Ao tratar-se diretamente do controle de estabilidade veicular, existem diferentes estratégias disponíveis na literatura. Zhang *et al.* (2020) desenvolve sua pesquisa com uma nova estratégia de controle de direção ativa (AFS) para melhoria da estabilidade de guinada e manobrabilidade em veículos com controlador *steer-by-wire* (SbW) com o uso de um controle do modo de deslizamento adaptativo do terminal integral (ARITSM) e um controle rápido do modo deslizante não singular do terminal (FNTSM) com estimador de aprendizagem extrema (ELM). Chen *et al.* (2021) propõe um controlador de estabilidade a partir da regulação da distribuição da força motriz e da frenagem diferencial aplicados a veículos elétricos 4x4 desenvolvido com um modelo de sete graus de liberdade do veículo no *Matlab-Simulink*.

Para o tipo de controlador de estabilidade mais comum com a aplicação da frenagem diferencial, Magalhães (2020) aplica a estratégia do controle direto do momento de guinada (DYC) de alto e baixo nível baseados em controle preditivo (MPC). O modelo DYC trata-se do cálculo do momento estabilizador necessário no eixo de guinada que será gerado a partir da diferença entre as forças geradas nos pneus. O modelo MPC, por sua



vez, é usado no cálculo das forças de pneu desejadas das quatro rodas para atuação de frenagem diferencial. Um grande desafio abordado por Magalhães (2020) está na compatibilidade entre a velocidade da dinâmica do processo com o tempo de cálculo do modelo MPC.

A estratégia de controle preditivo (MPC) é utilizada em vários estudos. Cao *et al.* (2013) baseia-se nesta estratégia para propor um modelo integrado de controle de estabilidade de guinada e de rolagem e utiliza o modelo veicular não linear de 3 graus de liberdade com a linearização do modelo dos pneus. Attia, Orjuela e Basset (2014) segue a mesma estratégia para o desenvolvimento de controle combinado lateral e longitudinal em prol de uma direção automatizada. Li *et al.* (2016) parte para investigação das limitações do sistema de controle de estabilidade padrão, uma vez que desnecessárias intervenções de controle da rolagem podem deteriorar a estabilidade de guinada, assim, propõe um novo modelo tridimensional de controlador dinâmico de estabilidade (3DDSC). Por outro lado, Lu *et al.* (2020) propõe um algoritmo para o ESC baseado no sensoriamento e no controle do avanço de força do pneu que considera sua estabilidade lateral, alternativamente seu controlador é composto por um regulador quadrático linear (LQR) de alto nível e controlador PID (Proporcional-integral-derivativo) de baixo nível.

A implementação de outros sistemas veiculares para controle do momento de guinada além do próprio ESC é trabalhada por Yim (2015) através de um controle unificado de chassi (UCC) que inclui o sistema de direção dianteira ativa (AFS) para prevenção de subesterço. Da mesma forma, Nah e Yim (2019) estuda uma otimização da alocação do controle em um sistema de controle integrado de chassi (ICC) para geração de momento de guinada com a atuação de múltiplos sistemas como ESC (*electronic stability control*), AFS (*active front steering*), ARS (*active rear steering*) e TVD (*torque-vectoring device*).

Na sequência de desenvolvimento dos sistemas de controle, Schuette e Waeltermann (2005) destaca a importância das bancadas *hardware-in-the-loop*(HIL) e comenta que a maioria dos fornecedores possui a mesma arquitetura de sistema principal, o sistema HIL de circuito fechado que inclui interfaces I/O, condicionamento de sinal, modelos em tempo real, interface de usuário e teste de automação. A indústria já exige um alto padrão de qualidade destes sistemas que chega a considerar as funções de diagnóstico da ECU, por exemplo, para simular adequadamente os procedimentos de autoajuste de sensores.

A disponibilidade de *softwares* capazes de simular os modelos veículo-motorista e ainda integrar os sistemas de controle automotivo gera diversos estudos de sintonia e otimização da dinâmica veicular. Mendes *et al.* (2016) desenvolve pacotes em *Matlab-Simulink* com modelos de dinâmica veicular com ferramentas completas de simulação para uso acadêmico. Montani, Capitani e Annicchiarico (2020) implementa controladores ABS através da simulação conjunta entre o *VI-CarRealTime*, em que é desenvolvido o modelo veicular complexo de 14 graus de liberdade, e o *Matlab-Simulink*, onde os submodelos ló-

gicos foram implementados. Da mesma forma, Nascimento (2021) desenvolve seus estudos com as simulações conjuntas *Matlab-Simulink* e *VI-CarRealTime* para implementação do sistema eletrônico de controle de estabilidade (ESC) e realização testes para comparação de modelos com e sem ESC.

O ambiente virtual *VI-CarRealTime* (VI-GRADE, 2021) é dedicado a modelagem e simulação de modelos veiculares de 4 rodas. Nele podem ser realizados a montagem do sistema do veículo através de seus subsistemas fundamentais, a especificação de manobras dinâmicas, o lançamento de simulações autônomas ou embutidas *Matlab-Simulink* e o pós-processamento dos resultados. O espaço dedicado a resolução da simulação é formado pelas equações de movimento parametrizadas e simbolicamente derivadas, pelo modelo de pneu Pacejka e pelo modelo de condutor virtual sofisticado. Em complemento, o modelo completo pode ser exportado para uso em *hardware-in-the-loop* ou simuladores dinâmicos de veículos. Vale destacar que o usuário pode rastrear mais de 900 variáveis de saída durante a simulação, é capaz de passar em mais de 100 entradas opcionalmente, e pode traçar e animar graficamente os resultados da simulação.

## 2.2 Sistemas de controle

A implementação dos sistemas de controle automático em veículos é possível devido à atuação dos modernos sistemas eletromecânicos presentes. Com o sensoriamento dos estados do veículo, é possível coletar dados para introduzir em modelos matemáticos processados pelas unidades de controle que podem enviar comandos para atuadores específicos a fim de corrigir uma determinada condição indesejada do veículo. Ou seja, o papel do controlador é garantir a resposta adequada do sistema através da interação com os recursos de *hardware* e *software* do veículo.

Alguns termos introduzidos por Ogata (2011) são necessários ser compreendidos para o estudo de sistemas de controle. Em suma, eles são descritos a seguir: uma planta é tratada como o elemento a ser controlado, e pode ser tanto uma parte de um equipamento quanto um conjunto de componentes que funcione de maneira integrada para realizar uma operação; um processo se trata da operação contínua progressiva natural ou artificial em direção a dado resultado e objetivo; um sistema consiste na combinação de componentes que atuam em prol de um objetivo definido; um distúrbio ou perturbação se trata de um sinal que pode afetar as variáveis internas e de saída de um sistema; e um sistema de controle com realimentação é aquele que compara a diferença entre a saída do sistema e a entrada de referência e pode usá-la como meio de controle.

Os sistemas de controle podem ser classificados como malha aberta e malha fechada. Por um lado, o sistema de malha fechada nada mais é do que um sistema de controle com realimentação, neste caso, o sinal do erro atuante, dado pela diferença entre

os sinais de saída e a entrada, realimenta o controlador em busca de reduzir o erro e atingir um valor desejado. Enquanto que o sistema de malha aberta não compara o sinal de entrada com a saída, assim, este sistema se torna interessante quando a relação de entrada e saída for conhecida ou não houver distúrbios (OGATA, 2011).

Um sistema de malha aberta torna-se interessante para teste de modelo de planta em razão de sua praticidade e velocidade, porém a obtenção da entrada adequada para uma análise é um grande desafio uma vez que as saídas poderiam apenas ser comparadas com resultados esperados para o sistema (ULSOY; PENG; CAKMAKCI, 2012). Quando há distúrbios ou efeitos imprevisíveis dentro do sistema, a interação da entrada do sistema com a saída torna-se indispensável através de um sistema de malha fechada, em contrapartida, a complexidade e o custo de operação deste sistema tende a ser maior (OGATA, 2011).

O modelo matemático do sistema dinâmico é amplamente descrito através de equações diferenciais, que por sua vez são obtidas por relações físicas definidas pelas leis de Newton ou pelos métodos de Euler e Lagrange para sistemas mecânicos. A obtenção do modelo matemático depende das circunstâncias do problema e da meta de projeto, que deve assim conciliar a simplicidade com a precisão. Uma abordagem para representação dos problemas de controle pode ser feita através de sistemas em espaço de estados nos quais se esperam as variações dos sinais de entrada e saída com o tempo.

Graficamente, sistemas compostos por diversos componentes são normalmente representados por diagramas de blocos, que podem tanto agrupar de forma adequada as partes do sistema quanto descrever o fluxo e as relações dos sinais para o processo. A Figura (7) mostra um exemplo de diagrama de blocos de um sistema de malha fechada no qual os componentes foram organizados e divididos em amplificador, atuador, planta e sensor.

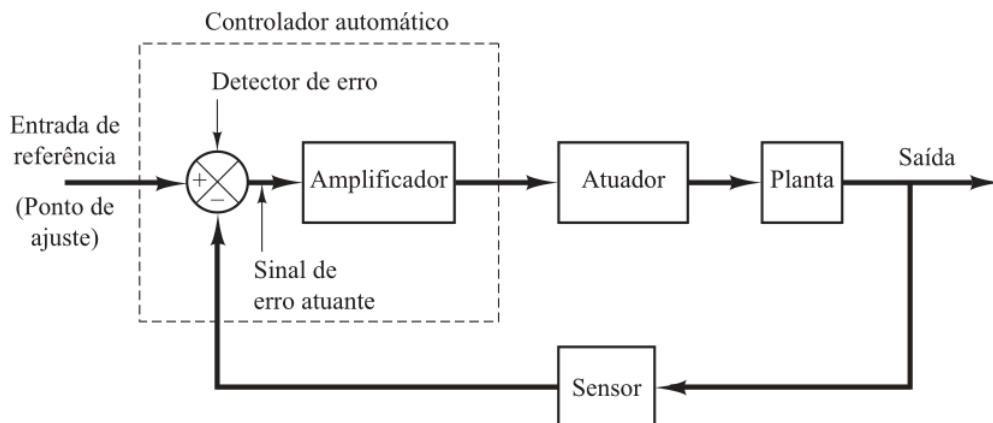


Figura 7 – Diagrama de blocos com exemplo de sistema com controlador industrial (OGATA, 2011).

A representação de sistemas dinâmicos em espaço de estados, citada anteriormente, envolve três tipos de variáveis: as variáveis de entrada, as variáveis de saída e as variáveis de estado que, agora introduzidas, constituem o menor conjunto de variáveis capaz de determinar o estado do sistema. O estado do sistema, por sua vez, trata-se do conjunto destas variáveis de estado de forma que o conhecimento delas no tempo inicial junto ao conhecimento da entrada a partir deste tempo, determina todo o comportamento do sistema em qualquer instante desde o tempo inicial (OGATA, 2011).

Através de sistemas de equações é possível relacionar  $r$  entradas  $u_1(t), u_2(t), \dots, u_r(t)$  com  $m$  saídas  $y_1(t), y_2(t), \dots, y_m(t)$  e  $n$  variáveis de estado  $x_1(t), x_2(t), \dots, x_n(t)$  como apresentado nas equações:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1(t) &= f_1(x_1, x_2, \dots, x_n; u_1, u_2, \dots, u_r; t) \\ \dot{x}_2(t) &= f_2(x_1, x_2, \dots, x_n; u_1, u_2, \dots, u_r; t) \\ &\vdots \end{aligned} \tag{2.1}$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_n(t) &= f_n(x_1, x_2, \dots, x_n; u_1, u_2, \dots, u_r; t) \\ y_1(t) &= g_1(x_1, x_2, \dots, x_n; u_1, u_2, \dots, u_r; t) \\ y_2(t) &= g_2(x_1, x_2, \dots, x_n; u_1, u_2, \dots, u_r; t) \\ &\vdots \\ y_m(t) &= g_m(x_1, x_2, \dots, x_n; u_1, u_2, \dots, u_r; t) \end{aligned} \tag{2.2}$$

Ao definir um modelo vetorial a partir dos sistemas, pode-se utilizar a seguinte representação com  $\mathbf{x}(t)$  vetor de estado,  $\mathbf{u}(t)$  vetor de entrada,  $\mathbf{y}(t)$  vetor de saída,  $\mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}, t)$  vetor das funções que operam a equação de estado e  $\mathbf{g}(\mathbf{x}, \mathbf{u}, t)$  vetor das funções que operam a equação de saída:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}(t) &= \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}, t) \\ \mathbf{y}(t) &= \mathbf{g}(\mathbf{x}, \mathbf{u}, t) \end{aligned} \tag{2.3}$$

Quando as funções  $\mathbf{f}$  e  $\mathbf{g}$  dos sistemas abordados envolvem explicitamente o tempo, o sistema será chamado como variante no tempo e, uma vez que linearizados em torno de um ponto de operação são obtidas as seguintes representações, com  $\mathbf{A}$  a matriz de estado,  $\mathbf{B}$  a matriz de entrada,  $\mathbf{C}$  a matriz de saída e  $\mathbf{D}$  a matriz de transmissão direta.

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}(t) &= \mathbf{A}(t)\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}(t)\mathbf{u}(t) \\ \mathbf{y}(t) &= \mathbf{C}(t)\mathbf{x}(t) + \mathbf{D}(t)\mathbf{u}(t) \end{aligned} \tag{2.4}$$

A linearidade de um sistema é relevante para seu estudo e pode ser verificada se o princípio da superposição for aplicável, ou seja, satisfazer as propriedades aditividade e

homogeneidade entre os sinais de entrada e de resposta. Deve-se tratar cuidadosamente do termo “sistema linear” pois são normalmente adequados para intervalos limitados. Na prática, muitos sistemas como os eletromecânicos, hidráulicos e pneumáticos envolvem relações não lineares entre as variáveis. Entretanto, como fora feito para as funções apresentadas, se um sistema não linear operar em torno de um ponto de equilíbrio e os sinais envolvidos forem pequenos, é possível aproximá-lo por um sistema linear. Este modelo linearizado é muito importante para diversas aplicações de controle, porém deve-se considerar as limitações de operação envolvidas (OGATA, 2011).

Vale ressaltar que um sistema físico possui energia armazenada, a resposta do sistema a partir de um sinal de entrada apresenta uma resposta transitória antes de atingir um regime permanente ou uma resposta estacionária. A resposta transitória é aquela que vai do estado inicial ao final e, normalmente, apresenta oscilações amortecidas antes de atingir o estado permanente. Já, o regime permanente representa o comportamento do sinal de saída quanto o tempo tende ao infinito. Quando a resposta em regime permanente não coincide com a entrada, então há um erro estacionário indicativo da precisão do sistema (OGATA, 2011).

Ao partir para a implementação de sistemas de controle, é importante atender as características do comportamento dinâmico, das quais a mais importante é a estabilidade absoluta que indica se o sistema é instável ou estável. O sistema estável é aquele que quando submetido a uma condição inicial irá retornar ao estado de equilíbrio, ou seja, da mesma forma do sistema na ausência de distúrbio ou sinal de entrada. O sistema linear é criticamente estável se as oscilações do sinal de saída se repetirem de maneira contínua. É instável quando a saída diverge sem limites a partir do estado de equilíbrio. Nos casos reais, o sinal de saída pode aumentar até um determinado valor, mas pode ser limitado por fins de cursos, ou o sistema pode se romper ou se tornar não linear, após o sinal de saída ultrapassar certa amplitude, e assim, as equações não terão mais validade (OGATA, 2011).

A solução das equações diferenciais ordinárias do sistema físico pode ser realizada através de algoritmos computacionais através de funções pré-definidas como a função ODE45 de passo único disponível em *Matlab-Simulink*. Esta função opera no método Runge-Kutta de seis etapas, fornece fórmulas de quarta e quinta ordem, tem extrapolação local e um interpolador acoplado, e emprega uma estratégia conhecida como FSAL (*First Same as Last*) onde o valor final da função, ao fim de um passo bem sucedido, é usado no valor inicial da função no passo seguinte (MOLER, 2014). A função ODE45 é referência na operação de equações diferenciais e recomendada pela própria documentação do *Matlab-Simulink* como primeira escolha.

## 2.3 Modelo de veículo

A implementação dos sistemas de controles veiculares parte do entendimento adequado da dinâmica veicular (ULSOY; PENG; CAKMAKCI, 2012). O desenvolvimento dos equacionamentos que regem o comportamento dos veículos pode ser muito complexo e não linear, por outro lado, existem técnicas de linearização para simplificação do sistema. O movimento do veículo pode ser dividido em dinâmica longitudinal, que inclui a aceleração e frenagem, dinâmica lateral, que trata do esterçamento e manobrabilidade, e a dinâmica vertical, que trabalha principalmente as respostas às excitações de pista e o conforto.

É importante definir as notações das variáveis e o sistema de coordenadas adotadas para desenvolver as formulações dinâmicas. Por sua vez, o sistema de coordenadas adotado baseia-se na norma SAE J670 (SAE, 2008) com as orientações dos eixos de acordo com a Figura (8). Os graus de liberdade mostrados denotam os movimentos de translação vertical, lateral e longitudinal e os movimentos de rotação de guinada (*yaw*), arfagem (*pitch*) e rolagem (*roll*). Com relação às notações das variáveis presentes neste trabalho, a Tabela (1) indica a respectiva simbologia para o parâmetro de acordo com o eixo de referência.

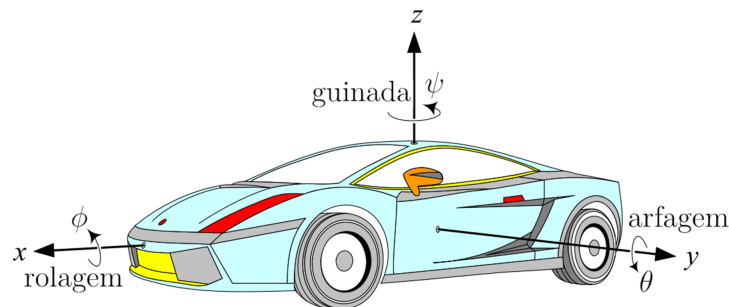


Figura 8 – Coordenadas adotadas para orientação do veículo conforme norma SAE J670 com eixo  $z$  para cima (JAZAR, 2008).

Eixo	Velocidade de translação	Deslocamento angular	Velocidade angular	Componente de força	Componente de momento
$x$	$u$ (longitudinal)	$\phi$	$p$ ou $\dot{\phi}$ (rolagem)	$F_x$	$M_x$
$y$	$v$ (lateral)	$\theta$	$q$ ou $\dot{\theta}$ (arfagem)	$F_y$	$M_y$
$z$	$w$ (vertical)	$\psi$	$r$ ou $\dot{\psi}$ (guinada)	$F_z$	$M_z$

Tabela 1 – Definições e simbologias adotadas para as formulações.

O modelo a ser detalhado busca representar a dinâmica lateral do veículo uma vez que é a principal afetada pela implementação do ESC. Isto implica o estudo do comportamento veicular principalmente em curvas para a identificação dos fatores envolvidos para percorrer a trajetória desejada em segurança.

### 2.3.1 Dinâmica em curvas

A dinâmica envolvida na realização de curvas pelo veículo envolve uma mistura de velocidade longitudinal e rotação no eixo vertical ou guinada do veículo (BALKWILL, 2017). Para a modelagem mais completa ainda será incluído posteriormente o efeito de rolagem do veículo, que ocorre em torno de um eixo de rolagem definido no plano  $x-z$  pela geometria das suspensões, gerado pela aceleração lateral da componente centrífuga da curva.

Além da própria estabilidade, o comportamento em curvas implica na manobrabilidade do veículo, ou seja, na qualidade de resposta ao esterçamento efetuado pelo motorista. O sistema motorista e veículo consiste em uma malha-fechada, uma vez que o motorista observa sua posição e a trajetória desejada para corrigir constantemente o esterçamento e obter o movimento desejado. No caso da caracterização da resposta do veículo às específicas manobras de esterçamento, pode ser utilizado um sistema de malha-aberta, definido mais precisamente como comportamento da resposta direcional (GILLESPIE, 1992).

Quanto à resposta do veículo em curvas, na Figura (9) são considerados três cenários dependentes dos deslizamentos laterais, que serão implementados no modelo de pneus. O esterçamento neutro ocorre quando os ângulos de deslizamento lateral dianteiro e traseiro do veículo são iguais e o raio de curvatura da manobra permanece constante. Já o subesterço ocorre quando o ângulo de deslizamento lateral dianteiro supera o traseiro e o raio de curvatura da manobra tende a aumentar com o mesmo ângulo de esterçamento. De maneira contrária, o sobresterço ocorre quando o ângulo de deslizamento lateral traseiro supera o dianteiro e o raio de curvatura da manobra tende a diminuir com o mesmo ângulo de esterçamento.

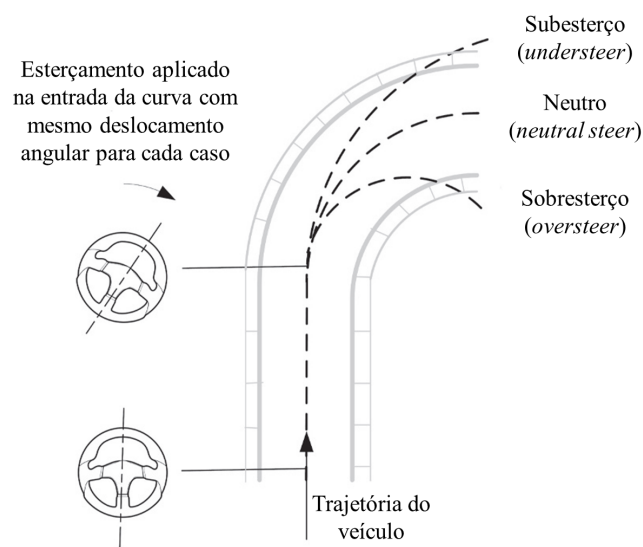


Figura 9 – Cenários de comportamento de veículos em curva (BALKWILL, 2017).

### 2.3.2 Modelagem dinâmica transiente

Por conveniência, o modelo completo do veículo pode ser simplificado para o modelo de bicicleta como apresentado na Figura (10). Ao considerar pequenos ângulos de esterçamento e deslizamento dos pneus, as diferenças entre as rodas internas e externas à curva se tornam negligíveis e, assim, pode-se adotar apenas uma notação para os ângulos dos pneus dianteiros e traseiros. Outras considerações a respeito deste modelo são tomadas de acordo com os graus de liberdade analisados.

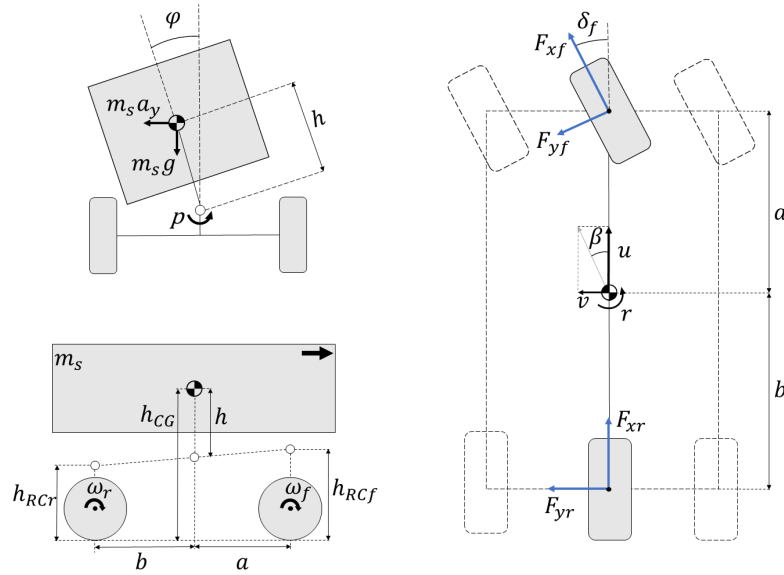


Figura 10 – Visualização completa do modelo bicicleta para dinâmicas longitudinal, lateral, de guinada e de rolagem.

Os planos apresentados pela Figura (10) fornecem as características para o equacionamento dinâmico dos movimentos longitudinal, lateral, de guinada, de rolagem e de rotação das rodas. Dos parâmetros mostrados  $m_s$  é a massa suspensa do veículo,  $a$  é a distância do centro de gravidade (CG) para o eixo dianteiro,  $b$  é a distância do CG para o eixo traseiro,  $h_{CG}$  é a altura do CG,  $h_{RCf}$  e  $h_{RCr}$  são as respectivas alturas dos centros de rolamento dianteiro e traseiro,  $h$  é a altura do eixo de rolamento para o CG,  $\delta_f$  é o ângulo de esterçamento da roda dianteira,  $u$  é a velocidade longitudinal,  $v$  é a velocidade lateral,  $\beta$  é o ângulo deslizamento lateral (*side-slip angle*),  $r$  é a taxa de guinada,  $p$  é a taxa de rolagem,  $\phi$  é o ângulo de rolagem,  $\omega_f$  e  $\omega_r$  são as respectivas velocidades angulares das rodas dianteira e traseira,  $F_{xf}$  e  $F_{xr}$  são as respectivas forças longitudinais dos pneus dianteiro e traseiro e  $F_{yf}$  e  $F_{yr}$  são as respectivas forças laterais dos pneus dianteiro e traseiro.

A dedução das equações de movimento do veículo é influenciada pelas dinâmicas consideradas. Entre as alternativas, o método Euler-Lagrange é utilizado tanto por Ulsoy, Peng e Cakmakci (2012) para o equacionamento do modelo de 3 graus de liberdade com



velocidade longitudinal constante, quanto por Schofield (2008) e Pacejka (2012) para o equacionamento de 4 graus de liberdade que inclui o movimento longitudinal. Esse método considera, para um sistema com  $n$  graus de liberdade,  $n$  coordenadas generalizadas  $q_i$  que são selecionadas suficientemente para descrever completamente o movimento enquanto as possíveis restrições cinemáticas permanecem satisfeitas. O sistema em movimento possui energia cinética  $T$  e energia potencial  $U$ . Forças externas generalizadas  $Q_i$  associadas com as coordenadas generalizadas  $q_i$  podem atuar no sistema e fazer o trabalho  $W$ . Forças internas atuando de amortecedores da estrutura do sistema podem ser considerados como forças externas que participam no trabalho total  $W$  (PACEJKA, 2012). Assim, a equação de Lagrange é dada:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = Q_i \quad (2.5)$$

A partir do desenvolvimento das derivadas parciais para as variáveis generalizadas  $u$ ,  $v$ ,  $r$  e  $\phi$ , chega-se às equações dinâmicas do movimento para 4 graus de liberdade:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_x = m(\dot{u} - rv) - 2m_s r h p \cos \phi - m_s \dot{r} h \sin \phi \\ \sum F_y = m(\dot{v} + ru) - m_s (r^2 + p^2) h \sin \phi + m_s \dot{p} h \cos \phi \\ \sum M_z = \dot{p} I_{xz} + \dot{r} I_z + m_s h p^2 \sin \phi + m_s r h^2 p \sin(2\phi) - m_s \dot{u} h \sin \phi \\ \sum M_x = m_s h (\dot{v} + ru) \cos \phi + \dot{p} I_x + \dot{r} I_{xz} + m_s r^2 h^2 \sin \phi \cos \phi \end{array} \right. \quad (2.6)$$

Outras simplificações ainda podem ser adotadas devido à baixa influência de alguns termos das equações, especialmente os quadrados dos ângulos das variáveis de estado e o próprio ângulo de rolagem que pode ser desprezado nos movimentos longitudinal, lateral e de guinada. Assim, como utilizadas por Xu *et al.* (2021), as equações de movimento podem ser escritas como:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_x = m\dot{u} - mvr + m_s h p r \\ \sum F_y = m\dot{v} + mur - m_s h \dot{p} \\ \sum M_z = I_z \dot{r} - I_{xz} \dot{p} \\ \sum M_x = I_x \dot{p} - I_{xz} \dot{r} - m_s h (\dot{v} + ur) \end{array} \right. \quad (2.7)$$

As equações também podem ser escritas substituindo a variável de estado da velocidade lateral para o ângulo de deslizamento lateral  $\beta$  para a análise de acordo com a relação:

$$\beta = \tan^{-1} \left( \frac{v}{u} \right) \approx \frac{v}{u} \quad (2.8)$$

As forças externas generalizadas atuantes no veículo, correspondentes as forças geradas nos pneus e as forças resistivas ao movimento, além da reação da massa suspensa para a dinâmica de rolagem formam a segunda parte das equações:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_x = F_{xf} \cos \delta_f - F_{yf} \sin \delta_f + F_{xr} - F_r \\ \sum F_y = F_{xf} \sin \delta_f + F_{yf} \cos \delta_f + F_{yr} \\ \sum M_z = a(F_{xf} \sin \delta_f + F_{yf} \cos \delta_f) - bF_{yr} \\ \sum M_x = (m_s g h - K_\phi) \phi - C_\phi \dot{\phi} \end{array} \right. \quad (2.9)$$

A força resistiva total consiste no somatório entre a resistência aerodinâmica que varia com a velocidade longitudinal e a resistência ao rolamento que será constante, sua equação é apresentada a seguir onde  $C_d$  é o coeficiente de resistência aerodinâmica corrigido,  $\rho$  é a densidade do ar e  $f_r$  é o coeficiente de resistência ao rolamento:

$$F_r = 0,5\rho C_d u^2 + m g f_r \quad (2.10)$$

Ao desconsiderar alguma dinâmica do modelo, as equações e os termos combinados referentes a ela são removidos do conjunto de equações de movimento. Para o modelo de 3 graus de liberdade, a dinâmica longitudinal é desprezada assim como as forças geradas nos pneus para esta direção. Logo, adota-se  $u_0$  como velocidade longitudinal constante e consideram-se pequenos ângulos de esterçamento ( $\delta_f$ ) para simplificação. Ao alterar também a variável de estado da velocidade lateral para o ângulo de deslizamento lateral, tem-se o seguinte sistema para o modelo de 3 graus de liberdade:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_y = m u_0 (\dot{\beta} + r) + m_s h \dot{p} = F_{yf} + F_{yr} \\ \sum M_z = I_z \dot{r} + I_{xz} \dot{p} = a F_{yf} - b F_{yr} \\ \sum M_x = I_x \dot{p} + m_s h u_0 (\dot{\beta} + r) + I_{xz} \dot{r} = (m_s g h - K_\phi) \phi - C_\phi \dot{\phi} \end{array} \right. \quad (2.11)$$

As equações para o modelo de 2 graus de liberdade se tornam ainda mais simples pois é desprezada também a dinâmica de rolagem. Assim, a partir do sistema de 3 graus de liberdade podem ser facilmente derivadas as equações para 2 graus de liberdade apresentadas a seguir:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_y = m u_0 (\dot{\beta} + r) = F_{yf} + F_{yr} \\ \sum M_z = I_z \dot{r} = a F_{yf} - b F_{yr} \end{array} \right. \quad (2.12)$$

Por outro lado, ao considerar a modelagem mais completa até então de 4 graus de liberdade do modelo bicicleta, ainda pode ser adicionada a dinâmica da roda como feito por Li *et al.* (2016) e Attia, Orjuela e Basset (2014), desta forma, são adicionados mais 2 graus de liberdade correspondente ao movimento de rotação das rodas dianteira

e traseira. Portanto, a equação que rege a dinâmica da roda é dada a seguir para ambos os eixos onde  $I_w$  é a inércia de rotação da roda,  $\omega_i$  é a velocidade angular da roda,  $T_i$  é o torque resultante de frenagem e tração na roda e  $F_{xi}$  é a força longitudinal gerada no pneu e  $R$  é o raio efetivo da roda.

$$I_w \dot{\omega}_i = T_i - F_{xi} R \quad (2.13)$$

É interessante determinar as velocidades por roda do modelo bicicleta para cálculos posteriores dos deslizamentos, assim, a partir das variáveis de estado chega-se às seguintes equações onde  $v_{Wji}$  é a velocidade linear da roda dado a direção e o eixo:

$$\begin{cases} v_{Wxf} = u \cos \delta + (v + ar) \sin \delta \\ v_{Wyf} = -u \sin \delta + (v + ar) \cos \delta \\ v_{Wxr} = u \\ v_{Wyr} = v - br \end{cases} \quad (2.14)$$

## 2.4 Modelo de pneu

A dinâmica veicular é intensamente afetada pelas propriedades dos pneus. Quanto ao comportamento do veículo em curvas apresentado, a interação pneu pista provoca deformações nos pneus diretamente relacionadas à sua elasticidade. Se a velocidade resultante no centro da roda não estiver em seu plano médio, a forma de contato possui então uma distorção como mostrado na Figura (11) que define um ângulo de deriva (GENTA; MORELLO, 2019).

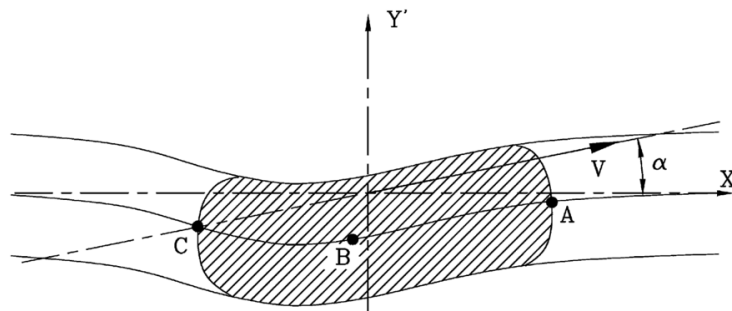


Figura 11 – Fenômeno ocorrido na área de contato pneu-pista (Adaptado de Genta e Morello (2019)).

Analogamente, a rotação do pneu permite que os elementos da banda de rodagem que entram na área de contato primeiro tentem aderir à superfície da estrada com a deflexão longitudinal. Consequentemente, a tensão de cisalhamento gerada pelo movimento

umenta linearmente ao longo da zona de contato e, ao atingir os limites de atrito, as bandas de rodagem começam a deslizar.

Ambos os deslizamentos são importantes para geração das forças nos pneus, e são equacionados a partir da velocidade do veículo equivalente na roda e da velocidade linear devido à rotação da roda, como mostram as equações dado  $\alpha_i$  o ângulo de deriva do pneu e  $\kappa_i$  o deslizamento longitudinal.

$$\kappa_i = \frac{\omega_i R - v_{Wxi}}{\max(\omega_i R, v_{Wxi})} \quad \text{e} \quad \alpha_i = \arctan \frac{v_{Wyi}}{v_{Wxi}} \quad (2.15)$$

As forças geradas nos pneus podem ser representadas graficamente em função dos deslizamentos correspondentes. Os comportamentos típicos da força longitudinal  $F_x$  em função do deslizamento longitudinal do pneu  $\kappa$  e da força lateral  $F_y$  em função do ângulo de deriva do pneu  $\alpha$  para diferentes cargas verticais podem ser vistos na Figura (12). Em modelos lineares, onde se trata de pequenos valores deslizamentos, a inclinação das curvas da força longitudinal e lateral dos gráficos determinam respectivamente os parâmetros de rigidez ao deslizamento longitudinal  $C_\kappa$  e de rigidez ao esterçamento  $C_\alpha$ .

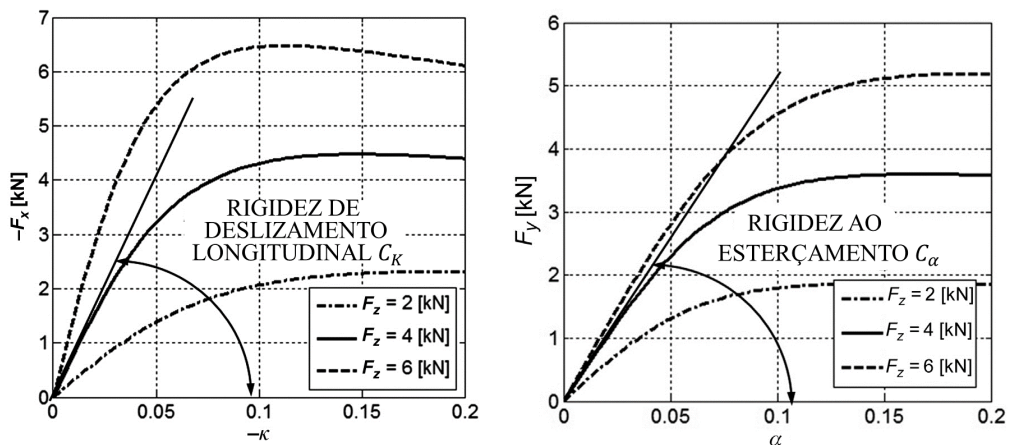


Figura 12 – Gráficos de forças geradas no pneu longitudinal por deslizamento longitudinal e lateral por ângulo de deriva (Adaptado de Pauwelussen (2014)).

Contudo, a representação de pneus é amplamente discutida em função, principalmente, das diversas não linearidades envolvidas neste componente além das inúmeras aplicações em sistemas físicos. Assim, existem distintas abordagens para modelagem de pneus aplicadas em ambiente de simulação veicular, como os métodos “semi-empíricos” introduzidos por Pacejka (2012), assim descritos por basearem-se em dados medidos experimentalmente e em estruturas originárias em outros modelos físicos.

Um dos métodos mais famosos de representação de pneus é dado pela *Magic-Formula* proposta por Bakker, Nyborg e Pacejka (1987). Em geral, este modelo de pneus descreve o comportamento do pneu para estradas bastante lisas até frequências de 8 Hz, que o torna aplicável para todas as simulações genéricas de manuseio e estabilidade de veículos (HEXAGON, 2022). As entradas para o modelo consistem basicamente da carga vertical no pneu, dos deslizamentos longitudinal e lateral e de sua inclinação com a pista (câmbor), enquanto as saídas são as forças e momentos geradas no contato pneu solo. Para o cálculo, são necessários uma série de parâmetros da *Magic-Formula* originados em resultados de testes do pneu e o equacionamento deve estar compatível com a versão do modelo.

A versão PAC2002 para o modelo de pneus é um exemplo que está presente em alguns modelos veiculares pré-definidos no *software VI-CarRealTime* com seus dados disponibilizados em arquivo *.tir*. Além disso, os equacionamentos completos dessa versão de pneu são disponibilizados por Hexagon (2022) o que torna vantajoso o seu uso nos modelos teóricos apresentados. Em geral, a equação da força gerada nos pneus pela *Magic-Formula* é dada a seguir onde o subíndice  $j$  define  $x$  para longitudinal e  $y$  para lateral:

$$F_j = D_j \sin\{C_j \arctan[B_j s_j - E_j(B_j s_j - \arctan(B_j s_j))]\} + S_{Vj} \quad (2.16)$$

$$s_x = \kappa + S_{Hx} \quad \text{e} \quad s_y = \alpha + S_{Hy} \quad (2.17)$$

Os principais coeficientes utilizados na fórmula são calculados pelos diversos parâmetros disponibilizados no arquivo do pneu, eles são descritos como o fator de rigidez  $B_j$ , o fator de forma  $C_j$ , o fator de pico  $D_j$ , o fator de curvatura  $E_j$ , o *offset* horizontal  $S_{Hj}$  e o *offset* vertical  $S_{Vj}$ .

Uma das teorias mais simples para prever a força de gerada no pneu disponível em um ângulo de escorregamento específico na presença de uma força de tração ou de frenagem é baseada no conceito de elipse de fricção como mostra a Figura (13) (WONG, 2001).

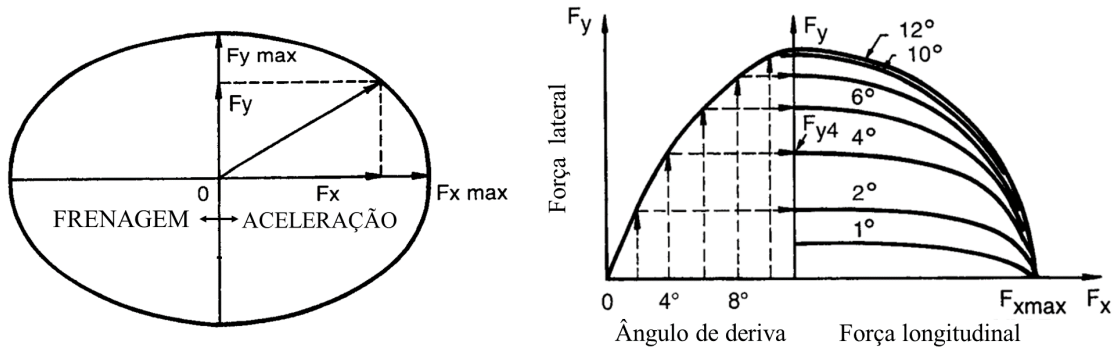


Figura 13 – Representação da elipse de adesão entre as forças longitudinal e lateral dos pneus (Adaptado de Wong (2001)).

Dessa forma, o efeito combinado de deslizamento pode ser equacionado como apresenta Li *et al.* (2016) a partir de um fator de correção, calculado em função dos deslizamentos dos pneus, que multiplica as forças obtidas pela *Magic-Formula*, como visto nas seguintes equações:

$$\begin{aligned} \lambda_x &= \frac{\kappa}{1 + \kappa} \quad \text{e} \quad \lambda_y = \frac{\tan \alpha}{1 + \kappa} \\ \lambda &= \sqrt{\lambda_x^2 + \lambda_y^2} \\ F_j &= \frac{|\lambda_j|}{\lambda} F_{j|Magic-Formula} \end{aligned} \quad (2.18)$$

O mecanismo de geração de força lateral nos pneus não é um fenômeno instantâneo, pois atrasa o desenvolvimento do ângulo de deriva atual devido à necessidade de defletir a carcaça dos pneus na direção lateral. Esta defasagem na geração da força lateral depende necessariamente da velocidade de rotação do pneu. Com a mudança no ângulo de direção, o pneu deve rolar por meia volta ou mais para que a deflexão lateral e a força se acumulem. Esta distância é comumente referida como o “*relaxation length*” representado por  $\sigma_y$  (GILLESPIE, 1992). O equacionamento para correção do ângulo de deriva transitente ( $\alpha_T$ ) envolve uma nova equação diferencial afetada pelo ângulo de deriva instantâneo já apresentado e pela velocidade longitudinal e descrita na forma:

$$\dot{\alpha}_{Ti} = -\frac{u}{\sigma_y} \alpha_{Ti} + \frac{u \tan \alpha_i}{\sigma_y} \quad (2.19)$$

## 2.5 Controle de estabilidade

O controle de estabilidade integrado é aplicado para a prevenção tanto da perda direcional do veículo, como em uma derrapagem, quanto de rolagem excessiva ou até capotamento. Entre os tipos de sistemas de controle de estabilidade, tem-se o *Steer-By-Wire* que atua na mudança do ângulo de esterçamento gerado pelo motorista e corrige os ângulos de esterçamento das rodas, o *Active Torque Distribution* que utiliza diferenciais ativos e tração em todas as rodas controladas individualmente, e o *Differential Braking* que utiliza o sistema ABS de anti-travamento das rodas para aplicar diferentes frenagens entre as rodas do veículo e é o mais comum nas aplicações veiculares (RAJAMANI, 2011).

Nos sistemas de controle de estabilidade *Differential Braking* são inclusos, além do próprio sistema tradicional de freio, sensores de velocidade das rodas e módulo de pressão hidráulica que são compartilhados com o sistema ABS, sensores de ângulo de volante, velocidade ou taxa de guinada e aceleração lateral, e conexões com a unidade de controle do motor (GENTA; MORELLO, 2019).

A arquitetura do sistema de controle inclui um momento de guinada nas equações a fim de manter ou corrigir faixas de valores definidas de deslizamento lateral, taxa de guinada, ângulo e taxa de rolagem do veículo, estas correspondentes às próprias variáveis de estado do sistema. Essa faixa de valores para a taxa de guinada é calculada a partir do esterçamento do volante, dos estados do veículo e, principalmente, da velocidade longitudinal, enquanto que para os ângulos de deslizamento lateral e de rolagem os valores não podem ser muito altos.

O ESC é normalmente dividido entre controle de alto nível que fornece o momento de guinada requerido para o sistema e controle de baixo nível que comanda o sistema de freio para geração de forças distintas nas rodas (MAGALHÃES, 2020). Basicamente a frenagem individualizada das rodas promovida pelo controle de baixo nível busca corrigir o sobreesterçamento ou o subesterçamento como mostra a Figura (14), além de poder integrar o controle de tração que detecta o deslizamento da roda sob aceleração e freia individualmente a roda ou rodas deslizantes (RILL; CASTRO, 2022).

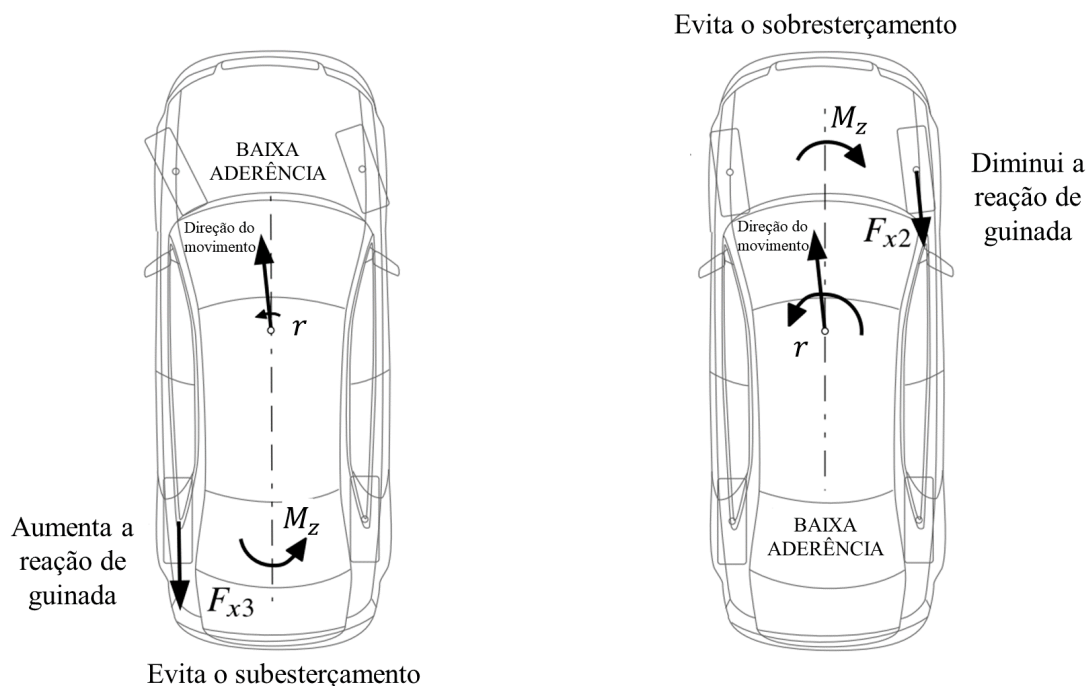


Figura 14 – Funcionamento da frenagem individualizada do ESC (Adaptado de Rill e Castro (2022)).

O consumo energético gasto na implementação do sistema ESC é um dos fatores essenciais para a calibração do sistema, uma vez que podem ser requeridos momentos de guinada extremamente elevados ou com pequenos intervalos consecutivos para controle. Esta negociação entre consumo energético e a atuação do sistema é extremamente importante, pois em veículos elétricos, por exemplo, o ajuste do comportamento do veículo através da frenagem diferencial utiliza muita potência (CHEN *et al.*, 2021).

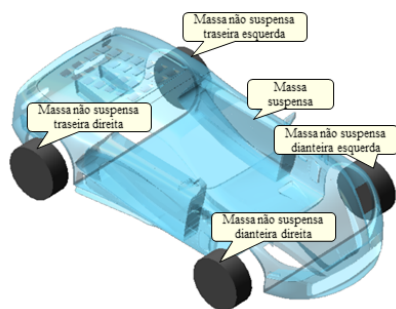
## 2.6 Simulação em *software*

Atualmente, as ferramentas computacionais aprimoram a eficiência nos processos envolvidos em projetos. A partir de *softwares* de programação como o *MatLab* e o *Simulink* é possível desenvolver algoritmos para solução numérica das equações de dinâmica veicular abordadas, principalmente, em sistemas de malha aberta. Em malha fechada ainda é possível simular os sistemas através dos métodos *model-in-the-loop* (MIL) e *hardware-in-the-loop* (HIL). Por um lado, o MIL permite o teste dos modelos matemáticos em ambiente computacional através de algoritmos, assim, quaisquer melhorias ou falhas podem ser resolvidas com a alteração do modelo o que minimiza o tempo e o custo do projeto (MAGALHÃES, 2020). Por outro lado, o HIL implementa os modelos matemáticos em uma plataforma que gera sinais de *feedback* e simula em tempo real a resposta dos veículos aos comandos de controle por isso é amplamente usado na indústria automotivo nos testes

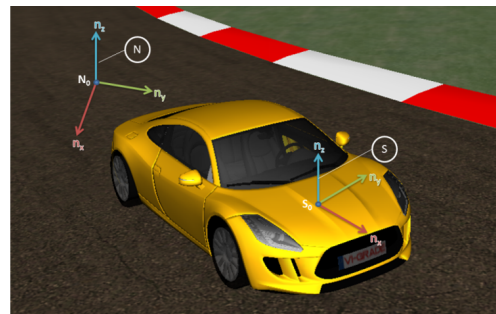


de mudança de código, de funcionalidade e de tolerância a falhas de unidades de controle eletrônico (EMIRLER *et al.*, 2016).

Alguns *softwares* dedicados a simulação numérica veicular possuem modelos matemáticos mais robustos capazes de integrar efeitos combinados das dinâmicas lateral, vertical e longitudinal. Nesse quesito, o *VI-Grade CarRealTime* possui várias funcionalidades aplicadas para modelagem e teste de veículos em ambiente virtual como descrito em seu manual (VI-GRADE, 2021). Basicamente, um modelo complexo de veículo com 14 graus de liberdade (14DOF) multicorpos é trabalhado no *software*, no qual o chassi que compõe a massa suspensa possui 6 graus de liberdade e cada roda que compõe a massa não suspensa possui 2 graus de liberdade (MASTINU *et al.*, 2020). A Figura (15a) apresenta o modelo veicular e a Figura (15b) mostra o sistema de coordenadas adotados no *software*.



(a) Elementos inerciais



(b) Sistema de coordenadas

Figura 15 – Modelo e ambiente de simulação disponíveis no *software VI-grade CarRealTime* (Adaptado de VI-grade (2021)).

## 3 Metodologia

Este capítulo apresenta o modelo de veículo estudado e as estratégias de simulação adotadas que incluem tanto os procedimentos descritos para obtenção e comparação de dados quanto os materiais e equipamentos envolvidos para os testes.

### 3.1 Parâmetros de veículo e pneus

O objeto de estudo consiste em um veículo *sedan* disponibilizado na biblioteca de modelos do *VI-CarRealTime*, cujas características relevantes para os modelos teóricos que serão construídos se encontram na Tabela (2).

Símbolo	Parâmetro	Valor
$m$	Massa total	1986,6 kg
$m_s$	Massa suspensa	1760,3 kg
$a$	Distância CG eixo dianteiro	1,332 m
$b$	Distância CG eixo traseiro	1,541 m
$h_{CG}$	Altura CG massa suspensa	0,626 m
$h_{RCf}$	Altura centro de rolagem dianteiro	0,055 m
$h_{RCr}$	Altura centro de rolagem traseiro	0,044 m
$h$	Distância CG ao eixo de rolagem	0,576 m
$I_{xx}$	Momento de inércia de guinada	527,927 kg m <sup>2</sup>
$I_{zz}$	Momento de inércia de rolagem	2943,609 kg m <sup>2</sup>
$I_{xz}$	Momento de inércia de guinada e rolagem	0,059 kg m <sup>2</sup>
$K_\phi$	Coefficiente de rigidez a rolagem	32795 Nm/rad
$C_\phi$	Coefficiente de amortecimento de rolagem	1050 Nm/(rad s)
$R$	Raio efetivo pneu	0,326 m
$I_w$	Momento de inércia pneu-roda	1,389 kg m <sup>2</sup>
$\rho$	Densidade do ar	1 kg/m <sup>3</sup>
$C_d$	Coefficiente de resistência aerodinâmica	1,739
$f_r$	Coefficiente de resistência ao rolamento	0,01

Tabela 2 – Parâmetros principais do veículo em estudo.

Alguns parâmetros são inclusos para o aprimoramento da correlação entre os modelos teóricos e do *VI-CarRealTime*, especialmente aqueles que podem sofrer variações devido a não linearidade dos elementos de suspensão e dos pneus. Portanto, o ajuste realizado inicialmente interfere nos valores de rigidez e amortecimento a rolagem para aproximação das magnitudes dos resultados de rolagem.

O modelo de pneus, também disponibilizado na biblioteca *VI-CarRealTime*, possui as dimensões 245/40 R18 e tem suas propriedades descritas em um arquivo *.tir*, apresen-

tado na Figura (16), obtidas através de testes de caracterização e segue a versão PAC2002 para conversão dos parâmetros.

```

$-----MDI_HEADER
[MDI_HEADER]
FILE_TYPE           = 'tir'
FILE_VERSION        = 3.0
FILE_FORMAT         = 'ASCII'
! : TIRE_VERSION :   PAC2002
! : COMMENT :      Tire
! : COMMENT :      Manufacturer
! : COMMENT :      Nom. section width      (meter) 0.235
! : COMMENT :      Nom. aspect ratio       (-) 0.6
! : COMMENT :      Infl. pressure          (pascal) 250000.0
! : COMMENT :      Rim diameter             (inch)
! : COMMENT :      Measurement ID
! : COMMENT :      Test speed              (meter/second) 16.6
! : COMMENT :      Road surface
! : COMMENT :      Road condition
! : FILE_FORMAT :   'ASCII'
!
! USE_MODE specifies the type of calculation performed:
! 0: Fz only, no Magic Formula evaluation
! 1: Fx,My only
! 2: Fy,Mx,Mz only
! 3: Fx,Fy,Mx,My,Mz uncombined force/moment calculation
! 4: Fx,Fy,Mx,My,Mz combined force/moment calculation
! +10: Including relaxation behaviour
! +20: Including advanced transient (contact mass approach)
! 25: Fx,Fy,Mx,My,Mz combined force/moment calculation, advanced transient including turn-slip torque & parking torque
!
! example: USE_MODE = 12 implies:
! -calculation of Fy,Mx,Mz only
! -including relaxation effects
!
!
$-----units
[UNITS]
LENGTH           = 'meter'
FORCE            = 'newton'
ANGLE            = 'radians'
MASS             = 'kg'
TIME             = 'second'
$-----model

```

Figura 16 – Cabeçalho do arquivo do pneu com suas características utilizado para o modelo veicular selecionado no *VI-CarRealTime*.

## 3.2 Modelo veicular *VI-CarRealTime*

A estratégia adotada para análise dos modelos teóricos precede da simulação no *VI-CarRealTime* do modelo veicular dado uma manobra especificada para obter as entradas do modelo, compostas especialmente pelo esterçamento equivalente da roda dianteira do modelo bicicleta. Nesta primeira etapa, também são obtidas as variáveis de estado e as forças nos pneus para correlação com os modelos teóricos. Os dados são fornecidos através da co-simulação *MatLab-Simulink* com *VI-CarRealTime*. Uma vez definido o veículo e montada a manobra no *VI-CarRealTime* (Figura 17), a simulação é realizada para fornecer o arquivo para importação pelo *MatLab*, vale destacar que para o veículo selecionado são desativados os sistemas de controle (ABS e TCS) ligados por padrão no *software*.

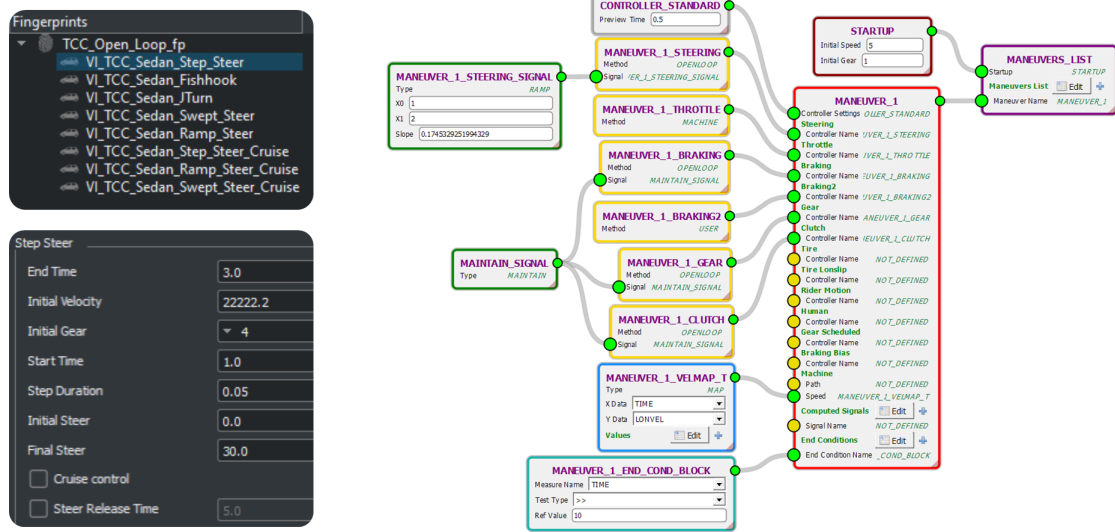


Figura 17 – Configuração de manobra pré-definida pelo *VI-CarRealTime* e módulo *VI-EventBuilder* para montagem da manobra em blocos.

Em seguida, as pastas necessárias e os arquivos gerados pelo *VI-CarRealTime* são executados pelo *MatLab* para que o programa *Simulink* da Figura (18) realize novamente a simulação. Por fim, os dados desejados definidos como saída do bloco *VI-CarRealTime* são fornecidos para a *workspace* do *MatLab* para utilização de entrada nos modelos teóricos montados, no caso do esterçamento e do torque nas rodas, e para correlação dos modelos, no caso das variáveis de estado e das forças geradas nos pneus.

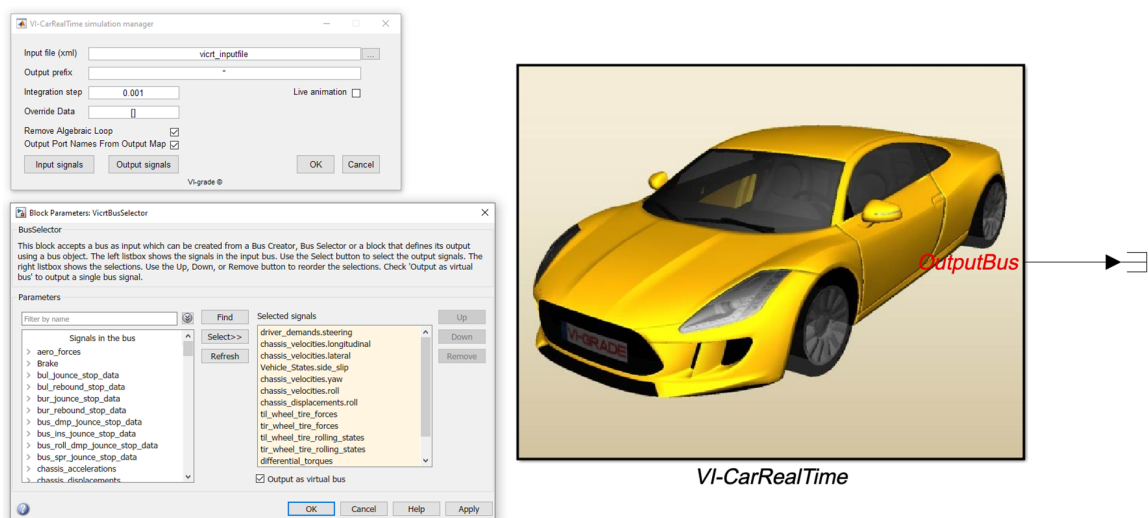


Figura 18 – Modelo *Simulink* de co-simulação com o *VI-CarRealTime* para geração dos sinais desejados de entrada e correlação.

### 3.3 Modelo veicular teórico

A partir dos sinais de entrada obtidos na simulação do modelo *VI-CarRealTime*. Os modelos teóricos de bicicleta são montados de acordo com sua quantidade de graus de liberdade (DOF). Neste trabalho serão três modelos teóricos analisados correspondentes a dois graus de liberdade (2DOF), três graus de liberdade (3DOF) e seis graus de liberdade (6DOF) conforme o sistema com realimentação apresentado no diagrama da Figura (19).

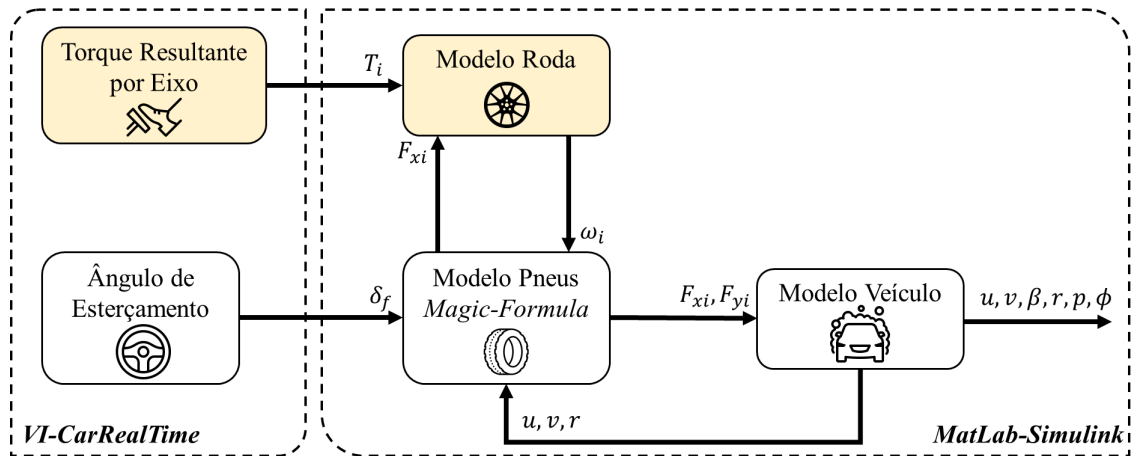


Figura 19 – Diagrama completo do sistema teórico com destaque de fundo para os blocos utilizados apenas pelo modelo de 6 graus de liberdade.

Os modelos teóricos processam os equacionamentos apresentados na Fundamentação Teórica e assumem as seguintes considerações dado o comportamento em regime transiente e a não linearidade do modelo de pneu:

- O centro do sistema de coordenadas dinâmicas do veículo é fixo e se encontra na mesma posição de seu centro de gravidade;
- Independentemente do trabalho da suspensão, o veículo apenas se desloca paralelamente à pista que é uniforme e plana;
- Apenas o modelo veicular de 6 graus de liberdade considera a dinâmica longitudinal, as forças resistivas aerodinâmica e de rolamento e os torques resultantes em cada um dos eixos devido à tração e frenagem;
- O efeito do sistema de direção é negligenciado e o esterçamento da roda dianteira é usado como entrada direta;
- Transferências de carga entre os eixos dianteiro e traseiro, assim como entre as rodas direita e esquerda são negligenciados;
- As propriedades mecânicas dos pneus não sofrem variações.

Dadas as considerações, é possível inferir que os acoplamentos dinâmicos e cinemáticos ocorrem devidos ao movimento no plano de guinada causado pela direção das rodas (ATTIA; ORJUELA; BASSET, 2014). Da mesma forma, o modelo do pneu é evidenciado e fornece a distribuição das forças laterais e longitudinais responsáveis diretamente pelo comportamento dinâmico do veículo.

### 3.3.1 Modelo bicicleta de 2 graus de liberdade

O modelo mais simples da dinâmica lateral é o de 2 graus de liberdade (2DOF), ele considera apenas os movimentos lateral e de guinada do veículo e assume velocidade longitudinal constante. Portanto, as equações de movimento solucionadas para este modelo podem ser apresentadas em formato matricial na forma:

$$\begin{bmatrix} mu_0 & 0 \\ 0 & I_z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{r} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & mu_0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ a & -b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{yf} \\ F_{yr} \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

### 3.3.2 Modelo bicicleta de 3 graus de liberdade

O modelo um pouco mais sofisticado trabalhado é o de 3 graus de liberdade (3DOF) que considera, além dos movimentos lateral e de guinada, o movimento de rolagem do veículo e suas influências nos demais movimentos. Neste modelo, a velocidade longitudinal ainda é adotada como constante e suas equações de movimento em formato matricial é mostrado a seguir:

$$\begin{bmatrix} mu_0 & 0 & m_s h & 0 \\ 0 & I_z & I_{xz} & 0 \\ m_s h u_0 & I_{xz} & I_x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{r} \\ \dot{p} \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & mu_0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_s h u_0 & C_\phi & K_\phi - m_s g h \\ 0 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \\ p \\ \phi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ a & -b \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{yf} \\ F_{yr} \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

### 3.3.3 Modelo bicicleta de 6 graus de liberdade

Enfim, o modelo teórico mais completo considera os seis graus de liberdade (6DOF), dos quais se têm os movimentos longitudinal, lateral, de guinada e de rolagem do chassi e a rotação da roda dianteira e da roda traseira. Seu equacionamento completo em formato matricial é dado como:

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & -m_s h & 0 \\ 0 & 0 & I_z & -I_{xz} & 0 \\ 0 & -m_s h & -I_{xz} & I_x & C_\phi \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \\ \dot{r} \\ \dot{p} \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} mvr - m_s hpr \\ -mur \\ 0 \\ m_s hur + (m_s gh - K_\phi)\phi \\ p \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{Tx} \\ F_{Ty} \\ M_{Tz} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

Onde  $F_{Tx}$ ,  $F_{Ty}$  e  $M_{Tz}$  são as forças e momentos totais resultantes das forças externas e geradas nos pneus em determinado eixo, calculadas por:

$$\begin{cases} F_{Tx} = F_{xf} \cos \delta_f - F_{yf} \sin \delta_f + F_{xr} - F_r \\ F_{Ty} = F_{xf} \sin \delta_f + F_{yf} \cos \delta_f + F_{yr} \\ M_{Tz} = a(F_{xf} \sin \delta_f + F_{yf} \cos \delta_f) - bF_{yr} \end{cases} \quad (3.4)$$

A outra parte é dada pela dinâmica da roda calculada por:

$$\begin{cases} I_w \dot{\omega}_f = T_f - F_{xf} R \\ I_w \dot{\omega}_r = T_r - F_{xr} R \end{cases} \quad (3.5)$$

### 3.3.4 Modelo de pneu

A modelagem matemática dos pneus selecionados, para obter as forças longitudinais e laterais, é dada pela *Magic-Formula*, após o cálculo do deslizamento longitudinal ( $\kappa$ ) e do ângulo de deriva ( $\alpha$ ). O equacionamento para a versão PAC2002 de pneus ainda é simplificado ao tratar os coeficientes de escala unitários e desprezar quaisquer variações de pressão de inflação e ângulo de câmber dos pneus. Os coeficientes de *offset* vertical e horizontal dos pneus são desprezados para evitar a geração de vestígios de forças antes do esterçamento, visto que o cálculo das forças longitudinais e laterais assumirão a condição de deslizamento puro.

Em seguida, para considerar os efeitos combinados da geração de forças nos pneus, podem ser utilizados os parâmetros de deslizamento combinado do PAC2002 disponibilizado no arquivo do pneu ou realizada uma estimativa através da elipse de adesão. Neste estudo, a segunda alternativa é adotada conforme o equacionamento proposto por Li *et al.* (2016) para a modificação das forças pelo fator de correção calculado.

### 3.3.5 Modelagem transiente do deslizamento

A última implementação aplicada no modelo de 6 graus de liberdade se trata do transiente dos ângulos de deriva dos pneus que, por sua vez, é integrado em relação ao tempo assim como as variáveis de estado e introduzido no modelo de pneus. Portanto,

as forças geradas nos pneus serão distintas e verificadas através do comparativo entre o modelo teórico veicular com e sem o transiente. O parâmetro *relaxation length* ( $\sigma_y$ ) requisitado para implementação do transiente é fornecido pelo arquivo de modelo do pneu, cujo valor é 0,562 para o pneu selecionado, e empregado na Equação (2.19).

## 3.4 Cenários de condução

A avaliação do comportamento dinâmico de veículos passa por manobras específicas para determinadas dinâmicas e elementos testados. Este estudo foca no desenvolvimento de manobras relacionadas à dinâmica lateral que envolve a estabilidade lateral, de guinada e de rolagem do veículo. Vale destacar que as condições de pista se baseiam em uma superfície horizontal e seca e seus parâmetros serão dados como padrão pelo *VI-CarRealTime*. Da mesma forma, as manobras são configuradas e executadas pelo modelo de motorista do *VI-CarRealTime* para entrada como malha aberta nos modelos dinâmicos teóricos, característica que garante a repetibilidade de cada teste, cuja importância é fundamental ao comparar diferentes configurações, ou veículos diferentes. Vale destacar a padronização da velocidade inicial de 80 km/h para todos os testes por ser uma velocidade típica de condução em vias urbanas rápidas. Este valor permanece constante durante toda a manobra apenas para os modelos de 2 e 3 graus de liberdade que negligenciam a dinâmica longitudinal.

### 3.4.1 Esterçamento degrau (*step steer*)

O esterçamento degrau se trata de um teste comumente utilizado na teoria tanto para avaliação em regime estacionário quanto transiente e consiste, basicamente, em uma resposta bastante rápida do evento (SONDHI; PERINCILO, 2018). O modelo automático de motorista do *VI-CarRealTime* é capaz de suavizar a entrada e saída do movimento de esterçamento desta manobra visto que a taxa de esterçamento adotada é de 600 °/s. Em sequência, é selecionado um valor adequado para o ângulo final da roda em conformidade com a faixa de aceleração lateral para assegurar a validade do modelo bicicleta e não entrar em regimes de saturação de força gerada nos pneus. Por fim, a Figura (20) mostra a entrada simulada de esterçamento no volante adotado para essa manobra com amplitude máxima de 30° capaz de manter a aceleração lateral em estado estacionário na faixa de 0,2 g a 0,5 g.



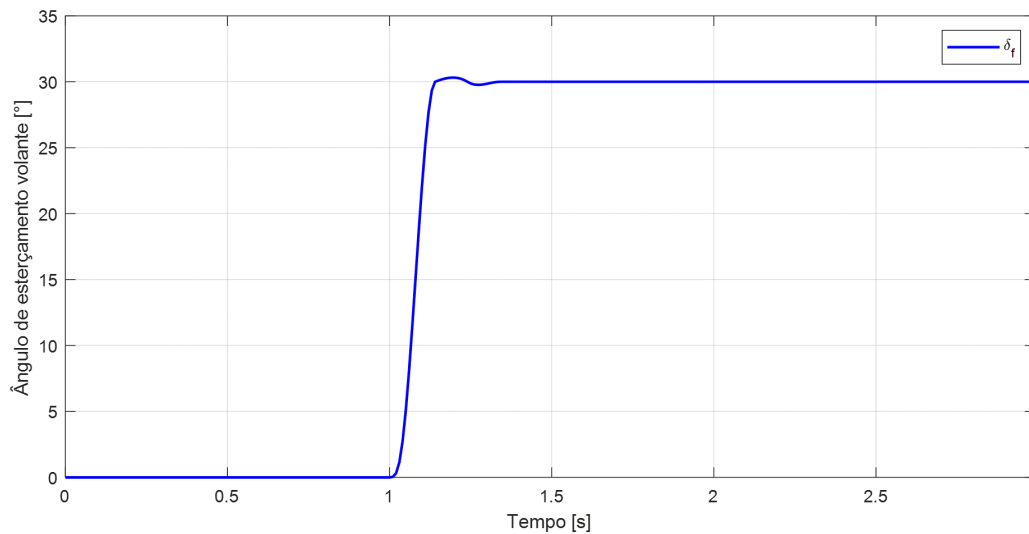


Figura 20 – Esterçamento de volante resultante do *VI-CarRealTime* para o esterçamento degrau (*step steer*).

### 3.4.2 Esterçamento senoidal de frequência variável (*swept-sine steer*)

A resposta do sistema devido a excitações periódicas como a senoidal é normalmente estudada no domínio da frequência. Nestes testes, busca-se avaliar os sinais de saída na faixa de frequências relevantes para a avaliação da dinâmica lateral. Como abordado por SONDHI e PERINCILOLO (2018), os veículos modernos de passageiros mostram uma sensibilidade apreciável à mudança de parâmetros somente na faixa de 0,2 Hz a 3 Hz. O limite inferior pode ser descrito como a margem entre a resposta quase-estática e dinâmica, enquanto o limite superior é justificado pela filtragem de entradas de alta frequência devido às fontes de elasticidade além da própria dificuldade de um motorista real esterçar roda a frequências acima de 3 Hz com amplitude significativa. Desta forma, a manobra configurada na Figura (21) cobre a faixa de 0,2 Hz a 3 Hz para frequência e mantém a amplitude de 30° de esterçamento de acordo com os critérios de aceleração lateral também adotados para o esterçamento degrau.

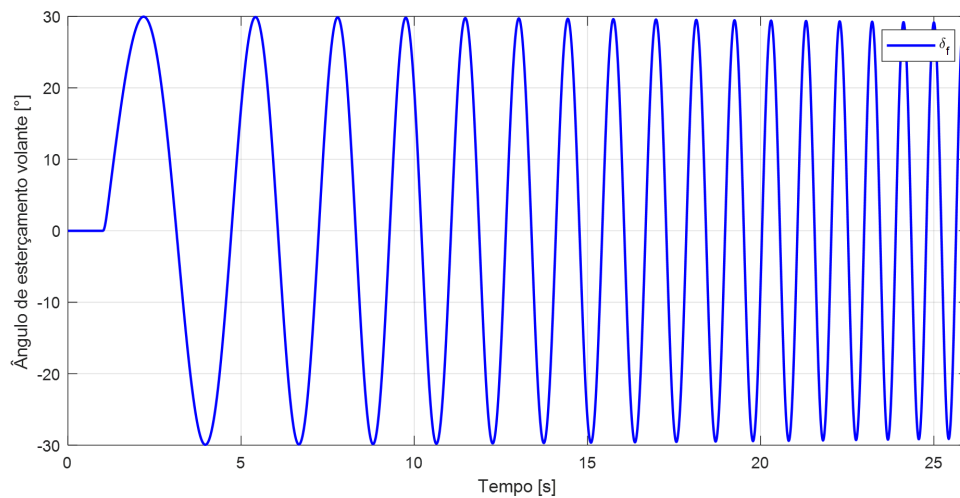


Figura 21 – Esterçamento de volante resultante do *VI-CarRealTime* para o esterçamento senoidal com variação de frequência (*swept-sine steer*).

### 3.4.3 Manobra *Fishhook*

A manobra *Fishhook*, conhecida pela forma da trajetória percorrida pelo veículo que se assemelha a um anzol, segue padrões definidos pela NHTSA (2003) no qual o veículo entra na manobra com a velocidade inicial especificada e a executa sem a ativação do acelerador. O teste visa avaliar a estabilidade em rolagem do veículo, visto que são medidos a mínima velocidade de entrada na manobra capaz de elevar duas rodas do veículo, a taxa de rolagem e o tempo de permanência do volante esterçado. A Figura (22) ilustra o esterçamento efetuado durante realização da manobra pelo modelo de motorista do *VI-CarRealTime*.

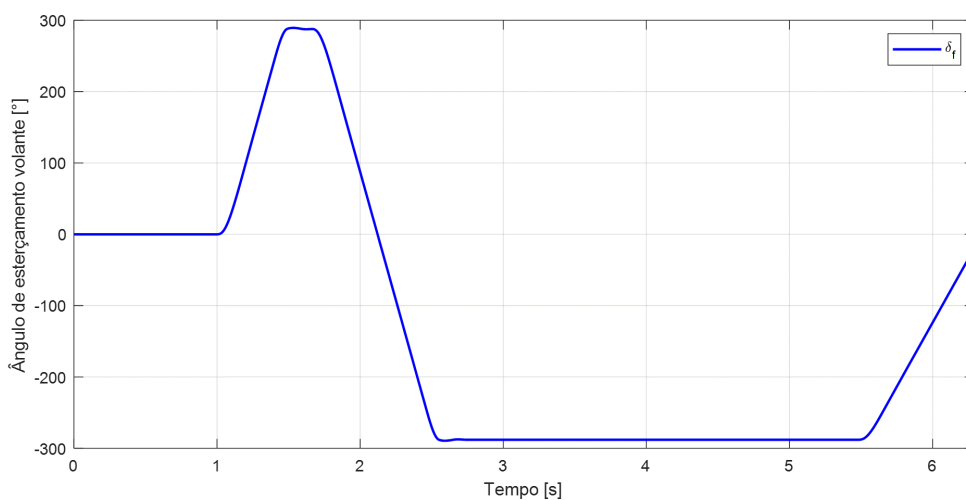


Figura 22 – Esterçamento de volante resultante do *VI-CarRealTime* para a manobra *Fishhook*.

### 3.4.4 Manobra *J-Turn*

A manobra *J-Turn* também segue padrões definidos pela NHTSA (2003), nela o veículo entra com a velocidade inicial especificada e a executa sem a ativação do acelerador. Por também ser um teste que avalia a estabilidade a rolagem, a manobra resulta na velocidade mínima de entrada capaz de elevar duas rodas do veículo. A Figura (23) ilustra o esterçamento efetuado durante realização da manobra pelo modelo de motorista do *VI-CarRealTime*.

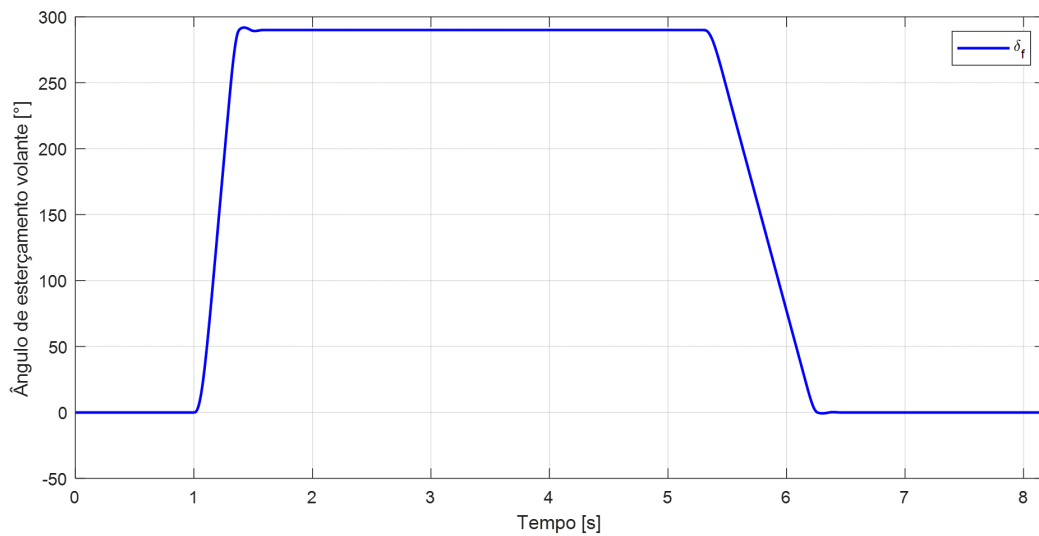


Figura 23 – Esterçamento de volante resultante do *VI-CarRealTime* para a manobra *J-Turn*.

## 4 Resultados

Este capítulo apresenta os resultados das análises realizadas de correlação entre os modelos dinâmicos veiculares assim como a discussão sobre dados obtidos e as principais implicações observadas. A sequência dos tópicos se encontra em conformidade com os passos descritos na Metodologia e traz as informações detalhadas dos modelos por manobra executada.

### 4.1 Simulação *VI-CarRealTime*

Inicialmente, a simulação no *VI-CarRealTime* efetuada fornece as entradas dos modelos teóricos e os dados comparativos para correlação. A Figura (24) mostra o pós-processamento pelo módulo *VI-Animator* no qual os resultados podem ser acompanhados com a visualização gráfica do veículo realizando a manobra. Diversos parâmetros podem ser verificados com a simulação, especialmente a aceleração lateral que necessitou atender faixas especificadas para algumas manobras.



Figura 24 – Pós processamento de simulação do *VI-CarRealTime* para o esterçamento degrau com apresentação dos gráficos de variáveis de estado.

### 4.2 Esterçamento degrau (*step steer*)

Para o esterçamento degrau sob velocidade constante, é possível verificar os resultados das variáveis de estado para os modelos veiculares de 2DOF e 3DOF pela Figura

(25). Para todas as variáveis, nota-se a resposta antecipada dos modelos teóricos em relação ao modelo do *VI-CarRealTime* (VI-CRT). Para o deslizamento lateral foi observado um *overshoot* inicial contrária à direção de esterçamento no qual o modelo de 3DOF atingiu maior amplitude devido à influência do grau de liberdade de rolagem, porém divergiu mais do modelo base do VI-CRT. Destaca-se também a correlação da convergência do deslizamento lateral e da taxa de guinada embora o *overshoot* gerado no final do esterçamento para o modelo do VI-CRT não seja identificado pelos modelos teóricos. Os resultados de rolagem, por sua vez, são correspondidos apenas para o modelo de 3DOF que acompanha o formato do modelo do VI-CRT, mas com divergências significativas no pico de mínimo da taxa de rolagem e na convergência final do ângulo de rolagem que pode ser justificada pela baixa correspondência de parâmetros constantes de rigidez e amortecimento a rolagem com o modelo do VI-CRT que considera diversos efeitos e variações da suspensão.

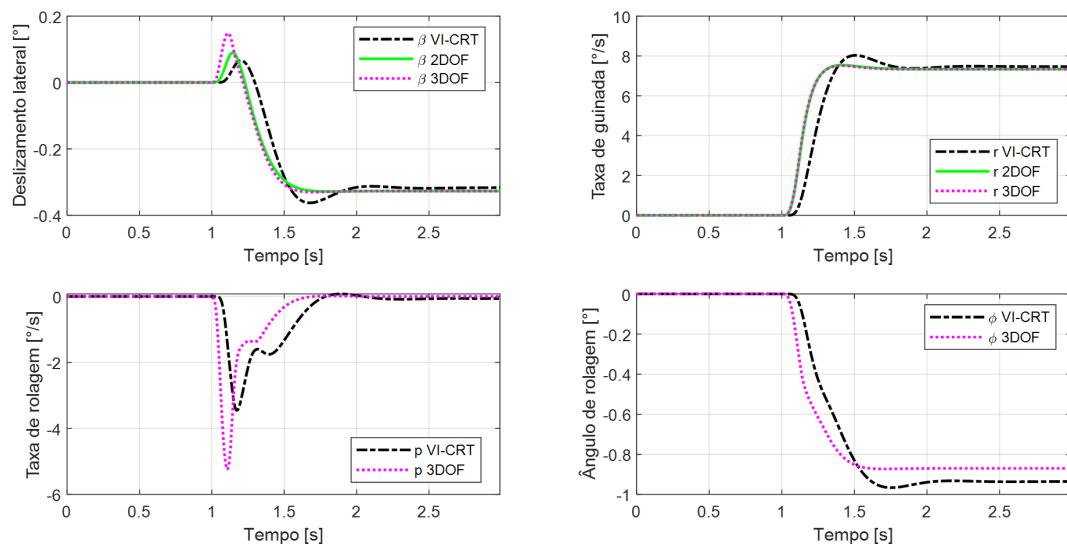


Figura 25 – Evolução no tempo das variáveis de estado para o esterçamento degrau em velocidade constante.

A evolução das forças geradas nos pneus mostrada na Figura (26) é outro quesito relevante para avaliação dos modelos. É importante destacar que para o modelo teórico de bicicleta há apenas uma curva para cada eixo do veículo, enquanto que o *VI-CarRealTime* fornece a resposta em cada um dos pneus, por isso, o valor a ser correlacionado é correspondente ao somatório das forças de ambos os lados para cada eixo. Para os modelos de 2DOF e 3DOF, apenas as forças laterais são obtidas e como já visto para as variáveis de estado, a resposta aparece antecipada em relação ao VI-CRT e não é captado o *overshoot* ao atingir o máximo esterçamento. Vale inferir o *overshoot* inicial na força lateral traseira rastreado apenas pelo modelo teórico de 3DOF e pelo VI-CRT, o que sugere um efeito

caracterizado pela inclusão da dinâmica de rolagem no modelo.

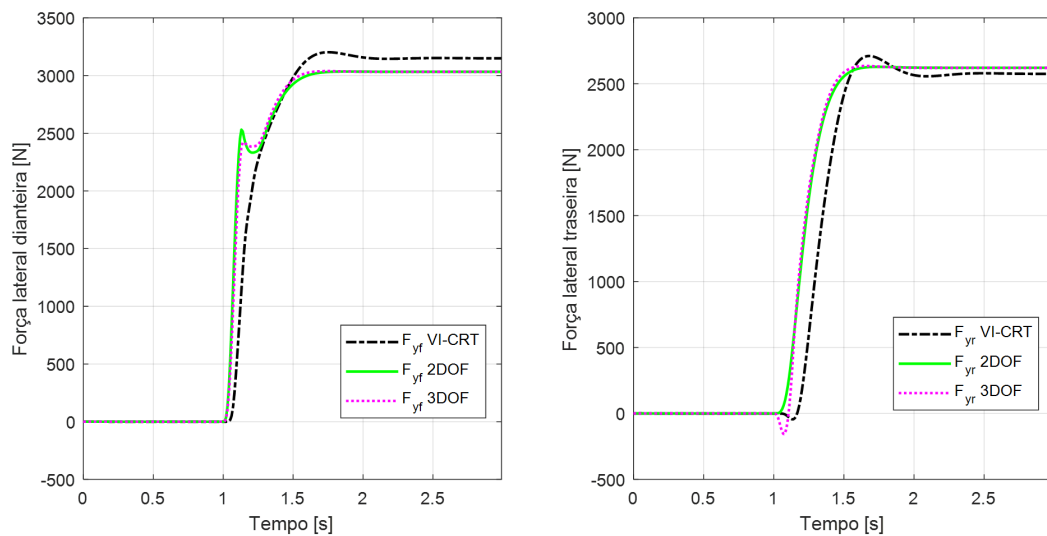


Figura 26 – Evolução no tempo das forças geradas nos pneus para o esterçamento degrau em velocidade constante.

Ao incluir a dinâmica longitudinal e das rodas, tem-se o modelo de 6 graus de liberdade (6DOF) que, por sua vez, é modelado com e sem a inclusão do transiente dos ângulos de deriva dianteiro e traseiro dos pneus para comparação dos resultados. Inicialmente, observa-se a correlação entre as velocidades longitudinal do veículo e linear por eixo com a Figura (27), onde já é possível verificar uma importante divergência da velocidade do veículo que tende a divergir mais ao longo do esterçamento e a consideração de um deslizamento longitudinal inicial de cerca de 12,5% resultante do modelo do VI-CRT que ainda se mantém devido à diferença visível entre a velocidade do veículo e das rodas.

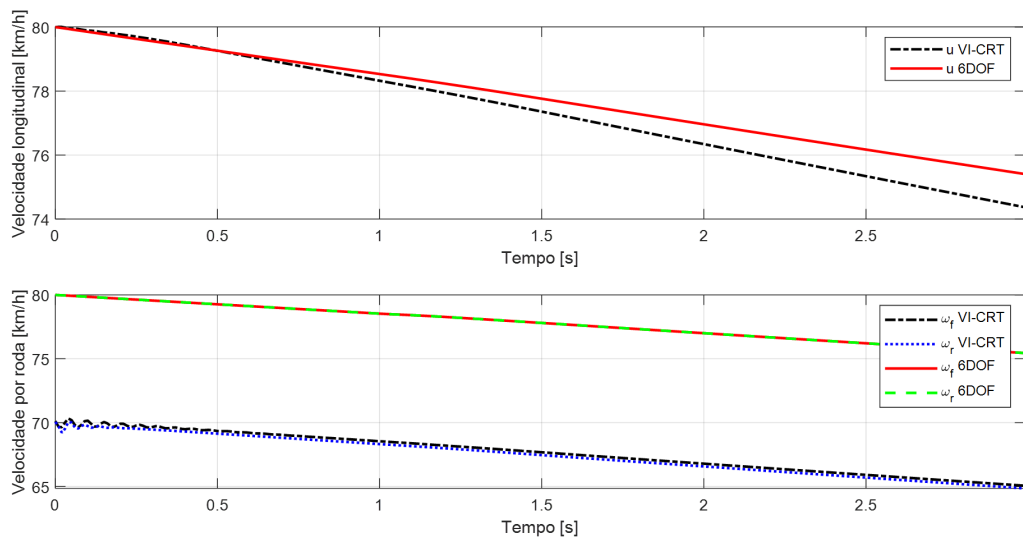


Figura 27 – Evolução das velocidades longitudinal do veículo e linear das rodas para o esterçamento degrau.

Em sequência, com os resultados correspondentes aos modelos de 6DOF e a referência do VI-CRT, o comportamento das variáveis de estado é apresentado na Figura (28). Analogamente aos modelos teóricos de 2DOF e 3DOF, a resposta antecipada é verificada para todos os sinais do modelo de 6DOF em relação ao VI-CRT. Devido à diferença da resposta de velocidade longitudinal do veículo entre os modelos teóricos com o do VI-CRT, já era esperada a baixa correlação do deslizamento lateral por estarem diretamente relacionados. Por outro lado, a inclusão do transiente no modelo de 6DOF foi capaz de aproximar o formato dos sinais com o modelo do VI-CRT, notada principalmente pela captação do *overshoot* de todas as variáveis de estado ao atingir o valor final de esterçamento.

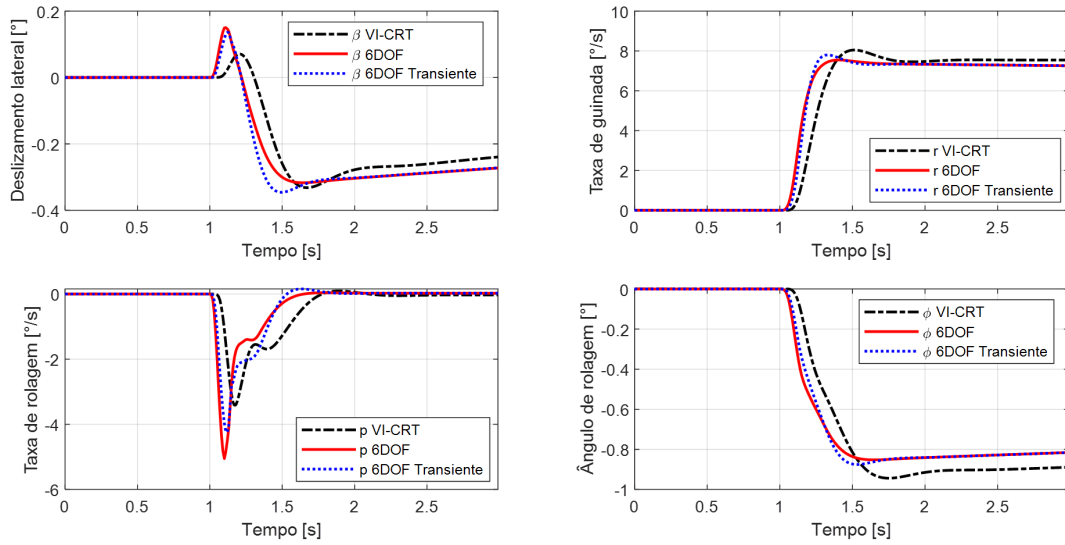


Figura 28 – Evolução no tempo das variáveis de estado para o esterçamento degrau.

Por fim, o acompanhamento das forças geradas nos pneus, como mostrado na Figura (29), apresentou baixa correlação para as forças longitudinais assim como esperado uma vez que o deslizamento longitudinal inicial do modelo VI-CRT se manteve significativo durante a manobra sugerindo a constância no valor da força longitudinal como é visto no gráfico, enquanto que para os modelos de 6DOF o baixo deslizamento longitudinal especialmente no eixo traseiro de tração praticamente anulou a geração de força longitudinal. Por outro lado, apesar da resposta adiantada, as forças laterais geradas nos pneus foram bem correlacionadas, principalmente pelo modelo de 6DOF com transiente dos ângulos de deriva que captou o *overshoot* das forças ao atingir o esterçamento final.

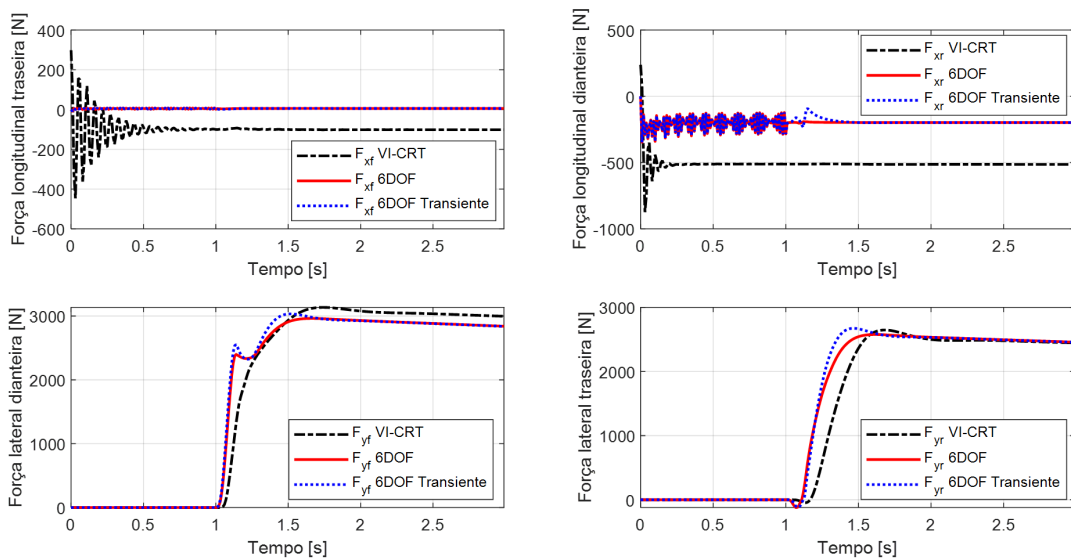


Figura 29 – Evolução no tempo da força gerada nos pneus para o esterçamento degrau.



### 4.3 Esterçamento senoidal de frequência variável (*swept-sine steer*)

O esterçamento senoidal com variação de frequência entre os intervalos de 0,2 Hz a 3 Hz com velocidade constante tem seus resultados das variáveis de estado para os modelos veiculares de 2 e 3 graus de liberdade (2DOF e 3DOF) apresentados na Figura (30). A correlação para esta manobra com o modelo do *VI-CarRealTime* (VI-CRT) foi bastante satisfatória, pois, apesar da antecipação da resposta dos modelos teóricos também verificada, as amplitudes e os períodos dos sinais ficaram próximos, além do compromisso de suas variações ao longo do tempo. Vale destacar para o deslizamento lateral que, enquanto a amplitude do modelo de 2DOF tende a se manter constante, a amplitude do modelo 3DOF aumenta ao longo do tempo e acompanha mais o resultado do modelo do VI-CRT, isto devido ao impacto da dinâmica de rolagem.

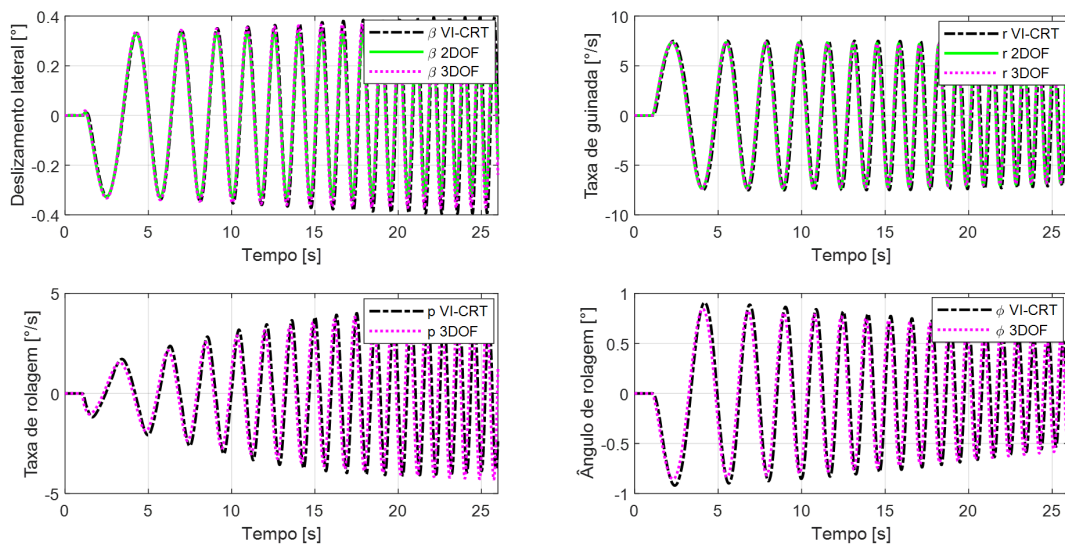


Figura 30 – Evolução no tempo das variáveis de estado para o esterçamento senoidal com variação de frequência de 0,2 Hz a 3 Hz em velocidade constante.

A evolução das forças laterais geradas nos pneus mostrada na Figura (31) reforça ainda mais a qualidade da correlação com destaque para a pequena diferença de amplitude entre os modelos de 2DOF e 3DOF na geração de força lateral na traseira diretamente relacionada à divergência dos deslizamentos laterais desses modelos uma vez que o eixo traseiro possui maior impacto no comportamento desta variável de estado.

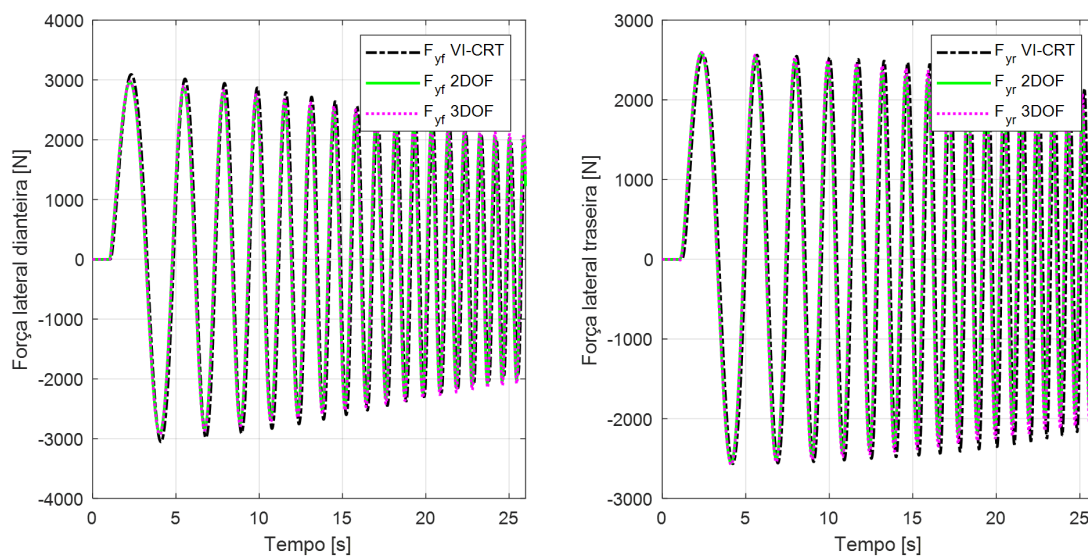


Figura 31 – Evolução no tempo da força gerada nos pneus para o esterçamento senoidal com variação de frequência de 0,2 Hz a 3 Hz em velocidade constante.

A análise da dinâmica longitudinal e das rodas do modelo de 6 graus de liberdade (6DOF) com e sem o transiente dos ângulos de deriva dos pneus se inicia pela análise do gráfico das velocidades longitudinais do veículo e lineares das rodas por eixo mostradas na Figura (32). Por ser uma manobra mais longa, a queda da velocidade chega ao valor final menor que a metade do valor inicial para o modelo do VI-CRT, porém os modelos de 6DOF perdem velocidade com menor variação e, conseqüentemente, os resultados divergem ainda mais daqueles do modelo VI-CRT com o tempo.

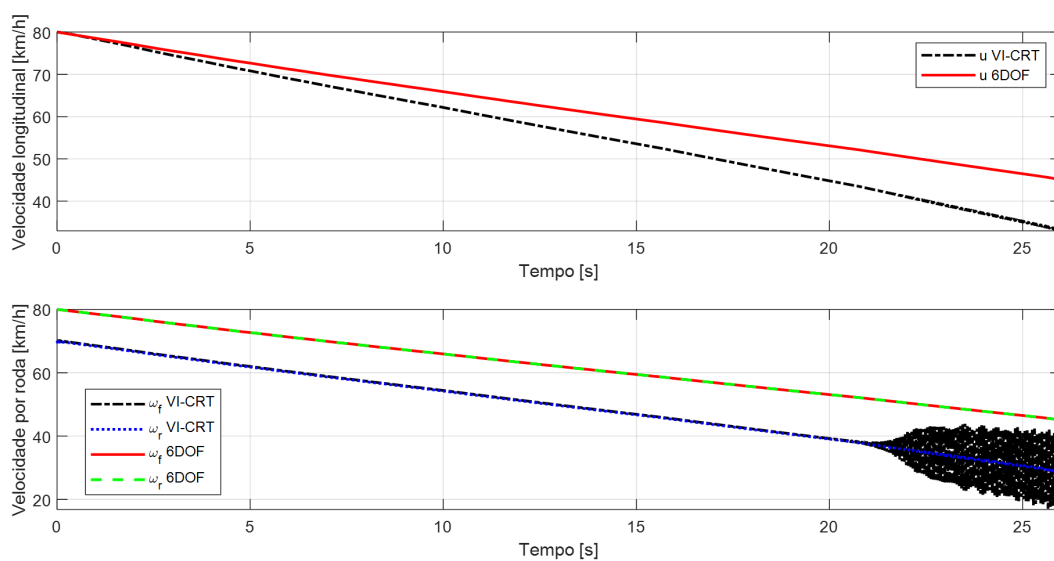


Figura 32 – Velocidades longitudinais do veículo e lineares das rodas para o esterçamento.

O comportamento das variáveis de estado mostrado na Figura (33) já evidencia o grande impacto da divergência das velocidades longitudinal na correlação do ângulo de deslizamento lateral. Por outro lado, as demais variáveis de estado foram bem correlacionadas sem grandes destaques para o modelo teórico com o transiente, apenas uma pequena diferença de amplitude a mais do que o modelo sem o transiente nos sinais de rolagem.

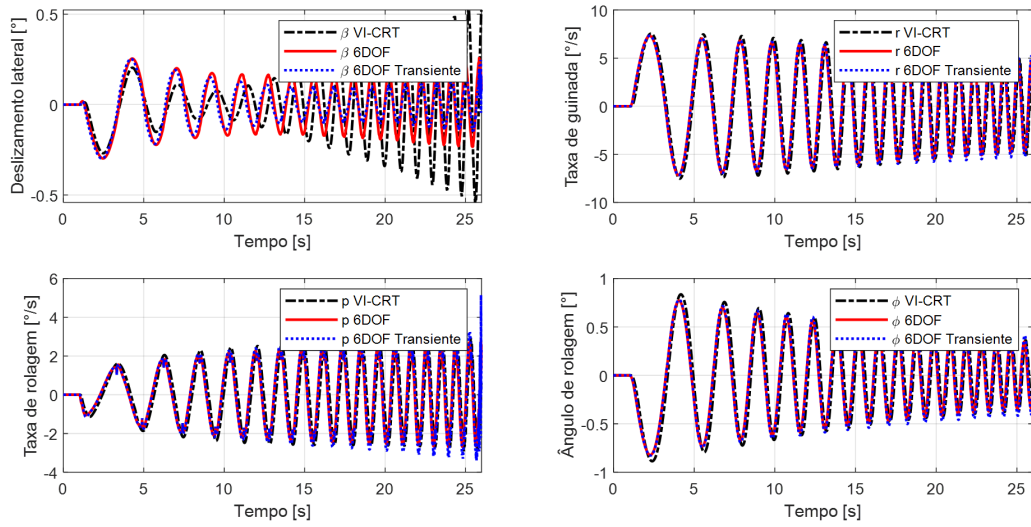


Figura 33 – Variáveis de estado para o esterçamento senoidal com variação de frequência de 0,2 Hz a 3 Hz.

Por fim, o acompanhamento das forças geradas nos pneus mostrado na Figura (34), apresentou baixa correlação para as forças longitudinais devido às mesmas condições do esterçamento degrau. Nota-se que para as forças longitudinais, o formato do VI-CRT é bem acompanhado pelo modelo sem transiente de 6DOF, e ainda ocorre o surgimento de grandes ruídos nos últimos segundos da análise. Por outro lado, as forças laterais geradas nos pneus foram bem correlacionadas, entretanto, o modelo de 6DOF com o transiente dos ângulos de deriva apresentou um pior acompanhamento da amplitude do sinal do modelo VI-CRT do que sua resposta sem o transiente.

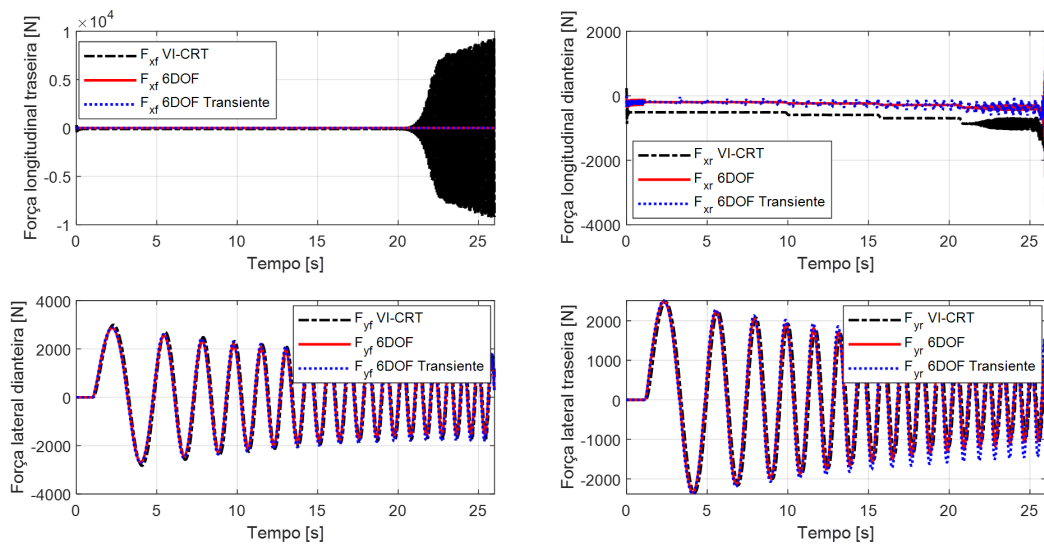


Figura 34 – Evolução no tempo da força gerada nos pneus para o esterçamento senoidal com variação de frequência de 0,2 Hz a 3 Hz.

#### 4.4 Manobras *J-Turn* e *Fishhook*

Para análise das manobras *J-Turn* e *Fishhook* apenas o modelo teórico de 6 graus de liberdade (6DOF) é simulado, visto que os procedimentos normatizados para estas manobras requerem a dinâmica longitudinal modelada. Assim, os primeiros resultados dados pelas velocidades longitudinal do veículo e linear por eixo são mostrados na Figura (35) para ambas as manobras, e já evidenciam a grande perda de velocidade no desenvolvimento delas mal acompanhada pelo modelo de 6DOF apesar de o formato do sinal ter se aproximado.

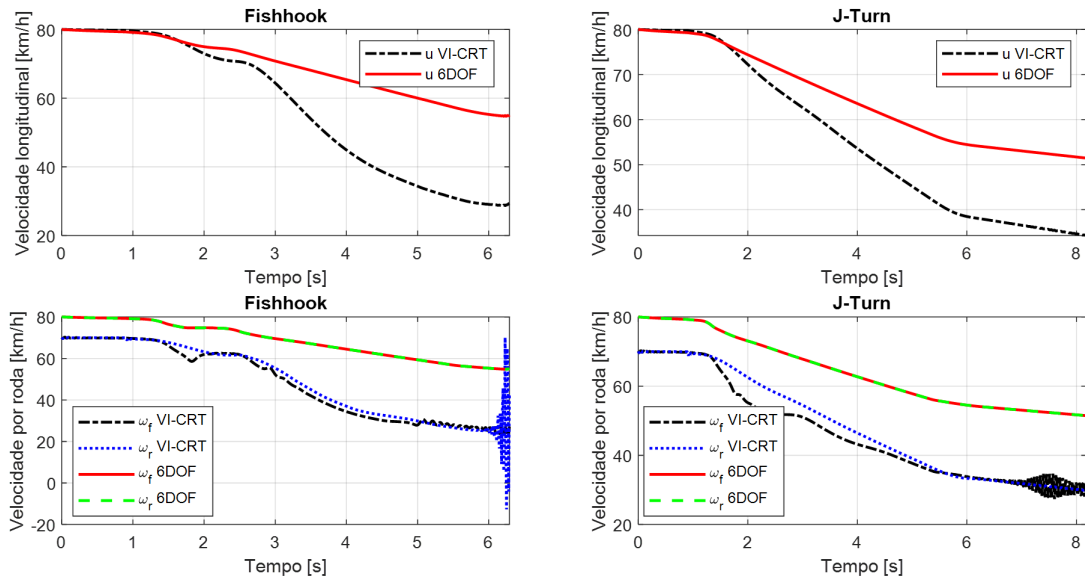


Figura 35 – Evolução no tempo das velocidades longitudinal do veículo e linear das rodas para as manobras *Fishhook* e *J-Turn*.

O comportamento das variáveis de estado para a manobra *J-Turn* mostrado na Figura (36) já evidencia os impactos da divergência das velocidades longitudinal na correlação tanto do ângulo de deslizamento lateral quanto da taxa de guinada. Por outro lado, as variáveis de estado de rolagem foram bem correlacionadas, ainda com a boa captação dos *overshoots* pelo modelo transiente ao fim dos movimentos de esterçamento.

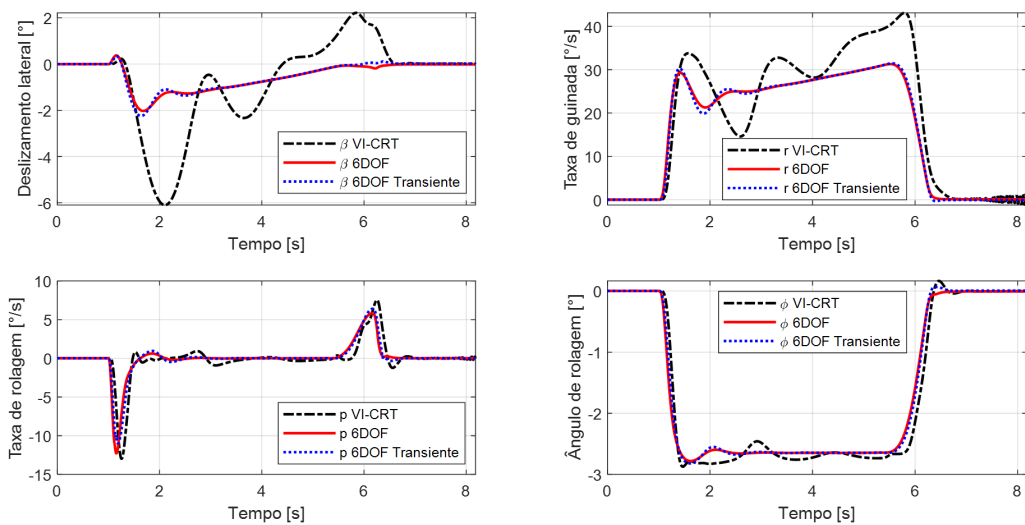


Figura 36 – Evolução no tempo variáveis de estado para a manobra *J-Turn*.

De forma semelhante, para a manobra *Fishhook*, as variáveis de estado mostradas na Figura (37) revelaram menos correlação ainda, especialmente com as amplitudes e

o formato dos sinais de ângulo de deslizamento lateral e taxa de guinada, além de não captar variações significativas das variáveis de rolagem durante a manobra.

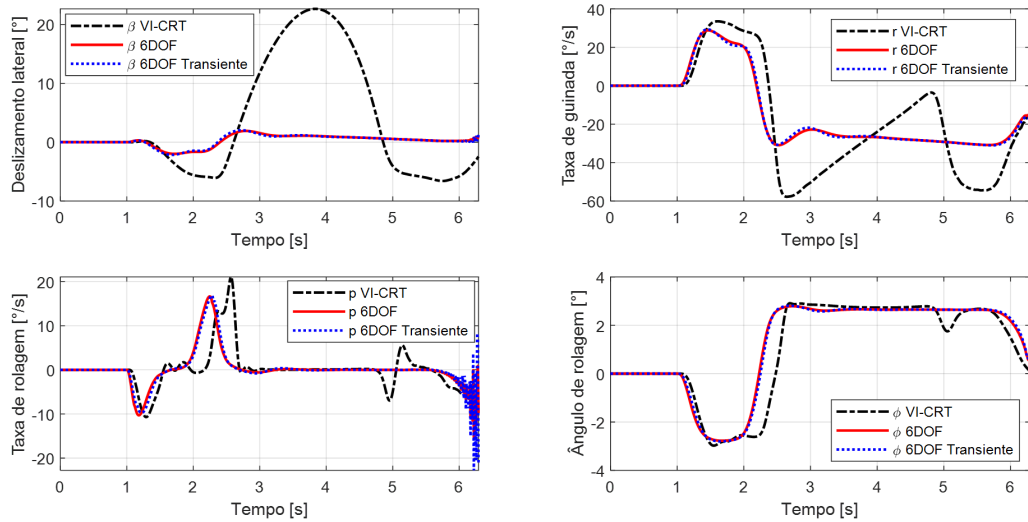


Figura 37 – Evolução no tempo das variáveis de estado para a manobra *Fishhook*.

Ao avaliar as forças geradas nos pneus mostradas na Figura (38) para a manobra *J-Turn*, é possível verificar a divergência das forças longitudinais que impactam principalmente no ângulo de deslizamento lateral. Contudo, as forças laterais se mostraram próximas embora o formato devido a variações de amplitude notadas para o modelo do VI-CRT tenha diferenças com o modelo de 6DOF.

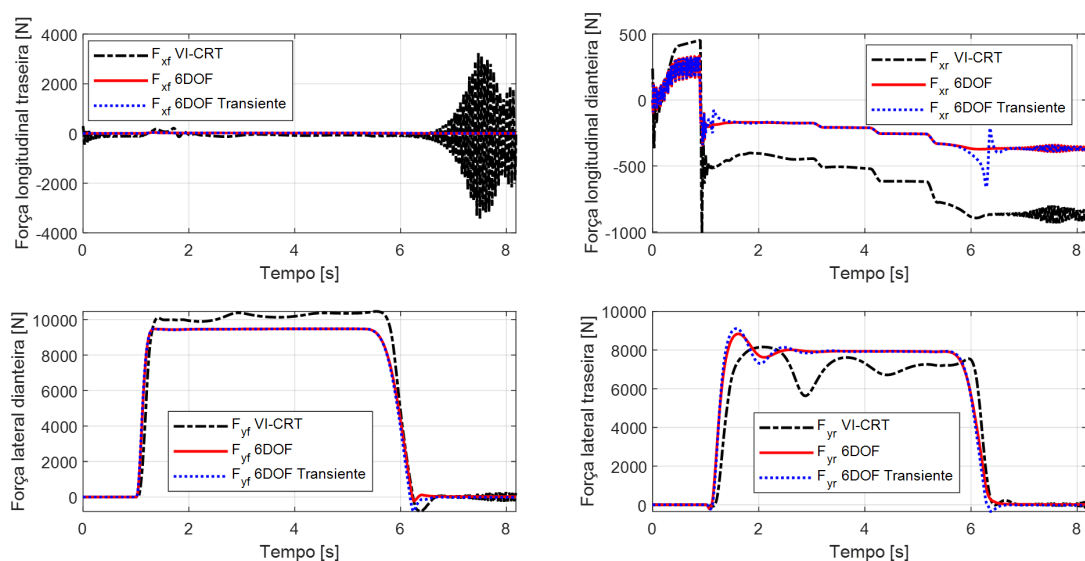


Figura 38 – Evolução no tempo na força gerada nos pneus para a manobra *J-Turn*.

Por último, as forças geradas nos pneus para a manobra *Fishhook* são apresentadas

na Figura (39) e justificam a baixa correlação em função de variações de amplitudes das forças durante a manobra não captadas pelo modelo teórico.

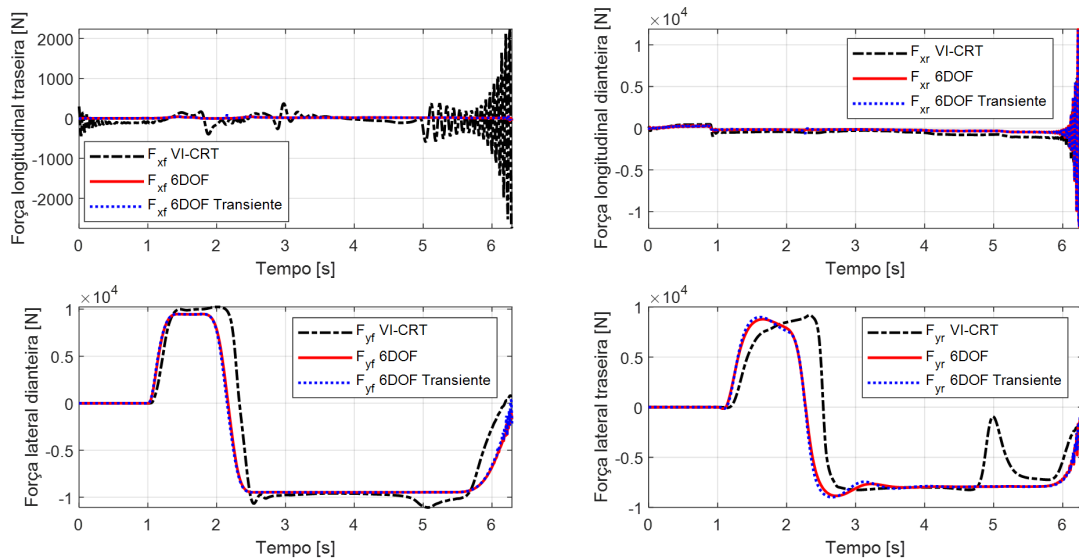


Figura 39 – Evolução no tempo da força gerada nos pneus para a manobra *Fishhook*.

Contudo, o maior impacto para as manobras analisadas não correlacionarem está na divergência entre as velocidades do veículo e das rodas representadas no modelo VI-CRT e que favorece a geração de força longitudinal devido ao deslizamento dos pneus. Outro efeito também relevante para essa geração de forças é a transferência de carga não implementada nos modelos teóricos.

## 5 Conclusões

A dinâmica lateral analisada através do modelo bicicleta é amplamente estudada na literatura, especialmente quando há o interesse de implementar um sistema de controle de estabilidade. No presente trabalho, as respostas dinâmicas dos modelos veiculares teóricos são consistentes fisicamente embora não tenham se correlacionado satisfatoriamente em todas as manobras testadas com o modelo mais sofisticado do *VI-CarRealTime* (VI-CRT). As manobras selecionadas, por sua vez, provem de testes padronizados de veículos que investigam a manobrabilidade e a resistência ao capotamento. Já os modelos equacionados para 2, 3 e 6 graus de liberdade são interessantes para avaliar as diferenças das respostas com a inclusão de novas dinâmicas e termos combinados, além de analisar a sensibilidade dos parâmetros, exemplificada pelo ajuste de  $K_\phi$  e  $C_\phi$  realizado para o acoplamento da dinâmica de rolagem.

Os resultados para o esterçamento de grau obteve ótimas correlações com os modelos teóricos, em que se destaca o início antecipado de todas as respostas e o melhor acompanhamento da forma do sinal para o modelo de 6DOF com o transiente do deslizamento comparado ao VI-CRT. A correlação também obteve sucesso para o esterçamento senoidal com variação de frequência, com exceção do ângulo de deslizamento lateral para o modelo de 6DOF, pois o pouco comprometimento com a dinâmica longitudinal impactou, principalmente, nas respostas de velocidade e forças longitudinais. Semelhantemente, para as manobras *J-Turn* e *Fishhook*, executadas sem aceleração durante o esterçamento, a velocidade longitudinal diminuiu significativamente, característica mal captada pelo modelo 6DOF em relação ao VI-CRT o que provocou, conseqüentemente, a fraca correlação das variáveis de deslizamento lateral e taxa de guinada, entretanto, ainda houve uma grande similaridade dos sinais das variáveis de rolagem.

Em geral, os modelos se destacaram pela correlação bem sucedida das variáveis de rolagem e das forças laterais geradas nos pneus, fato que atesta a boa qualidade destes apesar de suas limitações. Estas limitações devido às próprias considerações adotadas para os modelos que podem provocar efeitos importantes na dinâmica, como a transferência de carga e a não linearidade dos elementos de suspensão. A significância do modelo de pneus, por exemplo, foi atestada especialmente através da implementação do transiente dos ângulos de deriva que melhorou a compatibilidade entre os sinais dos modelos de 6DOF e do VI-CRT.

Em trabalhos futuros, sugere-se o aprimoramento dos modelos teóricos para correlação das forças geradas nos pneus e acerto da dinâmica longitudinal. Ainda é possível incluir efeitos cinéticos da suspensão e trabalhar um modelo de veículo com quatro ro-



das adotando a transferência de carga dos eixos. Enfim, a modelagem pode também ser comparada com dados a partir de testes com o veículo real em paralelo a um software de dinâmica veicular de modo a validar o modelo teórico e identificar limitações.

A equipe de projeto ESC-SIM trabalha em diversas frentes de estudo para desenvolvimento de sistema de controle de estabilidade robusto, portanto, incentiva a implementação de modelos teóricos de veículos e de pneus para testagem e calibração do sistema. Desta forma, a correlação dos modelos teóricos com o modelo *VI-CarRealTime* propiciará o ajuste e a sintonização do controlador desenvolvido que, posteriormente, pode ser empregado no *VI-CarRealTime* e testado em simulador automotivo com intenção de avaliar fatores de condução por um motorista humano e validar a proximidade dos modelos teóricos com o veículo real.

# Referências

- ATTIA, R.; ORJUELA, R.; BASSET, M. Combined longitudinal and lateral control for automated vehicle guidance. **Vehicle System Dynamics, Taylor Francis**, 2014. Citado 3 vezes nas páginas 24, 33 e 45.
- AZADI, S.; KAZEMI, R.; NEDAMANI, H. **Vehicle Dynamics and Control: Advanced Methodologies**. [S.l.: s.n.]: Elsevier Science, 2021. Citado na página 17.
- BALKWILL, J. **Performance Vehicle Dynamics: Engineering and Applications**. [S.l.: s.n.]: Elsevier Science, 2017. Citado 3 vezes nas páginas 8, 18 e 30.
- BOREANAZ, G. Stellantis - the new approach on vehicle dynamics development. **VI-grade 2021 ZERO PROTOTYPES Summit**, 2021. Citado 2 vezes nas páginas 8 e 18.
- CAO, J. *et al.* Study on integrated control of vehicle yaw and rollover stability using nonlinear prediction model. **Mathematical Problems in Engineering**, 2013. Citado na página 24.
- CHEN, L. *et al.* Lateral stability control of four-wheel-drive electric vehicle based on coordinated control of torque distribution and esp differential braking. **Actuators**, College of Engineering, Anhui Agricultural University, China, 2021. Citado 2 vezes nas páginas 23 e 39.
- DEPARTAMENTO NACIONAL DE INFRAESTRUTURA DE TRANSPORTES. **Acidentes de trânsito: a colisão é mais do que você imagina**. [S.l.], 2020. (Acessado em 18/09/2021). Citado na página 16.
- EMIRLER, M. *et al.* Vehicle dynamics modelling and validation for hardware-in-the-loop testing of electronic stability control. **Int. J. Vehicle Design**, 2016. Citado 2 vezes nas páginas 21 e 40.
- GENTA, G.; MORELLO, L. **The Automotive Chassis: Volume 1: Components Design**. [S.l.: s.n.]: Springer International Publishing, 2019. (Mechanical Engineering Series). Citado 3 vezes nas páginas 8, 34 e 38.
- GILLESPIE, T. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. [S.l.: s.n.]: Society of Automotive Engineers, 1992. (Premiere Series Bks). Citado 2 vezes nas páginas 30 e 37.
- HEXAGON. **Adams 2021.2 - Online Help (HTML)**. [S.l.], 2022. (Acessado em 02/05/2022). Citado na página 36.
- JAZAR, R. **Vehicle Dynamics**. [S.l.: s.n.]: Springer, 2008. Citado 2 vezes nas páginas 8 e 29.
- LI, L. *et al.* A three-dimensional dynamics control framework of vehicle lateral stability and rollover prevention via active braking with mpc. **IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRIAL ELECTRONICS**, 2016. Citado 4 vezes nas páginas 24, 33, 37 e 46.

LU, D. *et al.* Development and validation of electronic stability control system algorithm based on tire force observation. **Applied Sciences**, 2020. Citado na página 24.

MAGALHÃES, Z. R. Vehicle stability controller based on model predictive control. Brasília, DF, Brasil, 2020. Citado 4 vezes nas páginas 23, 24, 38 e 39.

MASTINU, G. *et al.* Straight running stability of automobiles: experiments with a driving simulator. **Springer Nature B.V.**, 2020. Citado 4 vezes nas páginas 8, 21, 22 e 40.

MENDES, A. de S. *et al.* Vehicle dynamics - lateral: Open source simulation package for matlab. **SAE Technical Paper**, 2016. Citado na página 24.

MOLER, C. Ordinary differential equation solvers ode23 and ode45. **MathWorks Blogs**, 2014. Citado na página 28.

MONTANI, M.; CAPITANI, R.; ANNICCHIARICO, C. Performance review of three car integrated abs types: Development of a tire independent wheel speed control. **Energies**, 2020. Citado na página 24.

NAH, J.; YIM, S. Optimization of control allocation with esc, afs, ars and tvd in integrated chassis control. **Journal of Mechanical Science and Technology**, 2019. Citado na página 24.

NASCIMENTO, F. S. Análise de controlador aplicado a sistema de controle de estabilidade veicular. Brasília, DF, Brasil, 2021. Citado na página 25.

NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. **Public Workshop on Dynamic Rollover and Handling Test Techniques**. [S.l.], 2003. Citado 2 vezes nas páginas 49 e 50.

NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. **Estimating Lives Saved by Electronic Stability Control, 2011–2015**. [S.l.], 2017. Citado na página 19.

OGATA, K. **Engenharia de controle moderno**. [S.l.: s.n.]: Pearson Prentice Hall, 2011. Citado 6 vezes nas páginas 8, 17, 25, 26, 27 e 28.

PACEJKA, H. **Tire and Vehicle Dynamics**. [S.l.: s.n.]: Butterworth-Heinemann, 2012. Citado 3 vezes nas páginas 22, 32 e 35.

PAUWELUSSEN, J. **Essentials of Vehicle Dynamics**. [S.l.: s.n.]: Elsevier Science, 2014. Citado 3 vezes nas páginas 8, 22 e 35.

PORTAL DO TRÂNSITO E MOBILIDADE. **Em 2020, 80 pessoas morreram por dia em consequência de acidente de trânsito no país**. [S.l.], 2020. (Acessado em 18/09/2021). Citado na página 16.

RAJAMANI, R. **Vehicle Dynamics and Control**. [S.l.: s.n.]: Springer US, 2011. Citado 2 vezes nas páginas 17 e 38.

REGISTRO NACIONAL DE ACIDENTES E ESTATÍSTICAS DE TRÂNSITO. **RENAEST: Panorama dos Acidentes**. [S.l.], 2022. (Acessado em 04/05/2022). Citado 2 vezes nas páginas 8 e 16.

- RESTREPO, E. *et al.* Historical penetration patterns of automobile electronic control systems and implications for critical raw materials recycling. **Resources**, 2019. Citado 3 vezes nas páginas 8, 22 e 23.
- REVISTA QUATRORODAS, ABRIL MiDIA S A. **O significado das siglas de segurança do seu carro**. [S.l.], 2012. (Acessado em 18/09/2021). Citado 2 vezes nas páginas 8 e 17.
- RILL, G.; CASTRO, A. **Road Vehicle Dynamics: Fundamentals and Modeling with MATLAB (R)**. [S.l.: s.n.]: Taylor & Francis Limited, 2022. (Ground Vehicle Engineering). Citado 3 vezes nas páginas 8, 38 e 39.
- SAE INTERNATIONAL. **SAE J670: Vehicle dynamics terminology**. [S.l.], 2008. Citado na página 29.
- SCHOFIELD, B. Model-based vehicle dynamics control for active safety. 2008. Citado na página 32.
- SCHUETTE, H.; WAELTERMANN, P. Hardware-in-the-loop testing of vehicle dynamics controllers - a technical survey. **SAE International**, 2005. Citado na página 24.
- SONDHI, E.; PERINCILOLO, P. Model based handling analyses. Estocolmo, Suécia, 2018. Citado 2 vezes nas páginas 47 e 48.
- ULSOY, A.; PENG, H.; CAKMAKCI, M. **Automotive Control Systems**. [S.l.: s.n.], 2012. ISBN 9780511844577. Citado 4 vezes nas páginas 16, 26, 29 e 31.
- VI-GRADE GMBH. **VI-CarRealTime 20.3 Documentation**. Darmstadt, Alemanha, 2021. Citado 3 vezes nas páginas 8, 25 e 40.
- WONG, J. **Theory of Ground Vehicles**. [S.l.: s.n.]: Wiley, 2001. Citado 3 vezes nas páginas 8, 36 e 37.
- XU, D. *et al.* Robust control with uncertain disturbances for vehicle drift motions. **Applied Sciences**, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, 2021. Citado na página 32.
- YIM, S. Unified chassis control with electronic stability control and active front steering for under-steer prevention. **International Journal of Automotive Technology**, 2015. Citado na página 24.
- ZHANG, J. *et al.* Active front steering-based electronic stability control for steer-by-wire vehicles via terminal sliding mode and extreme learning machine. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, 2020. Citado na página 23.