

JOÃO PEDRO ALMEIDA VIANNA

**CONTROLE DE ESTABILIDADE PARA
VEÍCULOS COM MOTORES IN-WHEEL**

São Paulo
2019

JOÃO PEDRO ALMEIDA VIANNA

**CONTROLE DE ESTABILIDADE PARA
VEÍCULOS COM MOTORES IN-WHEEL**

Trabalho apresentado à Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo para ob-
tenção do Título de Engenheiro Engenharia
Mecatrônica.

São Paulo
2019

JOÃO PEDRO ALMEIDA VIANNA

**CONTROLE DE ESTABILIDADE PARA
VEÍCULOS COM MOTORES IN-WHEEL**

Trabalho apresentado à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do Título de Engenheiro Engenharia Mecatrônica.

Área de Concentração:

Dinâmica Veicular

Orientador:

Prof. Dr. Roberto Spinola

São Paulo
2019

AGRADECIMENTOS

Agradeço imensamente ao Prof. Dr. Roberto Spinola, que me proporcionou a oportunidade e o direcionamento para fazer um trabalho na área mais bela da engenharia automotiva, assim como aos meus professores do departamento de Mecatrônica durante todo o curso na Escola Politécnica. Agradeço à minha família pela ajuda em todos os momentos e por serem a base de todo meu sucesso. Sou grato também aos meus amigos e colegas que me apoiaram durante toda a trajetória na universidade.

RESUMO

Este trabalho consiste no desenvolvimento de um modelo de dinâmica veicular de um veículo elétrico com motores independentes posicionados nas rodas e na análise de um controle de binário de tração ("Torque Vectoring") com objetivo de tornar o carro mais ágil e estável. O modelo foi desenvolvido de forma analítica a partir das equações de movimento e implementado no Matlab. O controle consiste em um controlador PD com ganhos variáveis com a velocidade. A análise foi feita baseada nas manobras de entrada degrau, rampa, senoidal e na manobra de raio constante. O controlador é analisado em relação à sua performance em transiente e estacionária.

Palavras-Chave – Torque-vectoring, dinâmica veicular, motores elétricos, in-wheel, velocidade de guinada.

ABSTRACT

This work consists in the development of a 14 degree-of-freedom vehicle dynamics model of an electric vehicle with in-wheel motors and the analysis of a yaw rate controller. The overall goal was to make the vehicle more stable and responsive. It is an analytical model, developed from the equations of motion and implemented in Matlab. The control consists of a PD controller with gain scheduling with speed. The analysis was based on step steer, ramp steer, sinus steer and constant radius cornering maneuvers. The controller is then analysed with respect to its performance in transient and stationary conditions.

Keywords – Torque-vectoring, vehicle dynamics, electric motors, in-wheel, yaw rate.

LISTA DE FIGURAS

1	Fluxo de trabalho	17
2	Tipos de Motores Elétricos (adaptado de [1])	19
3	Configuração dos Motores nas rodas ("in-wheels") (esquerda: transmissão indireta, direita: transmissão direta) de [2]	20
4	Sistema Michelin Active Wheel Drive (adaptado de [2])	22
5	Eixos de referência do veículo	23
6	Ângulo de escorregamento do veículo β	24
7	Força de frenagem vs. escorregamento longitudinal. Fonte: [3]	25
8	Força lateral vs. escorregamento lateral (esq.) e definição do ângulo de escorregamento (dir.). Fonte: [3]	26
9	Sensibilidade à carga vertical do pneu. Fonte: [4]	27
10	Círculo de fricção. Fonte: [5]	28
11	Modelo bicicleta. Fonte: [3]	29
12	Variação do ângulo de esterçamento com a velocidade. Fonte: [3]	32
13	Ganho de velocidade de guinada vs. velocidade em estado estacionário. Fonte: [3]	33
14	Razão de esterçamento variável. Fonte: [6]	37
15	Arquitetura de controle de binário de tração ("torque vectoring") em um veículo elétrico com motores nas rodas traseiras. Fonte: [7]	38
16	Efeitos do "controle de binário de tração ("torque vectoring")" nas características de subesterçamento do veículo. Fonte: [8]	41
17	Esquema de controle baseado em velocidade de guinada	42
18	Exemplo de arquitetura de controlador. Fonte:[9]	43
19	Máximo β vs. velocidade longitudinal. Fonte: [10]	46

20	Esquema do modelo mecânico da suspensão e diagrama de corpo livre (força peso não desenhada) - Fonte: elaborado pelo autor	54
21	Diagrama de corpo livre da roda (força peso não desenhada) - Fonte: Patil	55
22	Diagrama da velocidade na roda para cálculo do deslizamento longitudinal - Fonte: adaptado de [11]	57
23	Gráfico de força lateral F_y pelo escorregamento lateral α para diversos valores de carga vertical F_z do modelo de pneu adotado	58
24	Gráfico de força longitudinal F_x pelo deslizamento longitudinal λ para diversos valores de carga vertical F_z do modelo de pneu adotado	58
25	Gráfico de força lateral F_y pelo escorregamento lateral α para diversos valores de deslizamento longitudinal λ	59
26	Gráfico de força longitudinal F_x pelo deslizamento longitudinal λ para diversos valores de escorregamento lateral α	59
27	Emrax 208 torque e power vs. velocidade	61
28	Mapa de eficiência para o motor Emrax 208	62
29	Diagrama do controle de velocidade Longitudinal	63
30	Ganhos do controlador vs. velocidade do veículo	66
31	Diagrama de bloco para o controlador	68
32	Frame do vídeo feito para análise dos resultados	70
33	Trajatória do Veículo - Step Steer a $V = 30$ km/h	74
34	Aceleração do Veículo - Step Steer a $V = 30$ km/h	74
35	Velocidade de Guinada do Veículo - Step Steer a $V = 30$ km/h	75
36	Forças do Pneu - Step Steer a $V = 30$ km/h	75
37	Trajatória - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 0.5$ deg	76
38	Acelerações - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 0.5$ deg	77
39	Forças verticais - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 0.5$ deg	77
40	Velocidade de Guinada - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 0.5$ deg	78

41	Deslizamento Longitudinal das Rodas - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 0.5$ deg	78
42	Velocidade de Guinada - Com Controle - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 0.5$ deg	79
43	Acelerações - Com Controle - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 0.5$ deg . . .	80
44	Comparação de Trajetórias - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 0.5$ deg . . .	81
45	Deslizamento Longitudinal - Com Controle - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 0.5$ deg	81
46	Velocidade Angular das Rodas - Com Controle - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 0.5$ deg	82
47	Comparação Velocidade de Guinada - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 0.5$ deg	82
48	Trajectoria - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 1.5$ deg	83
49	Acelerações - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 1.5$ deg	83
50	Velocidade de Guinada - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 1.5$ deg	84
51	Comparação de Trajetória - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 1.5$ deg	85
52	Comparação de Velocidade de Guinada - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 1.5$ deg	85
53	Velocidade de Guinada - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 1.5$ deg	86
54	Deslizamento Longitudinal - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 1.5$ deg	86
55	Comparação de Trajetórias - Step Steer a $V = 120$ km/h e $\delta = 0.5$ deg . . .	87
56	Comparação Velocidade de Guinada - Step Steer a $V = 120$ km/h e $\delta = 0.5$ deg	88
57	Comparação Acelerações - Step Steer a $V = 120$ km/h e $\delta = 0.5$ deg	88
58	Comparação Acelerações - Step Steer a $V = 120$ km/h e $\delta = 1.5$ deg	89
59	Comparação Velocidade de Guinada - Step Steer a $V = 120$ km/h e $\delta = 1.5$ deg	89
60	Comparação Trajetória - Step Steer a $V = 120$ km/h e $\delta = 1.5$ deg	90
61	Velocidade de Guinada - Step Steer a $V = 120$ km/h e $\delta = 1.5$ deg	90

62	Input de Esterçamento - Entrada em Rampa a $V = 90$ km/h	92
63	Esterçamento vs Aceleração Lateral - Entrada em Rampa a $V = 90$ km/h .	92
64	Comparação Esterçamento vs Aceleração Lateral - Entrada em Rampa a $V = 90$ km/h	93
65	Velocidade de Guinada - Entrada em Rampa a $V = 90$ km/h	93
66	Velocidade de Guinada - Entrada em Rampa a $V = 90$ km/h	94
67	Esterçamento vs. Velocidade de Guinada - Entrada em Rampa a $V =$ 90 km/h	95
68	Deslizamento Longitudinal - Entrada em Rampa a $V = 90$ km/h	95
69	Comparação Trajetória - Entrada em Rampa a $V = 90$ km/h	96
70	Comparação Círculos de Fricção Pneus - Entrada em Rampa a $V = 90$ km/h	96
71	Velocidades - Curva de Raio Constante	98
72	Comparação de Trajetórias - Curva de Raio Constante	98
73	Comparação de Acelerações - Curva de Raio Constante	99
74	Comparação de Velocidade de Guinada - Curva de Raio Constante	99
75	Velocidade de Guinada - Veículo com controle - Curva de Raio Constante .	100
76	Comparação Círculo de Fricção do Pneu - Curva de Raio Constante	100
77	Input de Esterço - Entrada Senoidal a $V = 100$ km/h	102
78	Trajetórias - Entrada Senoidal a $V = 100$ km/h	102
79	Comparação Velocidade de Guinada - Entrada Senoidal a $V = 100$ km/h .	103
80	Esterçamento vs. aceleração lateral - Entrada Senoidal a $V = 100$ km/h . .	103
81	Comparação velocidades - Entrada Senoidal a $V = 100$ km/h	104
82	Trajetórias - Caso Sobreesterçante - Entrada Degrau a $V = 90$ km/h	105
83	Velocidade de Guinada - Caso Sobreesterçante - Entrada Degrau a $V =$ 90 km/h	105
84	Comparação Aceleração Lateral - Entrada Degrau a $V = 90$ km/h	106
85	Comparação Trajetórias - Entrada Degrau a $V = 90$ km/h	107

- 86 Comparação Velocidade de Guinada - Entrada Degrau a $V = 90 \text{ km/h}$. . . 107
- 87 Velocidade de Guinada - Entrada em Rampa a $V = 90 \text{ km/h}$ - Fonte: [12] . 108

LISTA DE TABELAS

1	Parâmetros do veículo	49
2	Dados Emrax 208	61
3	Parâmetros do Controle	72

SUMÁRIO

Parte I: CONTEXTUALIZAÇÃO	14
1 Introdução	15
1.1 Objetivos	17
2 Motores Elétricos	18
2.1 Motores nas rodas ("In-Wheel Motors- IWMs)	19
2.2 Instalação	20
2.3 Vantagens e desvantagens	20
3 Dinâmica Veicular	23
3.1 Cinemática do Veículo	23
3.2 Propriedades do Pneu	24
3.3 Comportamento do Veículo em Curvas de Alta Velocidade em Estado Estacionário	28
4 Controles de Guinada ("Direct Yaw-Moment- DYC)	34
4.1 Controle de Estabilidade Eletrônica	35
4.2 Diferenciais Ativos	35
4.3 Sistemas de Esterçamento	36
4.4 Motores Elétricos Individualmente Controlados	37
4.4.0.1 Método de Torques Iguais	39
4.4.0.2 Método Ackermann	40
4.4.1 Métodos de Controle de Guinada ("Yaw")	40
4.4.1.1 DYC baseado em velocidade de guinada ("yaw rate")	41
4.4.1.2 Gerador da Referência	42

4.4.1.3	Algoritmo de Controle e Alocação de Torque	43
4.4.1.4	DYC baseados no escorregamento lateral do veículo β . . .	45
4.4.1.5	Controle simultâneo do escorregamento lateral β e velocidade de guinada	46
Parte II: MODELAGEM		48
5	Desenvolvimento do Modelo	49
5.1	Considerações Iniciais	50
5.2	Sistema de Coordenadas	51
5.3	Equações de Movimento	53
5.3.1	Suspensão	54
5.3.2	Rotação das Rodas	55
5.3.3	Modelo de Contato de Rolamento - Pneus	56
5.3.4	Motor Elétrico	60
6	Desenvolvimento do Controle	63
6.1	Controle de Velocidade Longitudinal	63
6.2	Controle de Binário de Tração	64
6.2.1	Gerador da Referência	64
6.2.2	Lei de Controle	65
6.2.3	Alocação de Torque	66
6.2.4	Saturações dos Motores e das Rodas	67
6.2.4.1	Observações	67
7	Implementação no Matlab	69
7.0.1	ODE45	69
7.0.2	Visualização dos Resultados	70

Parte III: RESULTADOS	71
8 Simulações e Resultados	72
8.1 Entrada Degrau	73
8.1.1 Baixa Aceleração Lateral	73
8.1.2 Alta Aceleração Lateral	73
8.1.2.1 $V = 90$ km/h	76
8.1.2.2 $V = 120$ km/h	84
8.2 Entrada em Rampa	91
8.3 Avaliação de Desempenho com Esterçamento Constante e Aumento da Velocidade	97
8.4 Mudança de Faixa	101
8.5 Caso Sobreesterçante	104
8.6 Comparações com a Modelagem Multi-Corpos	108
9 Conclusões	110
Referências	112

PARTE I

CONTEXTUALIZAÇÃO

1 INTRODUÇÃO

A eletrificação dos veículos é comumente vista como uma solução para os problemas de meio ambiente e poluição de hoje em dia [13]. Veículos elétricos oferecem melhor performance em relação aos movidos à motores de combustão em relação à emissões de poluentes e ruído [14]. Com evolução na tecnologia das baterias, maior integração com a infra-estrutura urbana com postos de recarga e avanços no desenvolvimento de motores de tração, veículos elétricos tendem a predominar nas ruas, especialmente no segmento de pequenos veículos urbanos [13].

A maior parte dos veículos de passageiro utiliza um motor de combustão com uma transmissão mecânica, que transfere torque para as rodas da frente, trás ou todas. Os primeiros veículos elétricos também possuíam esta configuração com o motor elétrico instalado entre as rodas trativas e a transmissão mecânica com o diferencial [8]. Com novos avanços na tecnologia de motores elétricos (menores e mais leves), uma nova arquitetura de veículos foi inventada: trens de força individualmente controlados, que oferecem possibilidades de melhorar a resposta dinâmica do veículo devido à sua independência e alta controlabilidade [8]. Uma configuração que mostrou potencial nessa área é aquela com motores elétricos posicionados dentro das rodas. Estes são chamados de motores in-wheel. Eles têm, geralmente, uma transmissão direta ou uma redução planetária para acoplar o motor no cubo da roda. Uma grande vantagem desses motores é o espaço extra disponível na cabine de passageiros e a possibilidade de melhoria na resposta dinâmica usando um controle de estabilidade binário de tração("torque vectoring") [15].

Apesar de trazerem outros problemas relacionados à instalação do motor em um espaço pequeno dentro da roda, o aumento da massa não suspensa e da vibração da roda e vedação contra neve e lama [16], do ponto de vista da dinâmica veicular, motores in-wheel oferecem grandes possibilidades com controles de estabilidade e resposta transiente. Porque são independentes um dos outros, eles podem ser controlados individualmente (enquanto transmissões tradicionais têm seus eixos mecanicamente acoplados com um diferencial). E porque são elétricos, esse controle pode facilmente ser feito eletronicamente

[17].

Atualmente, existem diferentes tipos de controles em um veículo: ABS (Anti-Brake Systems), ESC (Electronic Stability Control), TC (Traction Control), entre outros. Esses controles objetivam melhor conforto em ride, estabilidade a altas velocidades e maior aceleração lateral. Para veículos elétricos, especialmente aqueles com motores independentes instalados nas rodas, um controle de binário de tração ("torque vectoring") pode ser usado [18]. "Torque vectoring" é o termo inventado pela Ricardo Company para descrever um sistema capaz de controlar a transferência de torque trativo entre os eixos dianteiro/traseiro e direito/esquerdo para influenciar a dinâmica veicular [19]. Basicamente, é uma razão de transferência de torque variável. Ele foi criado pela primeira vez para se referir à dispositivos de embreagem ou diferenciais eletrônicos que conseguiam alterar a distribuição de torque para o eixo motor [20]. Neste trabalho, o efeito de controle de binário de tração ("torque vectoring") é gerado pelo controle dos motores in-wheel. Ele consiste na aplicação de torques de magnitude diferentes em cada lado do veículo de forma a mudar a força longitudinal produzida pelos pneus e gerar um momento de guinada. O controle da velocidade de guinada pelas forças longitudinais, sejam elas de tração ou frenagem, é também chamado de Direct Yaw-Moment Control (DYC) [7]. Ele consiste em medir a velocidade de guinada ("yaw rate"), compará-la com uma referência otimizada pré-estabelecida e então tomando uma ação de controle [21]. A integração entre DYC e veículos elétricos com motores nas rodas têm sido o foco de diversos grupos de pesquisa em todo o mundo na indústria e na academia [8, 21, 22]. Eles almejam aumentar a responsividade do veículo, tornando-o mais ágil e até mais esportivo para dirigir além de aumentar a estabilidade em altas velocidades [23]. O desenvolvimento nessa área de pesquisa mostra progresso em relação à dirigibilidade, estabilidade e até consumo de energia [17].

Neste trabalho, um modelo virtual analítico de um veículo foi desenvolvido, sobre o qual um sistema de controle de binário de tração ("torque vectoring") foi projetado. Diferentes configurações do veículo (em termos de trem de força) serão analisadas e a estratégia de controle será analisada de acordo com a literatura existente. Uma explicação sobre motores in-wheel está presente com uma revisão sobre dinâmica veicular relacionada aos principais itens deste trabalho. Em seguida, diferentes estratégias de controle da literatura são analisadas. É discutido então como o modelo analítico foi feito. Finalmente, são apresentados os resultados das diversas simulações, com conclusões e possíveis trabalhos futuros.

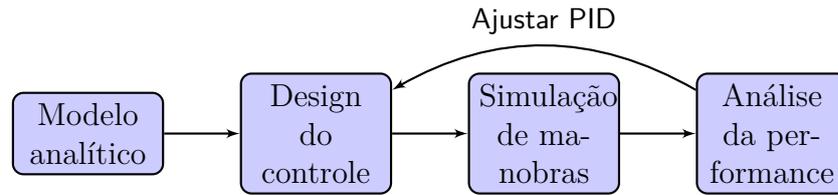


Figura 1: Fluxo de trabalho

1.1 Objetivos

O escopo deste trabalho é controlar a estabilidade e a resposta em transiente de um veículo elétrico com motores nas rodas. Além disso, o modelo pretende se tornar uma plataforma de dinâmica veicular no qual diferentes aspectos dos motores in-wheel possam ser analisados e simulados (como o impacto na vibração nas rodas, avaliação da massa não suspensa e consumo de combustível). A proposição deste trabalho é:

”Modelar um veículo elétrico com motores in-wheel, propor uma estratégia de controle de binário de tração (”torque vectoring”) para aumentar estabilidade e avaliá-la em diferentes condições de operação.”

O veículo modelado é um protótipo de pequeno porte voltado para deslocamento urbano. É um veículo híbrido que foi modificado virtualmente para substituir os motores por motores nas rodas. O modelo e o controle serão feitos virtualmente no software Matlab e desenvolvidos a partir das equações newtonianas de movimento. A performance será avaliada com simulações de diferentes manobras e com comparações com a configuração padrão (sem o controle de binário de tração - ”torque vectoring”). O controle será desenvolvido de acordo com o fluxo desenhado na Figura 1: primeiramente, o modelo analítico matemático será elaborado; em seguida, o controle será implementado; finalmente, os ganhos do controlador serão ajustados e a performance final analisada em diferentes manobras.

2 MOTORES ELÉTRICOS

Motores elétricos são máquinas elétricas que convertem energia elétrica das baterias em mecânica para as rodas usando diferentes mecanismos eletromagnéticos. Eles também podem converter energia mecânica em energia elétrica para recarregar as baterias no processo chamado de frenagem regenerativa [1]. Geralmente, existe uma parte fixa (estator) e uma parte rotativa (rotor). Existe diversos tipos de motores, cada um mais adequado para uma aplicação específica.

Do ponto de vista da engenharia automotiva, os principais motores elétricos usados estão representados na figura 2, adaptados de [1]. Eles podem ser classificados em "brushed"(com escovas) ou "brushless"(sem escovas).

Motores CC (corrente contínua) são comuns pelo seu fácil controle [2]. Além disso, o uso de ímãs permanentes para substituir o enrolamento do campo permite uma redução no diâmetro do stator. Os principais problemas são o desgaste dos comutadores e das escovas, que requerem manutenção constante. Motores de indução são amplamente utilizados para tração de veículos elétricos devido ao seu baixo custo, alta confiabilidade e baixa necessidade de manutenção. Novas estratégias de controle estão sendo desenvolvidas para atingir a performance desejada já que a voltagem alternada com frequência alternada não consegue. Além disso, motores de relutância chaveada (switched reluctance, "SR motors") requerem estratégias de controle mais complexas.

Motores sem escova de ímãs permanentes são mais atrativos pela sua alta eficiência, alta densidade de potência e alta confiabilidade. O grande problema, no entanto, é o alto custo dos ímãs permanentes, que são feitos de elementos de terra rara. Eles também podem ser feitos com uma excitação híbrida no campo.

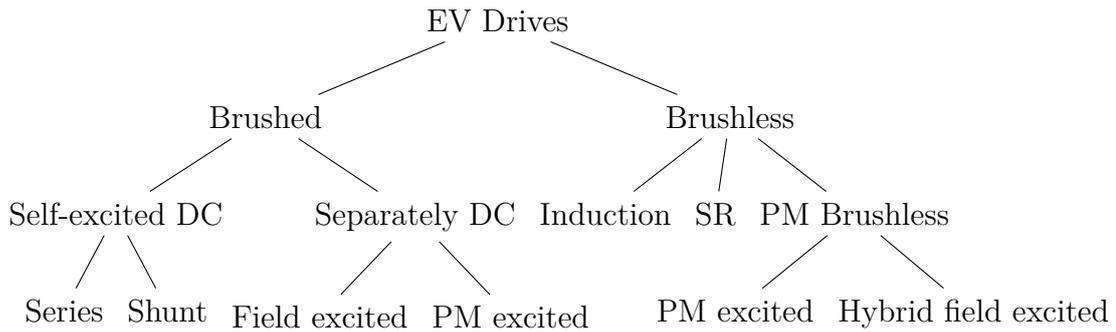


Figura 2: Tipos de Motores Elétricos (adaptado de [1])

2.1 Motores nas rodas (“In-Wheel Motors- IWMs)

Motores nas rodas (“in-wheels”) são motores elétricos posicionados individualmente dentro das rodas para guiar o veículo. Essa ideia foi primeiramente usada no Porsche Lohne em 1899 mas só recentemente recebeu desenvolvimento significativo com eletrificação dos veículos [24]. Deixando os motores independentes, o torque das rodas também pode ser controlado independentemente, o que permite melhor uso de controles de dinâmica, como controles de binário de tração (“torque vectoring”). Evidentemente, este sistema tem suas desvantagens, como aumento da massa não-suspensa.

No caso de motores nas rodas (“in-wheels”), o tipo mais comum de motor é o sem escova de imã permanente [25]. Nesta configuração, não existe enrolamento de campo para gerar o fluxo, diferente dos motores de indução ou dos motores CC comuns. Um campo magnético fixo é criado usando os ímãs permanentes (ferritas ou materiais de terra rara) e esse campo interage com o campo produzido no enrolamento do estator. A velocidade do motor é, então, controlada pelo sinal elétrico nas bobinas do estator. A ausência de enrolamento de campo aumenta a eficiência do motor e a ausência dos comutadores o deixa mais confiável.

De acordo com os diferentes caminhos de fluxo e condutores de corrente, motores elétricos podem ser classificados em fluxo radial, axial e linear [1]. Para motores nas rodas (“in-wheels”), o peso e o comprimento axial é muito importante já que ele tem que ser instalado dentro da roda. Por conta disto, a configuração axial tem sido amplamente adotada.

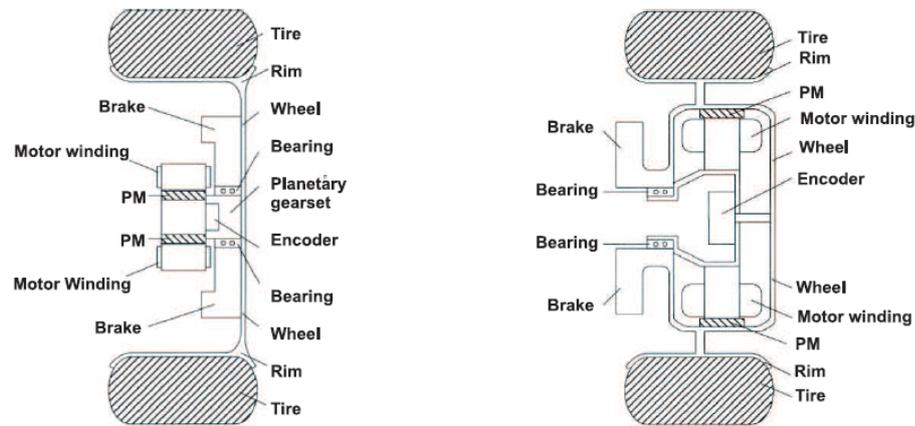


Figura 3: Configuração dos Motores nas rodas ("in-wheels") (esquerda: transmissão indireta, direita: transmissão direta) de [2]

2.2 Instalação

Motores nas rodas ("in-wheels") podem ser conectados às rodas de duas maneiras diferentes como ilustrado na figura 3 de [2]: transmissão direta (sem nenhum tipo de engrenagem de redução - direita da figura) ou transmissão indireta (com uma transmissão fixa - esquerda da figura). Motores de ímãs permanentes de alta velocidade com rotor interno usam a transmissão indireta; a vantagem é que a razão de transmissão faz com que os motores operem em velocidades mais altas para uma dada velocidade na roda e assim, os requerimentos de torque no motor são menores e eles podem ser menores e mais leves. Na configuração de transmissão direta, a velocidade do motor é igual a velocidade da roda, o que o deixa maior e mais pesado. No entanto, a falta de transmissão diminui a complexidade do sistema e evita perdas de transmissão [2]. Diferentes tipos de engrenagens de redução existem para os motores nas rodas ("in-wheels") (ciclóide, planetária, entre outras) [15].

2.3 Vantagens e desvantagens

Como mencionado anteriormente, motores elétricos independentes dão a possibilidade de controlar individualmente o torque para as rodas, possibilitando a implementação de sistemas de controle de estabilidade. Outros sistemas como ABS e TCS também podem ser facilmente desenvolvidos. Além disso, a eliminação dos eixos de transmissão e diferenciais reduz tamanho, massa e perdas de transmissão, o que resulta em maior eficiência [2]. Adicionalmente, a instalação dentro das rodas libera mais espaço na cabine para os

passageiros e compartimentos.

Uma grande desvantagem de motores nas rodas ("in-wheels") é a adição da massa não suspensa, o que diminui o conforto e piora a capacidade do pneu de se manter em contato com a pista [24]. Como existe um aumento na razão de massa não suspensa para massa suspensa $\frac{m_{ns}}{m_s}$, existem consequências na razão de transmissibilidade do movimento, na razão do deslocamento da suspensão e na razão de deflexão do pneu [2]. A razão de transmissibilidade do movimento é a resposta da massa suspensa à uma excitação da pista: ela é usada para medir a qualidade da suspensão em passeio. A razão do deslocamento da suspensão é a razão entre o máximo deslocamento relativo entre a massa não suspensa e suspensa a uma excitação da pista e é usada para determinar o espaço para acomodar a mola da suspensão. A razão de deflexão do pneu é o deslocamento da massa não suspensa sobre um input da pista. Ela mede a carga vertical dinâmica na roda e, portanto, a capacidade do pneu de seguir a pista. Uma alta carga dinâmica na roda causa uma menor força lateral média devido à diminuição na rigidez lateral e as perdas com o tempo de relaxamento do pneu (cada vez que a carga vertical muda, o pneu leva uma distância e então, um tempo para atingir a máxima força lateral).

Em altas frequências, perto da frequência natural da massa não suspensa, o peso adicionado dos motores nas rodas ("in-wheels") provoca uma maior razão de transmissibilidade, maior razão de deslocamento da suspensão e maior razão de deflexão dos pneus. Isso piora o conforto e as capacidades do pneu de se manter aderente na pista, além de aumentar o deslocamento da suspensão.

Algumas pesquisas mostram que o efeito da massa não suspensa adicionada são perceptíveis mas, em geral, podem ser superados a partir do desenvolvimento do veículo dentro de um ciclo de desenvolvimento do produto [24]. Além disso, empresas estão desenvolvendo designs de motores mais avançados que minimiza esses efeitos. A Michelin desenvolveu o sistema Active Wheel Drive, que consiste num motor nas rodas ("in-wheels") com uma suspensão ativa integrada na roda. Como visto na figura 4, dentro da roda (1), está presente o motor de tração elétrico (2), o caliper do freio (3) e a mola da suspensão (4). Existe também uma suspensão ativa (5) e o motor da suspensão (6), que compõe o módulo da suspensão ativa. Similarmente, a Siemens criou o eCorner: um módulo que é um motor elétrico de tração, uma suspensão ativa e um sistema de frenagem "by-wire" (por comandos elétricos, sem cabos mecânicos) [2].

Em [15], outras desvantagens de motores nas rodas ("in-wheels")s são apontadas, como a instalação difícil em um espaço pequeno. Dentro das rodas, já existe um número grande



Figura 4: Sistema Michelin Active Wheel Drive (adaptado de [2])

de componentes do freio e da suspensão, o que dificulta o packaging com o motor. Além disso, dependendo do tipo de suspensão utilizado (Mac Pherson, Duplo A, etc) isso pode ficar ainda mais fácil ou difícil [15]. Outro aspecto que pode complicar é a presença de elementos da direção (tie-rods e seus suportes). Uma configuração de motores nas rodas ("in-wheels") nas rodas traseiras é, portanto, mais fácil de ser implementada devido a ausência do sistema de direção.

Este trabalho foca nas vantagens dos motores nas rodas ("in-wheels") do ponto de vista da dinâmica veicular. Será trabalhada a possibilidade criada a partir do controle eletrônico individual dos motores em cada roda para melhorar a resposta e a estabilidade do veículo.

3 DINÂMICA VEICULAR

Neste capítulo, uma breve revisão de dinâmica veicular será apresentada para entender melhor os diferentes conceitos envolvidos neste trabalho e analisar os resultados das simulações corretamente. Serão explicados a trajetória do veículo com as definições sobre as variáveis de movimento, o comportamento do pneu (principalmente, a respeito da não linearidade e elipse de fricção) e o comportamento do veículo em curvas de alta velocidade em estado estacionário. Posteriormente, essas definições serão aplicadas ao contexto de "torque vectoring" e ao desenvolvimento de controladores de velocidade de guinada ("yaw rate").

3.1 Cinemática do Veículo

Neste trabalho, o sistema de coordenadas fixo no veículo está ilustrado na figura 5:

Sendo os movimentos do veículo nos eixos dados:

- Movimento longitudinal: translação no eixo X;



Figura 5: Eixos de referência do veículo

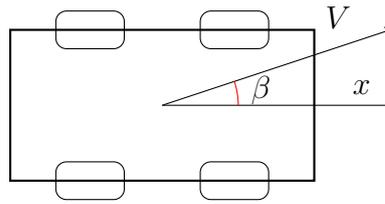


Figura 6: Ângulo de escorregamento do veículo β

- Movimento Lateral: translação no eixo Y;
- Movimento Vertical: translação no eixo Z;
- Rolagem: rotação no eixo X;
- Arfagem ("Pitch"): rotação no eixo Y;
- Guinada ("Yaw"): rotação no eixo Z.

Sobre estabilidade do veículo e controles de "torque vectoring", outras variáveis importantes, como definidas em [3], são:

- Velocidade de guinada ("yaw rate") $\dot{\psi}$: a velocidade com que o veículo rotaciona em torno do eixo z do sistema de coordenadas fixo no veículo em relação ao fixo no solo;
- Velocidade longitudinal V_x : a velocidade com que o veículo se move para frente no eixo x do sistema de referência fixo no veículo;
- Ângulo de escorregamento do veículo β : o ângulo entre o eixo x do sistema fixo no veículo e o vetor V da velocidade do veículo, como mostrado na figura 6;
- Ângulo de escorregamento lateral do pneu α : o ângulo entre a direção de movimento do pneu e a direção do seu eixo longitudinal;
- Escorregamento longitudinal do pneu λ : diferença entre a velocidade do pneu rolando livre e sua velocidade radial;

3.2 Propriedades do Pneu

Para entender a performance de um controle de "torque vectoring", é necessário entender o comportamento do pneu, de que forma forças laterais e longitudinais são geradas

e como elas variam sob diferentes condições de operação. Nessa seção, importantes conceitos serão apresentados e para mais detalhes, o leitor deve se referir à bibliografia.

Pneus são elementos elásticos responsáveis por gerar as forças de controle e de perturbação aplicadas no veículo, exceto as aerodinâmicas [3]. Forças e momentos são gerados baseados em escorregamento e deformação do pneu, que funciona como uma mola. Sendo feito de material elastomérico, seu comportamento é altamente não linear.

Forças longitudinais são geradas com base na diferença de velocidade entre o pneu livre e a velocidade de giro, que é chamada de escorregamento longitudinal do pneu λ [3]. Um comportamento típico de um pneu em relação à geração de forças longitudinais é apresentado na figura 7. Com relação à variação de λ , existe a primeira parte linear, comum a todas as superfícies. Essa inclinação é o que define a rigidez longitudinal do pneu. Em seguida, a curva atinge o seu valor máximo para a força longitudinal e o correspondente escorregamento, os dois dependem da superfície com a qual o pneu tem contato. Em pistas secas, a força de fricção pode subir até $\lambda = 20\%$, quando atinge seu pico e depois decresce enquanto o escorregamento aumenta. Em superfícies escorregadias (pistas molhadas), a força de pico é consideravelmente menor e ocorre em valores muito menores de λ , o que significa que o pneu atinge sua capacidade muito mais rápido do que em pistas secas. Esta é razão pela qual sistemas ABS são especialmente críticos em superfícies molhadas e escorregadias.

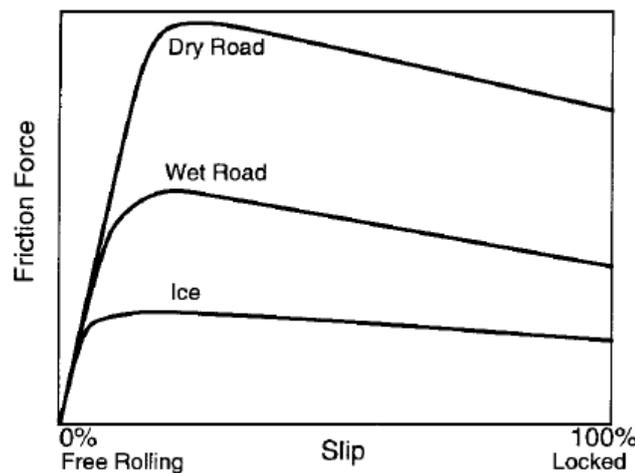


Figura 7: Força de frenagem vs. escorregamento longitudinal. Fonte: [3]

Os pneus necessitam gerar forças laterais para controlar a direção do veículo e resistir perturbações externas como ventos laterais. Forças laterais são geradas por dois mecanismos: ângulos de escorregamentos laterais α (similares aos longitudinais) e ângulos de inclinação (ou cambagem) [3]. Um pneu deforma-se lateralmente quando sujeito à uma

aceleração lateral. Um ângulo é formado entre a direção da velocidade do pneu e a sua direção própria, que é chamado de ângulo de escorregamento lateral α . Esse mecanismo não é instantâneo, já que o pneu leva um tempo para se deformar e gerar a força lateral. Este atraso é geralmente medido na forma de um "comprimento de relaxamento", que é a distância necessária para o pneu gerar a força lateral. Este atraso de tempo em velocidades de estrada é da ordem $\tau = 0.05\text{s}$, que é imperceptível para a maioria dos motoristas.

Assim como as forças longitudinais, as forças laterais também aumentam com um aumento do escorregamento, como visto na figura 8. A inclinação da parte linear define a rigidez lateral do pneu C_α , que é quanta força lateral F_y o pneu consegue produzir dado um determinado ângulo de escorregamento α .

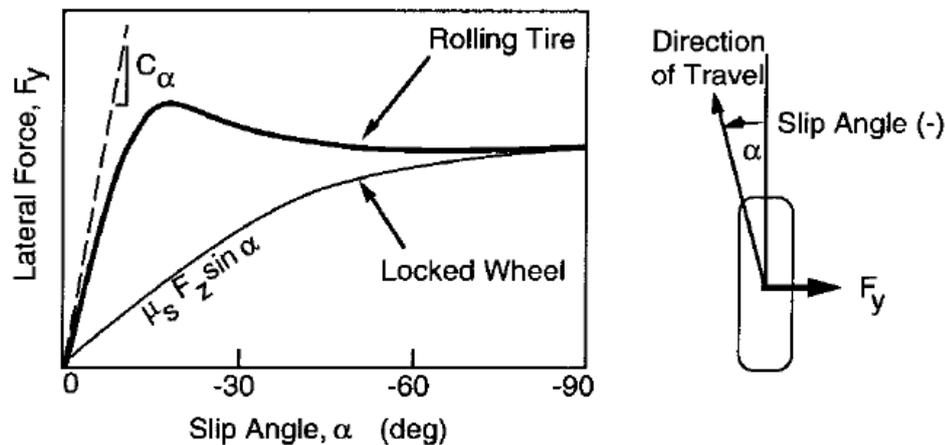


Figura 8: Força lateral vs. escorregamento lateral (esq.) e definição do ângulo de escorregamento (dir.). Fonte: [3]

Um importante aspecto dos pneus é a sensibilidade à carga vertical. Um pneu apresenta seu coeficiente de fricção máximo μ sob as cargas mais leves. Um aumento na força normal F_z irá aumentar a força lateral produzida mas não proporcionalmente (vide figura 9). Sob cargas mais leves, o coeficiente de fricção lateral é mais do que 1 enquanto sob cargas mais pesadas é um pouco além de 0,9.

Frequentemente, o comportamento do pneu é aproximado linearmente pelo seu coeficiente de fricção μ , sem dimensão: a razão entre a força de fricção do F_f e a força normal F_z . Esse cálculo simplificado não leva em consideração a saturação do pneu com a carga vertical. Outra aproximação comum é o uso do coeficiente de rigidez lateral C_α para pequenos ângulos de escorregamento α . Modelos mais avançados e semi-empíricos, como os Pacejka [26] também foram desenvolvidos para levar em conta as não linearidades e as saturações do pneu.

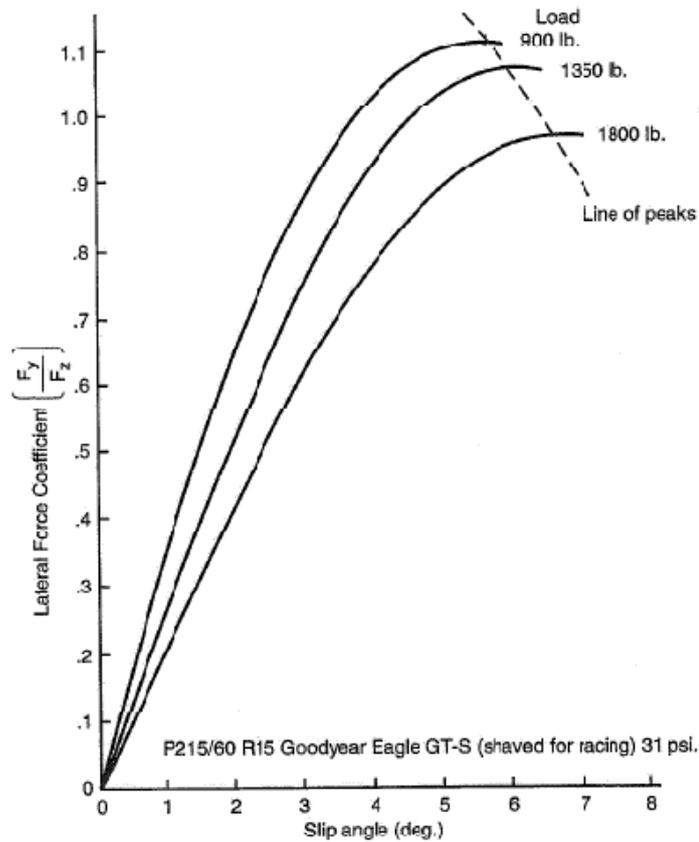


Figura 9: Sensibilidade à carga vertical do pneu. Fonte: [4]

Em condições normais de operação, raramente o pneu se encontra em escorregamento puramente lateral ou puramente longitudinal. Na maior parte do tempo, ele encontra-se sob operação combinada (escorregamento longitudinal simultâneo ao lateral). Nessas condições, os valores de força lateral e longitudinal diferem dos explicados anteriormente. Um escorregamento longitudinal tende a diminuir a força lateral produzida a um dado escorregamento lateral e vice versa. A interação entre a força longitudinal e lateral pode ser examinada com a elipse de fricção (ou círculo), como na figura 10. Sob qualquer condição, existe um potencial máximo de fricção do pneu, dado por $F_{max} = \mu * F_z$, que é o raio do círculo. Este potencial pode ser distribuído entre força longitudinal ou lateral, como descrito pela equação 3.1. Para cada força vertical, existe um novo círculo de raio diferente. Isto explica porque acelerar um carro de tração dianteira no meio de uma curva pode induzir um comportamento subesterçante.

$$F_{max} = \mu \cdot F_z = \sqrt{F_y^2 + F_x^2} \quad (3.1)$$

Existem muitos outros parâmetros que afetam a performance de um pneu, como des-

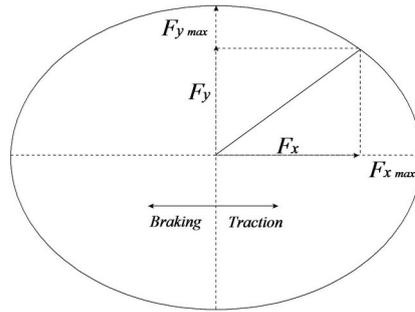


Figura 10: Círculo de fricção. Fonte: [5]

gaste, ângulo de inclinação, temperatura, etc. Nesta revisão, somente os mais relevantes a este trabalho foram explicados. Mais detalhes podem ser encontrados nas referências.

3.3 Comportamento do Veículo em Curvas de Alta Velocidade em Estado Estacionário

Dirigibilidade é a capacidade do veículo de responder a um comando do motorista [3]. Dessa forma, o motorista e o veículo são um sistema único de malha fechada. O motorista esterça e acelera continuamente o veículo para ajustar sua posição. Para caracterizar o comportamento do veículo apenas, o comportamento em malha aberta é utilizado. É estudada a resposta do veículo a um dado input de comando.

A medida mais comum para isso é o "gradiente de subesterçamento". Ela é uma medida de performance em condições estacionárias mas pode ser utilizada em condições quase estacionárias também[3]. O comportamento do veículo pode ser estudado em baixas velocidades e em altas velocidades. Em baixas velocidades, não existe escorregamento lateral α do pneu e a curva é feita de forma puramente cinemática. Em altas velocidades, os pneus produzem forças laterais e portanto, têm escorregamentos α que alteram as equações. O foco deste trabalho é no comportamento em curvas de alta velocidade e, portanto, esta parte será descrita a seguir.

Para analisar a estabilidade do veículo, um modelo bicicleta pode ser usado. Esse modelo, ilustrado na figura 11:

- O veículo é considerado com uma dada massa m e inércia de guinada I_{zz} como uma bicicleta (sem bitola) porque o raio da curva é muito maior do que o entreeixos e as diferenças entre os ângulos de esterçamento das rodas internas e externas é desprezível.

- Velocidade longitudinal V_x é considerada como um input dado ao sistema, assim como o ângulo de esterçamento δ .
- Os ângulos de escorregamento lateral dos pneus α_f e α_r são considerados pequenos e, portanto, a rigidez lateral dos pneus (C_{α_f} para a dianteira e C_{α_r} para a traseira) é linearizada em função do ângulo de escorregamento e da carga vertical F_z ; a força lateral produzida pelo pneu é dada pela equação $F_y = C_\alpha \cdot \alpha$.
- O ângulo de escorregamento lateral do veículo β é considerado pequeno.
- Nenhum efeito de transferência de carga, rolagem e arfagem são considerados.
- Nenhum efeito aerodinâmico é considerado.

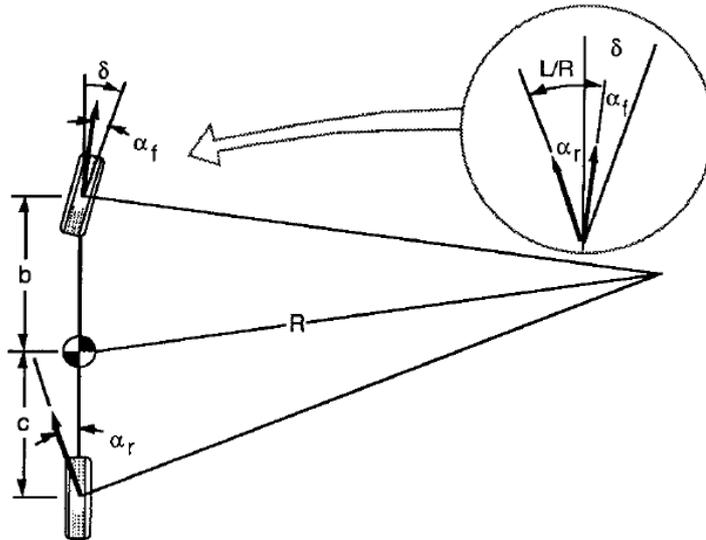


Figura 11: Modelo bicicleta. Fonte: [3]

Numa condição de estado estacionário, aplicando a Segunda Lei de Newton [3] no veículo [3], a equação 3.2 é obtida, a soma das forças laterais produzidas pelo pneu deve ser igual à aceleração centrípeta ($a_y = V^2/R$, sendo V a velocidade do veículo e R o raio de curvatura) vezes a massa do centro de gravidade.

$$F_{yF} + F_{yR} = m \cdot \frac{V^2}{R} \quad (3.2)$$

Também deve existir um equilíbrio de momentos produzidos pelas forças laterais em torno do centro de gravidade. Sendo a a distância do eixo dianteiro ao CG e b a distância do CG ao eixo traseiro:

$$F_{yF} \cdot a - F_{yR} \cdot b = 0 \quad (3.3)$$

A equação 3.3 pode ser escrita como:

$$F_{yF} = F_{yR} \cdot \frac{b}{a} \quad (3.4)$$

Substituindo 3.4 de volta em 3.2 e usando a equação da força lateral como função da rigidez lateral e ângulo de escorregamento nos dá:

$$\begin{aligned} \alpha_f &= m \cdot \frac{b}{l} \cdot \frac{V^2}{C_{\alpha f} R} \\ \alpha_r &= m \cdot \frac{a}{l} \cdot \frac{V^2}{C_{\alpha r} R} \end{aligned} \quad (3.5)$$

Por inspeção geométrica da figura 11, a relação de esterçamento pode ser derivada como na equação 3.6, na qual o primeiro termo é o ângulo de esterçamento do veículo de comportamento neutro.

$$\delta = l/R + \alpha_f - \alpha_r \quad (3.6)$$

Usando 3.5 e 3.6, é possível obter:

$$\delta = l/R + K_u \cdot a_y \quad (3.7)$$

sendo K_u o gradiente de subesterçamento, definido na equação 3.8:

$$K_u = \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{b}{C_{\alpha f}} - \frac{a}{C_{\alpha r}} \right) \quad (3.8)$$

A equação 3.7 mostra como o ângulo de esterçamento deve variar com relação à aceleração lateral (ou raio de curvatura). Ele também depende do coeficiente K_u . K_u é feito de dois termos, cada um sendo a razão da carga vertical do eixo pela sua rigidez lateral. Analisando ainda mais a equação 3.8, três possibilidades existem, como explicado em [3]:

- Veículo Neutro: neste caso, $K_u = 0$ e $\alpha_f = \alpha_r$; nenhuma mudança é exigida no volante quando a velocidade varia; existe o balanço perfeito entre as forças laterais dianteiras e traseiras de tal forma que o ângulo de esterçamento necessário para se

fazer uma curva a qualquer velocidade é matematicamente idêntico àquele no caso puramente cinemático $\delta = l/R$.

- Veículo Sobreesterçante: neste caso, $K_u < 0$ e $\alpha_f < \alpha_r$; o ângulo de esterçamento deve diminuir quando a velocidade ou aceleração lateral aumentam para manter o mesmo raio de curvatura; a aceleração lateral causa um maior escorregamento lateral nos pneus traseiros, este drift para fora da curva causa uma redução no raio de curvatura, o que ocasiona ainda maior escorregamento nos pneus traseiros; por isso, é um comportamento instável que permanece até que o ângulo de esterçamento diminua para manter o raio da curva.
- Veículo Subesterçante: neste caso, $K_u > 0$ e $\alpha_f > \alpha_r$; as rodas dianteiras desenvolvem maior escorregamento do que as traseiras e para manter o raio de curvatura, o ângulo de esterçamento deve ser aumentado; ele é um comportamento estável e é por isso que a maioria dos veículos são projetados com esta característica; ela, no entanto, é menos responsiva aos comandos do motorista.

A forma como o ângulo de esterçamento muda com a velocidade para manter o raio de curvatura constante (e, conseqüentemente, a aceleração lateral) é mostrada na figura 12, extraída de [3]. Em um veículo neutro, o ângulo permanece constante em todas as velocidades. Em um veículo sobreesterçante, ele diminui com o quadrado da velocidade até a velocidade crítica, na qual torna-se zero. Em um veículo subesterçante, o ângulo aumenta com o quadrado da velocidade até a velocidade característica, que é a velocidade na qual o ângulo de esterçamento é duas vezes o ângulo de esterçamento cinemático.

Essas características são derivadas para uma condição estacionária mas também podem ser aplicadas para situações quase estacionárias para analisar a dirigibilidade e resposta do veículo [3]. Por isso, elas serão utilizadas ao longo deste trabalho para verificar a performance do controlador de "torque vectoring" em diferentes manobras.

Esterçar o veículo para fazer uma curva muda o ângulo de direção e induz uma velocidade de guinada. A velocidade de guinada $\dot{\psi}$ é condição estacionária pode ser calculada com a equação 3.9:

$$\dot{\psi} = \frac{V}{R} \quad (3.9)$$

Usando ainda 3.10 para a curvatura, é possível calcular o ganho de guinada para um dado input de esterçamento:

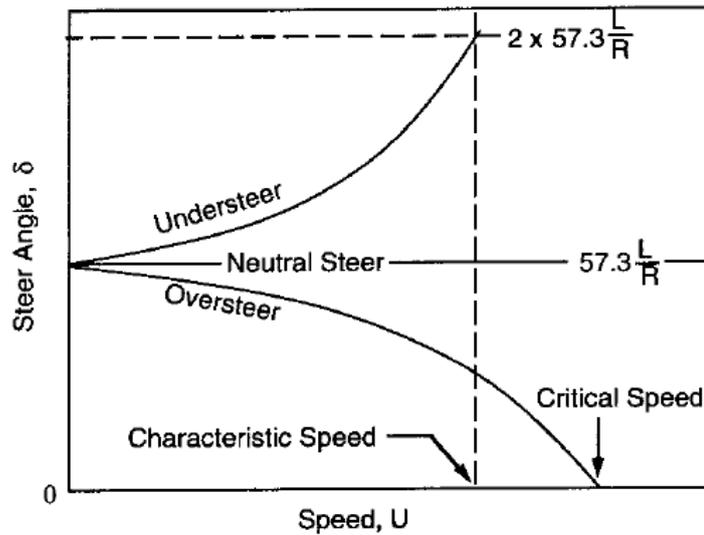


Figura 12: Variação do ângulo de esterçamento com a velocidade. Fonte: [3]

$$\frac{1}{R} = \frac{\delta}{(a + b) + K_u \cdot V^2} \quad (3.10)$$

O ganho de guinada para um veículo em curva em estado estacionário é calculado assim por 3.11 como em [3]. Este ganho representa o quanto a velocidade de guinada é aumentada com um input de esterçamento. Para um veículo neutro, é fácil perceber que é uma relação linear com a velocidade. Para um veículo sobreesterçante, ela torna-se infinita na velocidade crítica; enquanto que para um carro subesterçante, ela aumenta até a velocidade característica, quando então diminui.

$$\dot{\psi} = \frac{V}{(a + b) + K_u \cdot V^2} \cdot \delta \quad (3.11)$$

Esta é uma expressão fundamental para o desenvolvimento de controles de guinada e estabilidade veicular, como será explicado em 4. Ela é a expressão usada para calcular a velocidade de guinada desejada para a planta usando a velocidade e ângulo de esterçamento de entrada. Pode-se perceber também que ela varia com o coeficiente K_u .

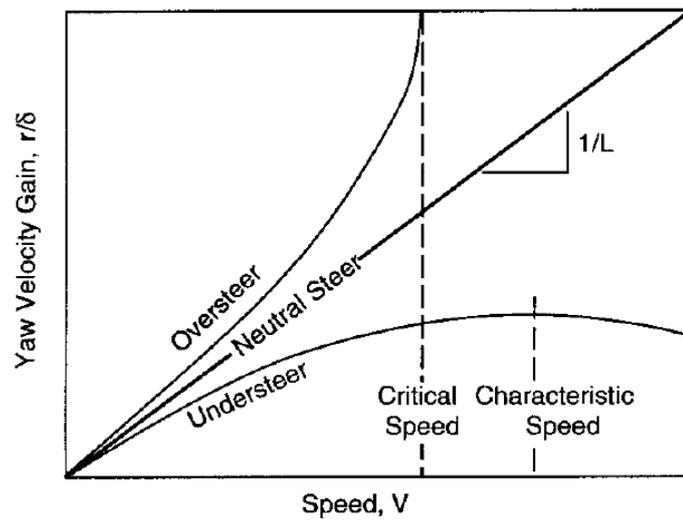


Figura 13: Ganho de velocidade de guinada vs. velocidade em estado estacionário. Fonte: [3]

4 CONTROLES DE GUINADA ("DIRECT YAW-MOMENT- DYC)

Antes de existir qualquer tipo de controle de estabilidade, a razão de distribuição de torque (dianteiro/traseiro e esquerda/direita) e força de frenagem eram parâmetros fixos, determinados pelo projeto de seus sistemas mecânicos [7]. Podia-se alterar a distribuição de torque direita/esquerda com um diferencial viscoso, como um Diferencial Torsen mas as forças longitudinais e de frenagem não eram usadas diretamente para gerar um momento de guinada. Momentos de guinada eram, em sua maioria, gerados pelas forças laterais dos pneus. Em situações críticas, quando o veículo faz curvas acentuadas em altas velocidades ou percorre superfícies irregulares, o momento de guinada gerado pelas forças laterais pode ser excessivo ou insuficiente para manter o veículo estável: ele pode girar para dentro da curva ou ir reto para fora.

Carros são projetados para ter um comportamento subesterçante na maioria das situações para ganhar maior estabilidade de margem [7]. No entanto, esta tendência do carro de evitar estabilidade, sub ou sobreesterçante, não é um efeito constante já que pode alterar com forças aerodinâmicas, distribuição de transferência de carga lateral entre dianteira e traseira e outros parâmetros. O eixo dianteiro pode transferir mais carga lateralmente do que o traseiro (devido a parâmetros de suspensão, por exemplo), o que pode induzir um comportamento subesterçante em altas acelerações laterais. Este é o motivo pelo qual um veículo dificilmente tem sempre o mesmo comportamento em todos os pontos de operação.

Como resultado desses problemas, controles de estabilidade veicular foram desenvolvidos, que controlam o movimento de guinada a partir do controle individual das forças longitudinais do carro. Esses controles são chamado de Controles de Guinada ("Direct Yaw-moment Control - DYC) [21].

4.1 Controle de Estabilidade Eletrônica

O DYC mais comum é o Controle de Estabilidade Eletrônica (ESC - "Electronic Stability Control") ou Programa de Estabilidade Eletrônica (ESP). A adoção de sistemas de ABS e Controles de Tração, que conseguem freiar rodas individualmente sem a direta aplicação do pedal de freio, é o que permitiu o avanço dos sistemas ESC. Com sensores adicionais, como acelerômetros, giroscópios e sensores de ângulo de esterçamento, eles usam o circuito hidráulico já presente para o ABS para freiar cada roda individualmente, gerando um momento de guinada corretivo para manter o veículo de rodar em situações críticas [7]. Por exemplo, em uma situação de sobreesterçamento, uma força de frenagem pode ser aplicada na roda traseira de fora da curva, gerando um momento de guinada que tende a tirar o carro da curva, evitando com que gire e perca o controle.

Pesquisas mostram que os sistemas ESC são efetivos em reduzir o número de acidentes [27, 28]. No entanto, como este é um sistema de controle baseado em frenagem, a desaceleração pode causar uma perda de velocidade excessiva e ser intrusiva demais para o motorista [29]. Além disso, sua atuação é limitada à situações críticas e não pode ser utilizado de forma contínua para melhorar a dirigibilidade do veículo já que não tem controle sobre forças trativas [7].

4.2 Diferenciais Ativos

Diferenciais mecânicos controlados ativamente regulam a distribuição de torque do motor entre a direita e esquerda do veículo de forma a gerar o momento de guinada e ajustar a dirigibilidade. Como eles não requerem ação de frenagem ou do acelerador, podem atuar continuamente e superam as limitações do ESC, que só atua em condições críticas. Mecanicamente, eles, geralmente, consistem de um diferencial convencional com duas embreagens atuadas eletronicamente [30].

A magnitude e a direção da transferência do torque podem ser eletronicamente controlados, dentro do limite do atuador, para transferir torque às rodas independente da sua velocidade ou do torque motor ao contrário de diferenciais de escorregamento convencionais [31]. Diferenciais ativos podem controlar a dinâmica veicular [30]. Em [32], a melhor utilização do círculo de fricção do pneu é possível, dependendo da superfície do solo. No entanto, eles têm desvantagens como o aumento na massa e na complexidade do diferencial (devido ao acréscimo das embreagens de controle). Além disso, o tempo de atuação das embreagens é significativamente menor do que o de motores elétricos [7], que

serão descritos na seção seguinte.

4.3 Sistemas de Esterçamento

Além de usar forças de tração e frenagem para controlar a dinâmica de guinada, sistemas de esterçamento, que impõe um escorregamento lateral nos pneus e então modificam sua força lateral produzida, também são utilizados. Os dois principais sistemas DYC de esterçamento são esterçamento ativo e esterçamento das 4 rodas.

Esterçamento ativo foi desenvolvido para duas funções principais: permitir uma razão de esterçamento dinâmica e ajudar o motorista em situações críticas, atuando como DYC. Sistemas de esterçamento convencionais tem uma razão de esterçamento geométrica, dada pela cinmática das engrenagens do mecanismo. Com um sistema ativo, é possível modificar essa razão de acordo com a situação encontrada: em baixas velocidades, a razão é diminuída, facilitando manobras de estacionamento, enquanto a altas velocidades, ela é aumentada para maior estabilidade, como pode ser visto na figura 14 [33].

Em sistemas de quatro rodas esterçantes, escorregamentos laterais são impostos nas rodas traseiras baseados em um mecanismo de steer-by-wire (esterço por fio - sem cabos mecânicos). A atuação é geralmente limitada até 5 deg e os ângulos da esquerda e direita devem ser similares [34].

De acordo com [6], sistemas de esterçamento ativo apresentam uma intervenção mais rápida do que sistemas ESC convencionais, que precisam de tempo para que a pressão hidráulica de frenagem se acumule. Além disso, a intervenção de esterçamento é menos perceptível pelo motorista [6]. No entanto, as oportunidades de aplicação deste sistema são pequenas devido ao pequeno range de atuação do atuador (até 3 deg nas rodas dianteiras). Sistemas de quatro rodas esterçantes conseguem melhorar a manobrabilidade do veículo [34]. Porém, de acordo com [35], em sistemas com quatro rodas esterçantes, o momento de guinada gerado pela direção ativa diminui quando a aceleração lateral aumenta, diminuindo o potencial de aplicação do sistema como um DYC. Em [36], o sistema só é capaz de gerar o efeito compensador de guinada para baixos valores de β .

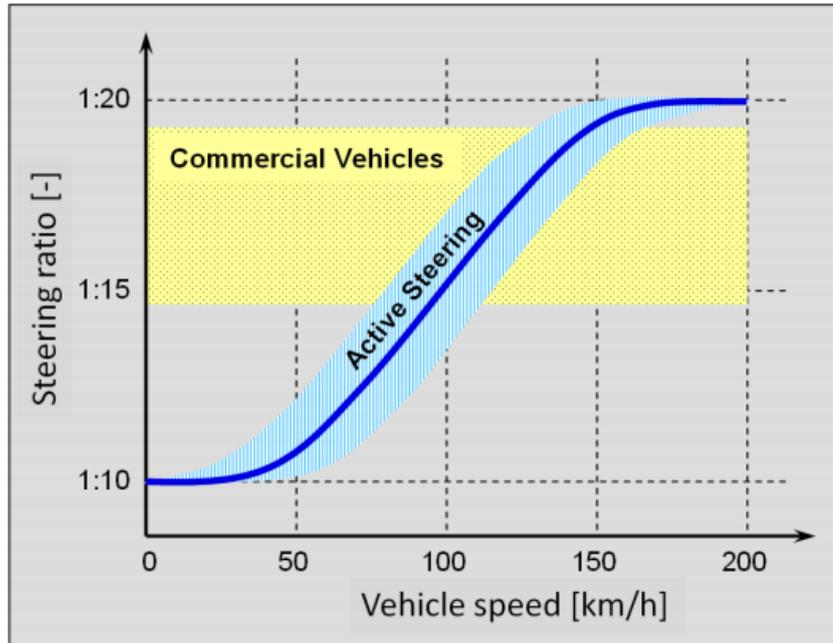


Figura 14: Razão de esterçamento variável. Fonte: [6]

4.4 Motores Elétricos Individualmente Controlados

O uso de motores individuais para cada roda permitiu a implementação de um controle de controle de binário de tração ("torque vectoring") efetiva para melhorar a dirigibilidade do veículo em estado estacionário e transiente. Quando feito com motores nas rodas, o packaging do veículo também é melhorado pois o powertrain agora demanda menos espaço [23].

A figura 15 de [7] mostra como o sistema trabalha para calcular quanto torque deve ser aplicado em cada roda num veículo de tração traseira. Informação de diferentes sensores no carro, como acelerômetros para aceleração longitudinal e lateral, giroscópio para velocidade de guinada, posição do acelerador (TPS), sensor de ângulo de esterçamento do volante e velocidade das rodas vão para uma unidade de controle (Processador). O algoritmo de "controle de binário de tração ("torque vectoring")" estima os estados do veículo necessários (como o escorregamento lateral β) e calcula quanto de torque aplicar na roda esquerda e direita. Essa informação vai aos inversores, que comandam os motores elétricos.

Como em [7,8], esse tipo de DYC tem diversas vantagens sobre os outros sistemas:

- Baixa perda de velocidade e desaceleração envolvida, diferente do ESC;
- Atuação contínua do sistema de controle, capaz de modificar características de di-

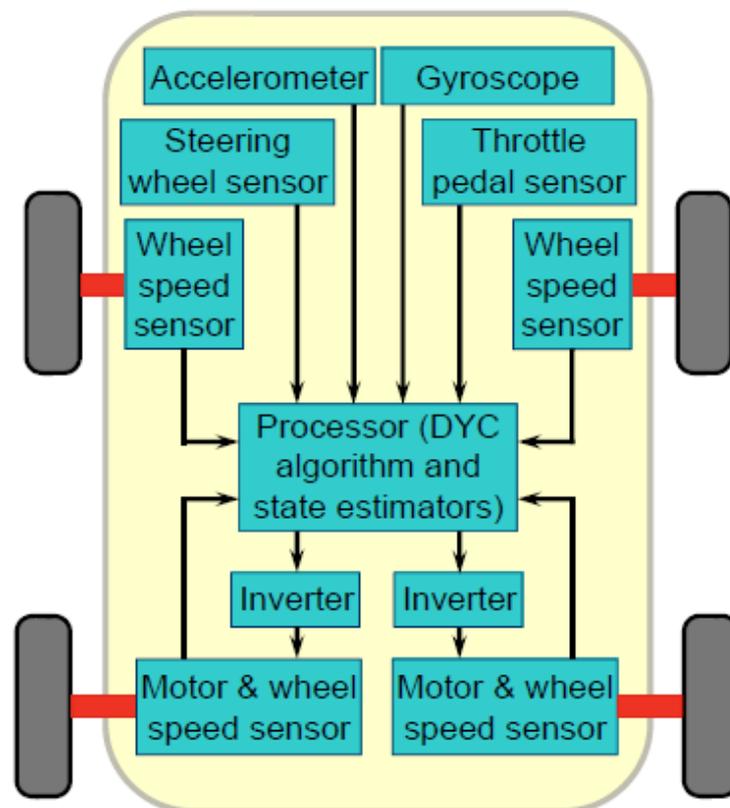


Figura 15: Arquitetura de controle de binário de tração ("torque vectoring") em um veículo elétrico com motores nas rodas traseiras. Fonte: [7]

rigibilidade até mesmo em situações não críticas, ao contrário das limitações do ESC;

- Controle e medição do torque motor aplicado é preciso e rápido, facilitando o projeto de controles de binário de tração ("torque vectoring");
- Melhor eficiência energética devido a ausência de fricção das embreagens, freios e a possibilidade de frenagem regenerativa;
- Possibilidade de ajustar os parâmetros do controle e modificar a resposta do veículo, ao invés dos parâmetros de chassis antigamente fixos por projeto;

No entanto, como notado em [19], essa estratégia de controle não é tão efetiva quando o motorista para de pressionar o acelerador e pisa no freio. Neste caso o sistema ESC garante melhor a estabilidade do veículo. Na prática, ABS, TC, ESC e "controle de binário de tração ("torque vectoring")" devem coexistir e ser integrados da melhor maneira possível para garantir a segurança e dirigibilidade do veículo.

Pelas razões ditas acima, as possibilidades de controle com motores nas rodas ("in-wheels") tem sido o foco de diferentes projetos de pesquisa [7, 8, 17–19, 21, 23] e será o tema deste trabalho.

Sistemas DYC para motores elétricos independentes existem, principalmente, em três diferentes tipos: baseados em velocidade de guinada ("yaw rate"), baseados no escorregamento lateral do veículo β e controle simultâneo da velocidade de guinada e escorregamento lateral [7]. Para cada um, diferentes hardware, lógicas de controle e algoritmos são usados [19]. Também para cada tipo e implementação de controle, diferentes estratégias vem sido desenvolvidas (para minimizar o uso de energia elétrica [17, 37], para minimizar o uso de consumo de bateria em acelerações e maximizar a frenagem regenerativa durante frenagens [38], para minimizar o tempo de volta em aplicações de corrida [18]). Antes do desenvolvimento desses controles avançados, métodos mais simples eram usados para gerir os motores elétricos independentes: o método de torques iguais e o método de Ackermann. Estes sistemas serão brevemente explicados porque são a fundação dos sistemas atuais de DYC e mostram de que forma a tecnologia evoluiu para o ponto onde está hoje.

4.4.0.1 Método de Torques Iguais

Este método de controle dos motores elétricos independentes consiste em enviar o mesmo torque para os dois motores. Neste aspecto, ele funciona como um diferencial

aberto: permite diferenciação de velocidade entre as rodas com torque igual nos dois lados. Por isso, um veículo elétrico com este sistema tem a performance em curva de um veículo combustão equivalente com um diferencial aberto. Nenhum DYC está presente pois não há nenhuma geração ativa de momento de guinada [7].

Desenvolvimentos foram propostos em [39], que sugere um controle de malha fechada que recebe o sinal de acelerador do motorista e atua na média das velocidades das duas rodas, que em baixas velocidades, é proporcional à velocidade longitudinal do veículo. Os problemas surgem em condições onde existe deslizamento longitudinal significativa das rodas e a proporcionalidade não existe mais. Numa situação onde uma roda está travada, por exemplo, o controlador tentaria acelerar a outra roda para o dobro da referência, gerando um comportamento indesejado [39].

O método de torques iguais é a abordagem mais simples para gerir os motores elétricos independentes mas ele não os explora em seu potencial máximo [7] já que nenhum controle de guinada é aplicado.

4.4.0.2 Método Ackermann

O método Ackermann usa uma derivação analítica para calcular a velocidade de rotação das rodas em uma condição cinemática (sem escorregamento). Quando o veículo faz uma curva, o controle calcula a velocidade de referência da roda interna e externa e atua de acordo com o erro (acelerando a de fora e freiando a de dentro). Para essa implementação, conhecimento detalhado sobre a velocidade das rodas e do ângulo de esterçamento é necessário [7].

Este método funciona em velocidades baixas [21]. Mas, porque ele é baseado em uma condição cinemática, em velocidades altas onde existe escorregamento lateral significativo dos pneus, ele não é tão efetivo. O método Ackermann objetiva controlar as velocidades angulares das rodas e não a velocidade de guinada. Embora momentos de guinada surjam como consequência do método do controle, essa não é a variável de controle nem o objetivo final [7].

4.4.1 Métodos de Controle de Guinada ("Yaw")

Dadas as limitações dos métodos mencionados anteriormente e para explorar ao máximo as vantagens dos motores independentes, novas estratégias de controle foram propostas. Elas objetivam controlar a dinâmica veicular de acordo com uma referência

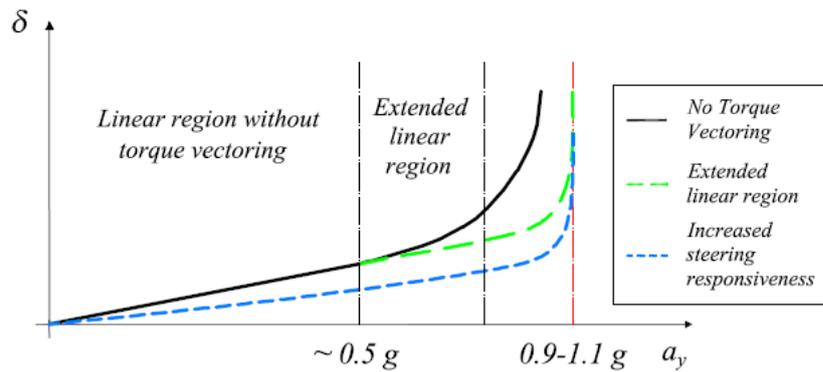


Figura 16: Efeitos do "controle de binário de tração ("torque vectoring")" nas características de subesterçamento do veículo. Fonte: [8]

dada e trabalham de forma contínua para gerar o comportamento desejado, levando em consideração a dinâmica veicular por completo [7].

Os principais objetivos dos controles de guinada são aumentar a estabilidade do veículo em situações críticas (evitar o giro e perda de controle), aumentar a velocidade de resposta (se livrando de subesterçamento excessivo e tornando-o mais ágil), linearizar a resposta da aceleração lateral e minimizar a variação do comportamento do veículo com aceleração longitudinal [23]. Como mostrado em 16, o comportamento do veículo é linear até $0.5g$; depois, ele é não linear até que atinja o limite de aceleração lateral. Potenciais objetivos de um controlador de binário de tração ("torque vectoring") são aumentar a máxima aceleração lateral (curva vermelha), aumentar a região linear da resposta (curva verde) e aumentar a resposta, diminuindo o gradiente de subesterçamento (curva azul).

Para realizar essas tarefas, três estratégias de controle de dinâmica de guinada foram desenvolvidas: baseados em velocidade de guinada ("yaw rate"), baseados no escorregamento lateral do veículo β e controle simultâneo da velocidade de guinada e escorregamento lateral [7]. Cada uma tem suas vantagens e desvantagens.

4.4.1.1 DYC baseado em velocidade de guinada ("yaw rate")

Eles objetivam controlar a velocidade de guinada de acordo com uma dada referência e atuam continuamente para gerar o comportamento dinâmico desejado, levando em conta a dinâmica do veículo completo [7].

Esses controladores funcionam basicamente em três etapas: a geração da velocidade de guinada de referência, o algoritmo de controle (um controlador PID) e a alocação do controle (designar os torques individuais a cada roda). O esquema de controle está

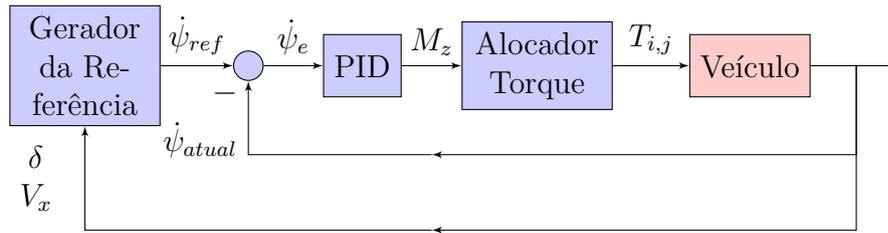


Figura 17: Esquema de controle baseado em velocidade de guinada

mostrado em 17. Diferentes abordagens foram propostas para cada uma das etapas e serão revisadas nas seções seguintes.

4.4.1.2 Gerador da Referência

Para gerar a referência de guinada para o controlador, a expressão mais utilizada na literatura é a expressão para o modelo 2D de bicicleta em curva em estado estacionário, como visto na equação 3.11:

$$\dot{\psi}_{des} = \frac{V_x}{(a+b) + K_u \cdot V_x^2} \cdot \delta \quad (4.1)$$

A expressão depende do valor de K_u , o fator de estabilidade ou gradiente de subesterçamento, que pode ser escrito como :

$$K_u = \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{b}{C_{\alpha f}} - \frac{a}{C_{\alpha r}} \right) \quad (4.2)$$

onde m é a massa do veículo, l é o entreeixos, a e b são as distâncias dos eixos dianteiros e traseiros ao centro de gravidade, respectivamente e $C_{\alpha f}$ e $C_{\alpha r}$ é a rigidez lateral total dos pneus.

Mudando o valor de K_u , a resposta do carro é modificada: aumentando-o, induz subesterçamento e diminuindo-o, induz sobreesterçamento [3]. Como K_u depende da rigidez dos pneus, que muda continuamente com as condições de operação, é extremamente difícil que um carro seja neutro em todos os seus pontos de operação sem um controle eletrônico.

Em [40], pesquisas foram feitas para encontrar a referência ótima de velocidade de guinada. Foi concluído que a referência ótima coincide com o ganho de velocidade de guinada em estado estacionário.

O gerador de referência representa o input recebido do motorista e influencia a dirigi-

bilidade e estabilidade com o fator K_u . Além disso, devido à sua simplicidade, diferentes controladores foram propostos utilizando a expressão em 4.1 ou alguma derivação dela. Um controle pode ser feito almejando uma referência $K_u = 0$ para replicar um veículo neutro [7] ou assumir o valor de K_u do modelo bicicleta correspondente. Outra abordagem é ativamente modificar a resposta do veículo através deste parâmetro, pode-se obter por exemplo, um modo "normal" com um valor de K_u e um modo "sport" com um valor mais baixo para maior esportividade.

Num veículo real, para se chegar ao sinal da referência, são utilizados sensores de velocidade (que podem ser sensores Hall posicionados nas rodas) e um sensor de deslocamento angular para o ângulo de esterçamento.

4.4.1.3 Algoritmo de Controle e Alocação de Torque

Existem diferentes maneiras de se controlar a velocidade de guinada. Nesta seção, uma breve explicação das maneiras existentes na literatura será dada para servir de base para as análises que seguem.

Em [9], a dinâmica de guinada é controlada por escorregamento da roda com a arquitetura mostrada na figura 18. Diferentes sensores enviam suas informações para as unidades de controle, que aplicam a lei de controle e então calculam a distribuição de torque desejada.

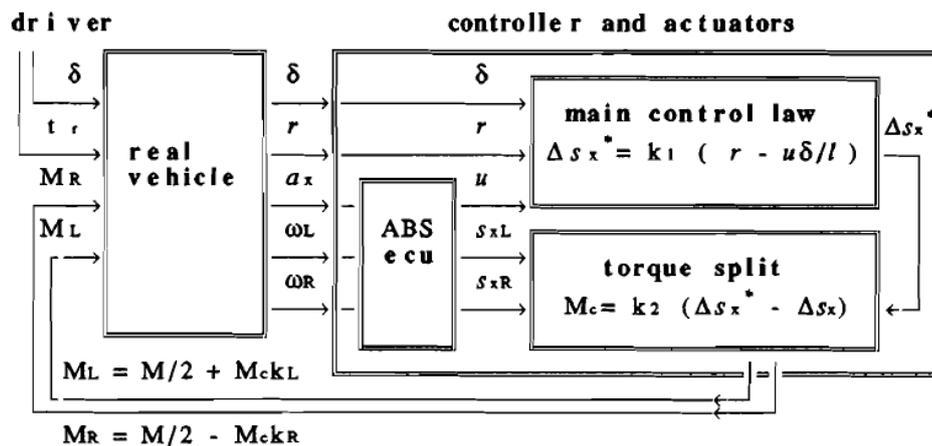


Figura 18: Exemplo de arquitetura de controlador. Fonte:[9]

O autor usa s como a variável para escorregamento longitudinal e r para velocidade de guinada. Usando a velocidade longitudinal, ângulo de esterçamento do volante e a velocidade de guinada, a diferença de escorregamento entre as rodas esquerda e direita pode ser calculada:

$$\Delta\lambda^* = k_1 \cdot \left(\dot{\psi} - \frac{V_x \delta}{l} \right) \quad (4.3)$$

sendo k_1 um parâmetro de projeto, $\dot{\psi}$ a velocidade de guinada, V_x a velocidade longitudinal, δ o esterçamento do volante e l o entreeixos. O termo $\frac{V_x \delta}{l}$ vem do ganho de guinada em estado estacionário para o veículo neutro. A distribuição de torque desejada é então calculada usando a diferença de escorregamento desejada e a atual:

$$M_c = k_2 \cdot (\Delta\lambda^* - \Delta\lambda) \quad (4.4)$$

sendo k_2 um parâmetro de projeto. O torque final aplicado nas rodas é então o M_c calculado somado/subtraído do torque motor.

Um controlador de lógica fuzzy é proposto em [35]. Um estimador é feito para calcular a velocidade longitudinal do veículo e controladores fuzzy são aplicados tanto a velocidade de guinada quanto ao controle de tração para cada roda. O resultado é um controlador robusto que trabalha até em condições escorregadias.

Para regular a distribuição de forças esquerda/direita, em [41] um controlador PD foi desenvolvido (usando a equação 4.1 para a referência com $K = 0$):

$$\alpha = \alpha' + k_1 \cdot (r - r^*) + k_2 \cdot (\dot{r} - \dot{r}^*) \quad (4.5)$$

com α sendo a razão de distribuição direita/esquerda, α' a razão de distribuição do último período, k_1 e k_2 parâmetros de projeto, r e r^* a velocidade de guinada atual e desejada.

Uma abordagem similar foi proposta em [19, 33]. Um controlador de guinada com lógica fuzzy foi desenvolvido, que calcula o momento de guinada necessário para corrigir a trajetória do veículo. Esse output é então alimentado a um controlador PD que aloca a distribuição de torque entre as rodas dianteiras/traseiras. A distribuição esquerda/direita é feita gerando forças de magnitude iguais e sentidos opostos em cada lado. Dessa forma, a velocidade do veículo não será reduzida por conta da ação do controlador e, já que todos os pneus estão envolvidos na geração do momento de guinada e eles podem atuados individualmente, este método tem maior eficiência do que sistemas ESC convencionais que freiam somente pneus específicos para gerar a ação desejada [33]. Distribuindo o torque na dianteira e traseira tem a potencial vantagem de se aumentar o momento de guinada gerado já que aumentando a força longitudinal no eixo dianteiro reduz o potencial de força

lateral neste mesmo eixo (círculo de fricção). Os potenciais de força lateral assimétricos entre a dianteira e traseira geram a ação de guinada desejada.

Dado um momento de guinada desejado M_z , deve ser produzido um momento na dianteira $M_{z,front}$ e na traseira $M_{z,rear}$:

$$M_z = M_{z,front} + M_{z,rear} = \theta_f \cdot M_z + \theta_r \cdot M_z \quad (4.6)$$

Em outras palavras, $M_{z,front}$ e $M_{z,rear}$ são quanto do momento é necessário gerar no eixo dianteiro e no traseiro. Sabendo que $\theta_f + \theta_r = 100\%$, foi derivada a seguinte relação:

$$\theta_f = \theta_{f,fixed} + k_1 \cdot e + k_2 \cdot \dot{e} \quad (4.7)$$

$$\theta_r = 100\% - \theta_f \quad (4.8)$$

sendo $\theta_{f,fixed}$ uma razão de distribuição fixa de 50%. Dessa forma, a distribuição de torque dianteira/traseira varia de acordo com as condições de operação e podem potencialmente aumentar a ação corretiva.

Em uma aplicação de corrida, um controlador PI com programação linear foi feito em [18]. O controlado PI calcula o erro de guinada com 4.1. O controlador de programação linear distribui a força entre as quatro rodas para atingir a velocidade de guinada desejada maximizando o torque motor no solo.

DYC baseados em guinada não levam em consideração o escorregamento lateral do veículo e podem, portanto, não ter a performance ótima e gerar comportamentos instáveis em certas condições [35].

4.4.1.4 DYC baseados no escorregamento lateral do veículo β

De acordo com [36], o ângulo de escorregamento lateral do veículo β é um estado importante do veículo que deve ser controlado. Em [36], é explicado como em ângulos altos de β , a rigidez do pneu diminui e ele não consegue mais gerar altos valores de momentos de guinada das suas forças laterais. Por isso, o veículo pode perder estabilidade já que não consegue gerar um momento de guinada estabilizador. Também, do ponto de vista do motorista, um pequeno ângulo β representa consistência da velocidade com a direção do veículo, dando maior senso de controle já que o motorista assume que o veículo vai aonde está apontando. Portanto, β está intimamente relacionado a estabilidade do veículo e deve ser minimizado.

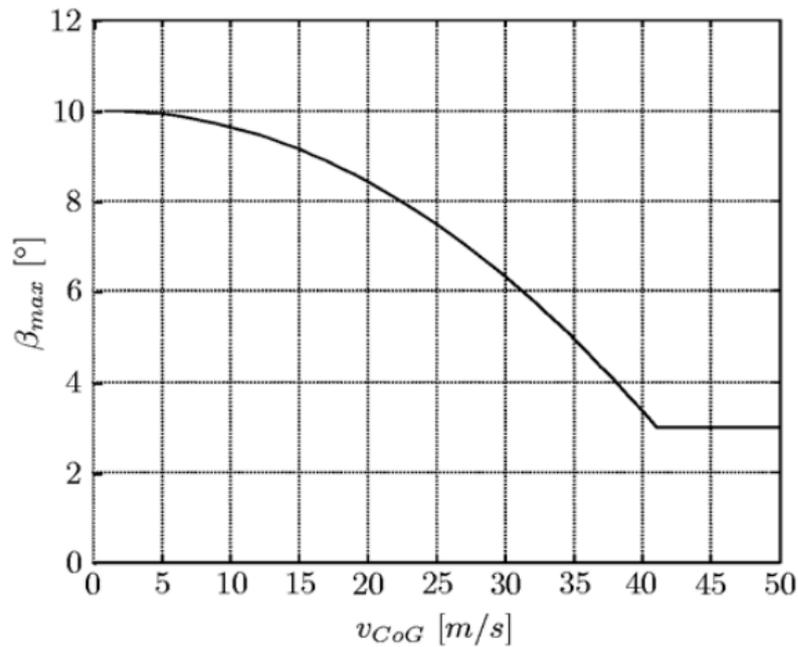


Figura 19: Máximo β vs. velocidade longitudinal. Fonte: [10]

Para isso, controladores para β foram desenvolvidos. Enquanto alguns controladores são desenvolvidos com um objetivo de $\beta = 0$, a maioria deles estabelece um nível mínimo sobre o qual agir [10]. O controlador atua então quando β vai acima deste nível para baixá-lo a uma região onde o motorista pode ter controle do veículo novamente. Este nível pode variar de acordo com a velocidade longitudinal V_x e com a velocidade do ângulo de escorregamento $\dot{\beta}$ como ilustrado na figura 19.

Diversos controladores DYC baseados em β foram propostos na literatura. Para esses controladores, conhecimento do estado de β em tempo real é vital. Como não existe ainda uma opção barata e viável para medição de β , um estimador preciso deve ser desenvolvido. Isto também se tornou o foco de diversas pesquisas e diferentes métodos foram propostos para este desafio; um exemplo é o uso de filtros de Kalman [23].

4.4.1.5 Controle simultâneo do escorregamento lateral β e velocidade de guinada

A velocidade de guinada e o ângulo de escorregamento lateral estão intimamente relacionados à estabilidade e dirigibilidade. Num controlador DYC, controlar somente uma dessas variáveis pode produzir comportamentos indesejados e perigosos em algumas situações. O ângulo β pode aumentar, atingindo instabilidade em pavimentos escorregadios por exemplo, controlando apenas a guinada. Enquanto controlando apenas β garante es-

tabilidade mas não corrige corretamente a dirigibilidade do veículo. Para lidar com os dois estados, sistemas de controle avançados foram desenvolvidos. A maioria deles usa estratégia de "sliding mode" para levar em conta as perturbações e não linearidades dos sistemas [17].

Neste trabalho, como uma primeira proposta de controle de binário de tração ("torque vectoring"), um controlador DYC baseado em velocidade de guinada será desenvolvido. A performance deste controlador será feita e a necessidade de um controlador de escorregamento lateral será avaliada.

PARTE II

MODELAGEM

5 DESENVOLVIMENTO DO MODELO

Para simular e projetar o controle de binário de tração ("torque vectoring"), é necessário um modelo da dinâmica do veículo sobre o qual o controlador irá agir. Neste trabalho, optou-se por desenvolver um modelo analítico a partir das equações newtonianas de movimento. Essa escolha permite um maior aprendizado por parte do engenheiro que está desenvolvendo o modelo, na medida em que todo o equacionamento deve ser feito por ele e, além disso, possibilita maior flexibilidade nas considerações e análises a serem feitas, podendo-se adicionar determinada característica ou não ao modelo de acordo com as necessidades específicas deste trabalho.

Posto isso, para representação da dinâmica do veículo foi desenvolvido um modelo de quatorze graus de liberdade: seis graus de liberdade do chassis (assumido como um corpo fixo), quatro para os deslocamentos da suspensão e quatro para as rotações das rodas. O modelo é explicado em mais detalhes abaixo.

O veículo a ser modelado é um protótipo de pequeno veículo urbano de transporte de pessoas, correspondente ao segmento A da classificação europeia ("city car"). As características gerais do veículo encontram-se na tabela abaixo.

Tabela 1: Parâmetros do veículo

Parâmetro	Valor
Massa Suspensa (m_s)	450 kg
Momento de inércia em yaw (I_{zz})	1560 kgm ²
Distância baricentro - eixo dianteiro (a)	0.85 m
Distância baricentro - eixo traseiro (b)	1.05 m
Bitola dianteira (t_f)	1.1852 m
Bitola traseira (t_r)	1.1852 m
Rigidez lateral do pneu dianteiro ($C_{\alpha f}$)	41.3 kN/rad
Rigidez lateral do pneu traseiro ($C_{\alpha r}$)	35.4 kN/rad
Especificação do pneu	235/60R16

5.1 Considerações Iniciais

O veículo é modelado com um chassis rígido com quatro massas não suspensas rotantes que podem se deslocar perpendicularmente ao chão. Sendo assim, as mais importantes considerações são:

- Veículo como um corpo rígido e simétrico em relação ao lado direito e esquerdo.
- Movimento da suspensão perpendicular ao solo, o que é razoável considerando pequenos deslocamentos angulares de rolagem e arfagem da massa suspensa.
- Ângulos de cáster e cambagem do pneu não são considerados na suspensão nem no modelo do pneu.

Pode-se elencar também as entradas e saídas do modelo da dinâmica. São entradas:

- O ângulo de esterçamento δ do veículo aplicado nas duas rodas dianteiras de forma igual (sem consideração de geometria de direção).
- A velocidade longitudinal de referência V_{ref} , que serve de referência para o controle longitudinal chegar ao valor necessário de acelerador $\%_{acelerador}$ para se chegar na velocidade desejada.
- Deslocamento u do solo, que é aplicado na massa não-suspensa de forma a simular irregularidades da pista e ondulações de pavimento.

Como saída do modelo, temos:

- Posições, velocidades e acelerações lineares e angulares do chassis em cada instante do tempo.
- Forças aplicadas pelo pneu, suspensão (molas e amortecedores) e motores.
- Ângulos de escorregamento dos pneus e do chassis.

O esquema abaixo ilustra o funcionamento do modelo com suas entradas e saídas. Além do modelo de dinâmica veicular, existe o controlador de "torque vectoring" com suas próprias entradas e saídas. O controlador será discutido posteriormente no capítulo 6.

Dessa forma, o vetor de estados do modelo tem quatorze graus de liberdade e seu vetor tem 28 componentes, descritas a seguir:

- X : posição em X expressa no referencial fixo.
- Y : posição em Y expressa no referencial fixo.
- Z : posição em Z expressa no referencial fixo.
- ϕ : rotação em X expressa no referencial fixo.
- θ : rotação em Y expressa no referencial fixo.
- Ψ : rotação em Z expressa no referencial fixo.
- Z_i : posição vertical do centro de cada roda.
- W_i : posição angular do centro de cada roda.
- V_x : velocidade em X expressa no referencial fixo.
- V_y : velocidade em Y expressa no referencial fixo.
- V_z : velocidade em Z expressa no referencial fixo.
- w_x : velocidade de rotação em x expressa no referencial móvel.
- w_y : velocidade de rotação em y expressa no referencial móvel.
- w_z : velocidade de rotação em z expressa no referencial móvel.
- \dot{Z}_i : velocidade vertical do centro de cada roda.
- \dot{W}_i : velocidade angular do centro de cada roda.

É válido ressaltar que as componentes relativas à translação são resolvidas com as equações escritas em relação ao referencial fixo e as componentes relativas à rotação do chassis são resolvidas em relação ao referencial móvel para facilitar a escrita das equações.

5.2 Sistema de Coordenadas

Para o modelo de dinâmica veicular, são necessários dois sistemas de coordenadas distintos: um fixo ao solo e um fixo ao chassis no baricentro [42, 43].

Primeiramente, são definidos os eixos de coordenadas fixos ao solo XYZ , denotados com letra maiúscula. Eles podem ser considerados inerciais. Um ponto de origem (O), coincidente à posição do baricentro do veículo no instante $t = 0$ e a direção X devem ser

definidos e os eixos são ortogonais e complacentes com a regra da mão direita [44]. O sistema de coordenadas fixo ao veículo xyz é fixo no baricentro do veículo. Os eixos são, inicialmente, paralelos e coincidentes aos eixos fixos.

A atitude do corpo e do referencial móvel em relação ao fixo pode ser descrito com os ângulos de Euler [43]:

- Ângulo de direção Ψ : rotação em torno do eixo Z do referencial fixo.
- Ângulo de elevação θ : rotação em torno do eixo Y' rotacionado de Ψ .
- Ângulo de inclinação ϕ : rotação em torno do eixo x do referencial móvel.

Para se relacionar as posições e deslocamentos na base fixa com a base móvel, utiliza-se a matriz de transformação R . Um vetor escrito em um sistema de referência pode ser escrito através de três rotações sucessivas:

$$\vec{S} = [R] \cdot \vec{s} \quad (5.1)$$

$$[R] = [R_\phi] \cdot [R_\theta] \cdot [R_\Psi] \quad (5.2)$$

Assim, como em [43], a matriz $[R]$ pode ser escrita como:

$$[R] = \begin{bmatrix} \cos \Psi \cdot \cos \theta & \sin \Psi \cdot \cos \theta & -\sin \theta \\ -\sin \Psi \cdot \cos \phi + \cos \Psi \cdot \sin \theta \cdot \sin \phi & \cos \Psi \cdot \cos \phi + \sin \Psi \cdot \sin \theta \cdot \sin \phi & \cos \theta \cdot \sin \phi \\ \sin \Psi \cdot \sin \phi + \cos \Psi \cdot \sin \theta \cdot \cos \phi & -\cos \Psi \cdot \sin \phi + \sin \Psi \cdot \sin \theta \cdot \cos \phi & \cos \theta \cdot \cos \phi \end{bmatrix} \quad (5.3)$$

Já para se relacionar as velocidades angulares de um referencial para o outro, podemos usar a matriz de transformação $[T]$:

$$\begin{bmatrix} w_x \\ w_y \\ w_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -\sin \theta \\ 0 & \cos \phi & \sin \phi \cdot \cos \theta \\ 0 & -\sin \theta & \cos \phi \cdot \cos \theta \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\Psi} \end{bmatrix} \quad (5.4)$$

Tanto a matriz $[T(t)]$ quanto a matriz $[R(t)]$ variam a cada instante de tempo.

5.3 Equações de Movimento

Com as matrizes de transformação escritas, pode-se escrever as equações de movimento para os corpos [43]. Para os graus de translação, será usado o Teorema da Resultante no referencial fixo, conforme a equação 5.5, sendo \vec{R} o vetor das forças externas resultantes escrito no referencial fixo.

$$m \cdot \vec{a}_G = \vec{R} + m \cdot \vec{g} \quad (5.5)$$

Assim, tem-se:

$$\begin{aligned} \ddot{X} &= R_x/m \\ \ddot{Y} &= R_y/m \\ \ddot{Z} &= R_z/m - g \end{aligned} \quad (5.6)$$

Para obter a posição do veículo, com o conhecimento das posições e velocidades iniciais, basta integrar duas vezes as soluções obtidas.

Para o movimento de rotação, foi utilizado o Teorema da Quantidade de Movimento Angular (TQMA) [43]. O TQMA foi aplicado no chassis no centro de gravidade em relação ao referencial fixo, conforme a equação 5.7, onde $[J]_G$ é a matriz de inércia do corpo rígido, \vec{w} é o vetor de velocidades angulares expresso no referencial móvel e M_G os momentos externos aplicados no corpo.

$$[J]_G \cdot \{\alpha\} + \vec{w} \times [J]_G \cdot \{\vec{w}\} = M_G \quad (5.7)$$

Sendo assim, tem-se a equação 5.8 para os graus de liberdade de rotação do chassis.

$$\begin{aligned} J_{G1}\alpha_1 + (J_{G3} - J_{G2}) \cdot w_2 \cdot w_3 &= M_{G1} \\ J_{G2}\alpha_1 + (J_{G1} - J_{G3}) \cdot w_3 \cdot w_1 &= M_{G2} \\ J_{G3}\alpha_3 + (J_{G2} - J_{G1}) \cdot w_1 \cdot w_2 &= M_{G3} \end{aligned} \quad (5.8)$$

As forças e momentos externos atuantes no chassis vêm das suspensões do veículo, de forças aerodinâmicas e da força peso. Com a modelagem feita desta maneira, os efeitos de transferência de carga já são automaticamente calculados pela altura e aceleração do baricentro.

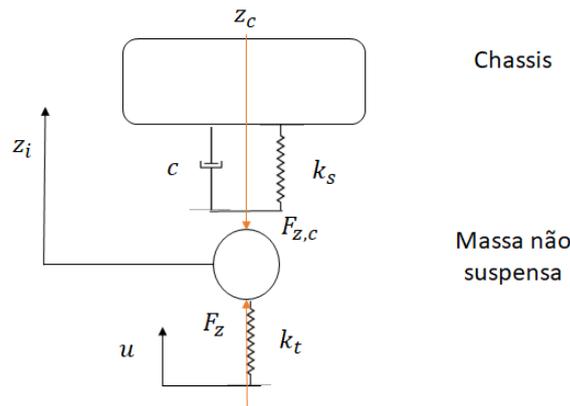


Figura 20: Esquema do modelo mecânico da suspensão e diagrama de corpo livre (força peso não desenhada) - Fonte: elaborado pelo autor

Para montar as equações de movimento, calculam-se as forças externas em relação ao referencial móvel. Com o vetor das forças e seu ponto de aplicação, calcula-se o momento externo em relação ao baricentro, escritos no referencial móvel, e monta-se as equações do TQMA 5.8. Em seguida, transforma-se as forças para o referencial fixo e monta-se as equações do TR 5.6. Paralelamente, monta-se as equações dos graus de liberdade restantes (suspensão e rotação das rodas).

5.3.1 Suspensão

A suspensão do veículo foi implementada de forma linearizada, considerando o deslocamento da roda como perpendicular ao solo. Em cada canto do carro, a massa não-suspensa é conectada ao chassis com mola e amortecedor e é conectada ao solo com o pneu, modelado como uma mola [11].

Dessa forma, foi adotado o modelo de quarto de carro ilustrado na figura 20.

A equação que descreve o movimento da massa não suspensa, como em [11], está escrita em 5.9, sendo \ddot{z}_i a aceleração vertical da massa não suspensa, F_z a força vertical exercida pelo pneu na massa não suspensa (reação do solo) e $F_{z,c}$ a força exercida pela mola e amortecedor do chassis. Essas forças são calculadas na equação 5.10.

$$m_{ns} \cdot \ddot{z}_i = F_z - F_{z,c} - m_{ns} \cdot g \quad (5.9)$$

Na equação 5.10, z_c é a altura do ponto de ancoragem da suspensão do veículo (calculado com os ângulos ϕ e θ), z_u é a variação de cota do solo e r_{wh} é o raio da roda.

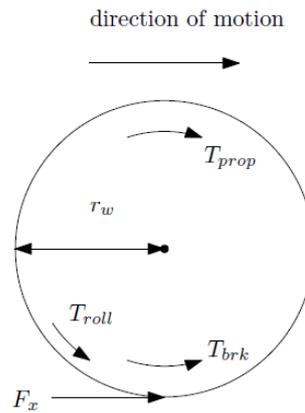


Figura 21: Diagrama de corpo livre da roda (força peso não desenhada) - Fonte: Patil

$$F_{z,c} = -k_s \cdot z_c - c \cdot \dot{z}_c \quad (5.10)$$

$$F_{z,i} = k_t \cdot (z_u - z_i + r_{wh} + m_s \cdot m_{ns} \cdot g/k_t)$$

Ao final, as forças verticais da suspensão são introduzidas nas equações de translação em Z do chassis.

5.3.2 Rotação das Rodas

As rodas, consideradas como massas não suspensas acopladas verticalmente ao chassis, podem girar estritamente no eixo Y . Essa rotação das rodas compõe os últimos 4 graus de liberdade do modelo.

O equacionamento foi feito a partir do diagrama de corpo livre da roda, conforme em [11].

Dessa forma, a equação de movimento da roda é dada por 5.11, sendo I_w o momento de inércia da roda, $\dot{\omega}$ a velocidade de rotação, T_{motor} o torque aplicado pelo motor no cubo, T_{freio} o torque aplicado pelos freios, F_{xw} a força longitudinal gerada pelo pneu e T_{rol} o torque de resistência a rolagem.

$$I_w \cdot \dot{\omega}_w = T_{motor} - T_{freio} - F_{xw} \cdot r_w - T_{rol} \quad (5.11)$$

A equação é aplicada para as quatro rodas, gerando assim quatro equações para quatro graus de liberdade.

5.3.3 Modelo de Contato de Rolamento - Pneus

O modelo do pneu é de fundamental importância para a dinâmica veicular [4]. É no pneu onde as forças que de fato movimentam o veículo são geradas. E ele é também a fonte de maior não linearidade do modelo devido à natureza do material e do fenômeno de adesão e aderência na pista.

Para o cálculo das forças laterais e longitudinais, é necessário o cálculo do deslizamento lateral e longitudinal do pneu como visto no capítulo 3.

O ângulo de deslizamento lateral do pneu ("slip angle") é calculado na equação 5.12.

$$\begin{aligned}\alpha_F &= \beta + \frac{a}{V} \cdot r - \delta \\ \alpha_R &= \beta - \frac{b}{V} \cdot r\end{aligned}\tag{5.12}$$

Sendo o ângulo de deslizamento lateral do veículo $\beta = V_y/V$, a e b as distâncias dos eixos dianteiros e traseiros ao centro de gravidade, r a velocidade de guinada ("yaw rate") e δ o ângulo de esterçamento da roda.

Já o deslizamento longitudinal é calculado como a razão da velocidade angular da roda em relação a velocidade do veículo, como em [4]. A velocidade do veículo deve ser decomposta nos novos eixos das rodas no caso das rodas esterçantes com o ângulo de esterçamento, conforme a figura. Assim, o equacionamento pode ser escrito como em 5.13.

$$\begin{aligned}V_{xw} &= V_x \cdot \cos \delta + V_y \cdot \sin \delta \\ \lambda &= \frac{w \cdot r - V_{xw}}{\max(V_{xw}, 0.01)}\end{aligned}\tag{5.13}$$

Sendo λ o deslizamento longitudinal, w a velocidade de rotação da roda, r o raio da roda e V_{xw} a velocidade do veículo na roda decomposta nos eixos da roda. A função max serve para evitar divisões por zero nos casos em que o veículo está parado.

Tendo os deslizamentos laterais α_i , longitudinais λ_i e a força vertical em cada pneu F_{zi} , prossegue-se para o cálculo das forças geradas pelo pneu. Optou-se por usar o modelo de pneu desenvolvido em [26]. Este é um modelo matemático, desenvolvido para melhor aproximar as curvas experimentais adquiridas em testes reais de pneu. O modelo leva em conta a não linearidade do pneu com o aumento de carga vertical e aumento de deslizamento lateral e longitudinal. Existem diferentes coeficientes para a curva de aderência

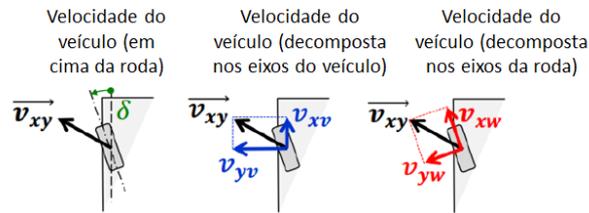


Figura 22: Diagrama da velocidade na roda para cálculo do deslizamento longitudinal - Fonte: adaptado de [11]

longitudinal e lateral e fatores de dimensionamento. Primeiramente, é calculado o deslizamento em estado estacionário, considerando deslizamento puro nas direções lateral e longitudinal. Em seguida, é feito o cálculo para o deslizamento combinado. A equação 5.14 ilustra uma das equações do modelo: x é a variável de deslizamento (podendo ser α para o lateral, ou λ para o longitudinal), C_α é a rigidez lateral do pneu e os outros coeficientes B e D são constantes que permitem o fit matemático das curvas ao longo de toda a região de operação.

$$F_y = A \cdot \sin(B \arctan(C \cdot x - D \cdot (C \cdot x - \arctan C \cdot x)))$$

$$A = \mu \cdot F_z \quad (5.14)$$

$$C = \frac{C_\alpha}{AB}$$

Como explicado anteriormente, o modelo do pneu recebe como input as variáveis de deslizamento calculadas anteriormente e as forças verticais e tem como output as forças laterais F_y e F_x .

O modelo de pneu utilizado faz um fit matemático com base em curvas experimentais e produz os seguintes gráficos, mostrados nas figuras 23 e 24.

Além de ser não linear com relação ao aumento dos deslizamentos, ele leva em conta o deslizamento combinado. Com o aumento de deslizamento longitudinal, perde-se capacidade de geração de aderência lateral e vice-versa. Esse fenômeno é extremamente importante para o comportamento de entrada e saída de curva do veículo, quando tem-se aceleração longitudinal e lateral combinadas. Essa situação pode gerar comportamentos sobre ou subesterçantes facilmente, causando instabilidades para o motorista. Os gráficos 25 e 26 mostram como varia a aderência longitudinal com uma variação na aderência lateral e vice versa.

Ao final do processo, as forças são calculadas no sistema de coordenadas das rodas e precisam então serem passadas ao sistema de coordenadas global. Esse procedimento é

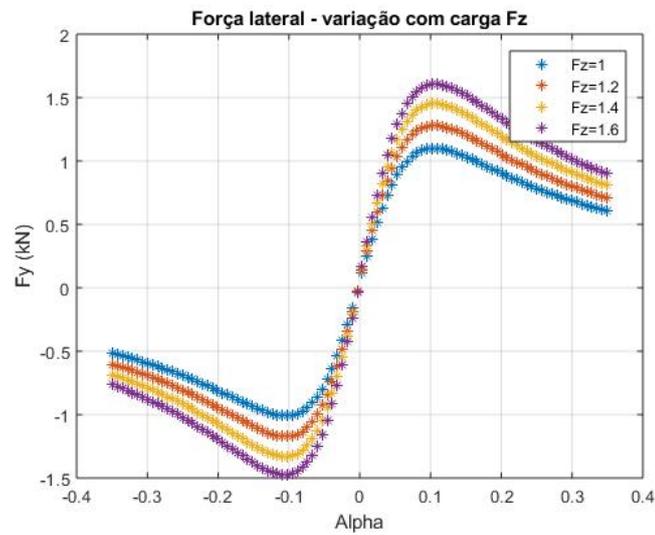


Figura 23: Gráfico de força lateral F_y pelo escorregamento lateral α para diversos valores de carga vertical F_z do modelo de pneu adotado

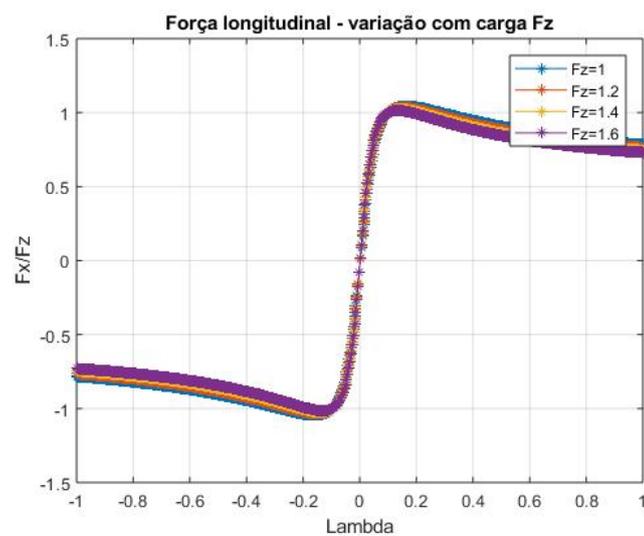


Figura 24: Gráfico de força longitudinal F_x pelo deslizamento longitudinal λ para diversos valores de carga vertical F_z do modelo de pneu adotado

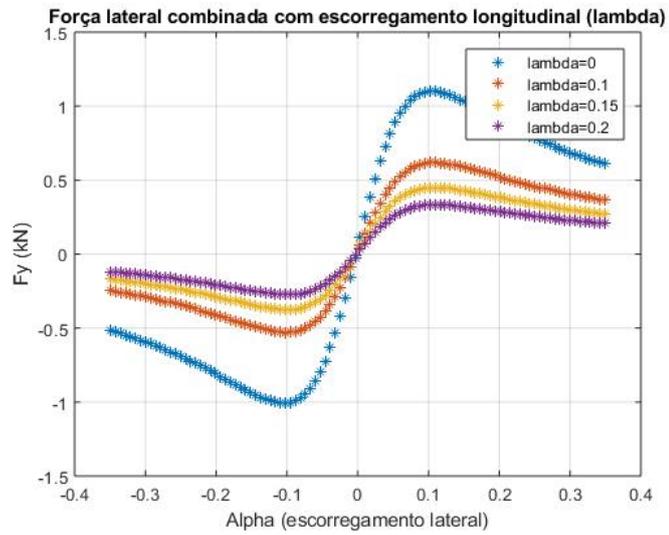


Figura 25: Gráfico de força lateral F_y pelo escorregamento lateral α para diversos valores de deslizamento longitudinal λ

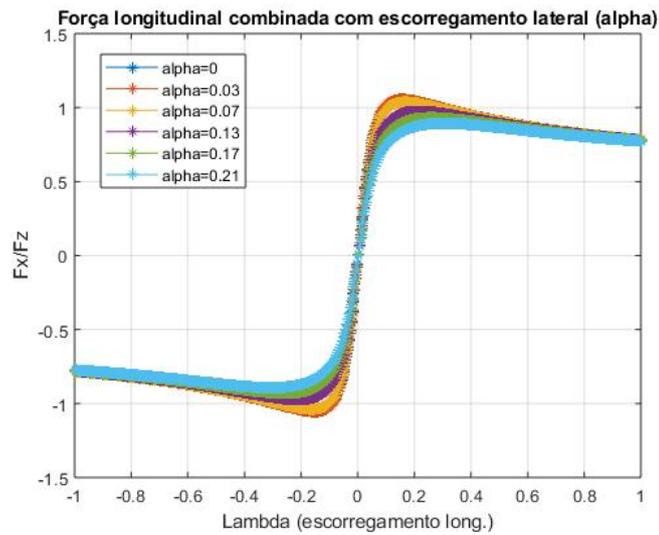


Figura 26: Gráfico de força longitudinal F_x pelo deslizamento longitudinal λ para diversos valores de escorregamento lateral α

descrito nas equações 5.15.

$$\begin{aligned} F_x &= \cos \delta \cdot F_{xw} + \sin \delta \cdot F_{yw} \\ F_y &= \sin \delta \cdot F_{xw} + \cos \delta \cdot F_{yw} \end{aligned} \quad (5.15)$$

O modelo de pneu foi implementado com uma função no modelo em Matlab. Dessa forma, ele pode ser facilmente substituído por outro, caso haja necessidade, tornando a manutenção do programa mais fácil.

5.3.4 Motor Elétrico

Para o modelo deste trabalho, o motor elétrico é considerado como uma inércia extra na massa não suspensa (tanto rotacional quanto para translação) e como fonte de torque. O torque gerado é aplicado nas rodas e, assim, os pneus geram a força trativa que empurra o veículo para frente e para os lados.

De acordo com [35], motores síncronos de imãs permanentes têm sua dinâmica interna muito mais rápida que a dinâmica veicular do chassis. Como o objeto de estudo deste trabalho é a dinâmica veicular, que tem frequências naturais baixas, da ordem de $1Hz$ a $10Hz$ e o motor elétrico considerado é tipo síncrono com imãs permanentes de fluxo axial (que tem rápida resposta de torque), a dinâmica interna dos motores será desprezada, assim como em [45] e [46], com a hipótese de que foi implementado nos motores um controlador de torque adequado.

O motor será modelado a partir da sua curva de torque e potência por rotação. A curva de torque será usada para o cálculo do acelerador e para o controle de "torque vectoring".

O motor modelado é o Emrax 208. Os dados do motor foram obtidos a partir do fabricante e estão reproduzidos a seguir na tabela 2.

Tabela 2: Dados Emrax 208

Dados técnicos	EMRAX 208
Massa	9.1 kg
Diâmetro/Comprimento	208/85 mm
Máxima tensão	125 Vdc
Potência máxima	80 kW
Potência contínua	20-32 kW
Velocidade máxima de rotação	6000 rpm
Torque máximo	150 Nm
Eficiência	92%-98%
Inércia do rotor	256 kg cm ²

A curva de torque está reproduzida em 27. O motor tem alta densidade de potência (até 8.7 kW/kg), alto torque a baixas rotações, alta eficiência e pouca massa (9.1 kg). Para combinar corretamente a rotação do motor e a necessidade de potência do veículo, uma razão de transmissão de 5 deve ser usada. Diferentes maneiras de se fazer isso são explicadas na literatura [15]. Uma implementação comum é a transmissão planetária montada na roda. Como feito em [37], porque o foco deste trabalho é no controle de estabilidade do veículo, será assumido que a transmissão é feita corretamente e com uma razão de transmissão de 100%. Em condições normais de operação, é, geralmente, em torno de 90%

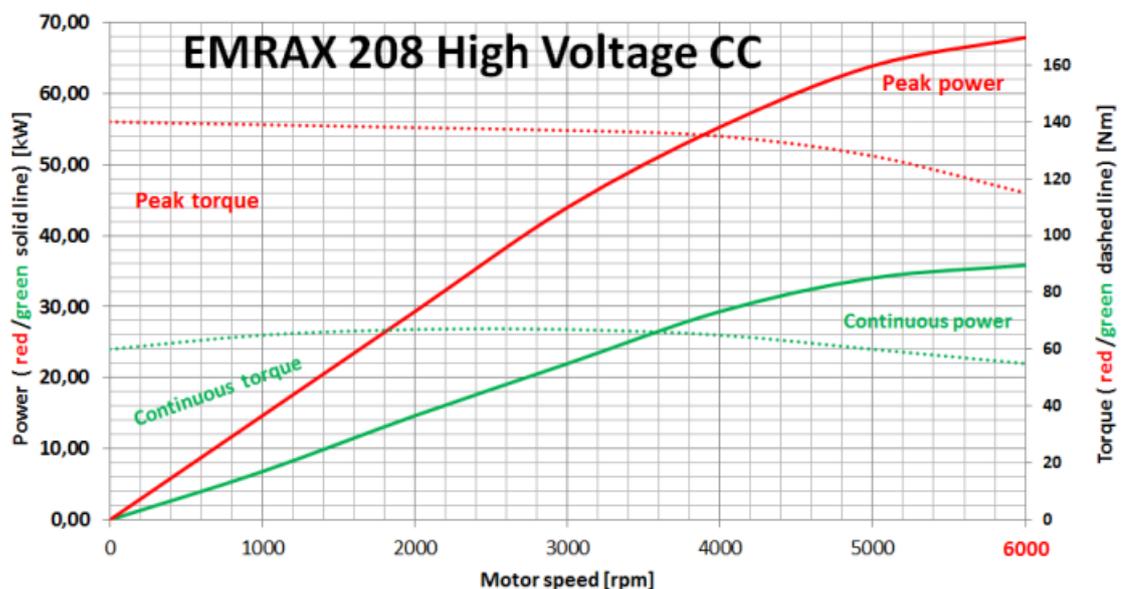


Figura 27: Emrax 208 torque e power vs. velocidade

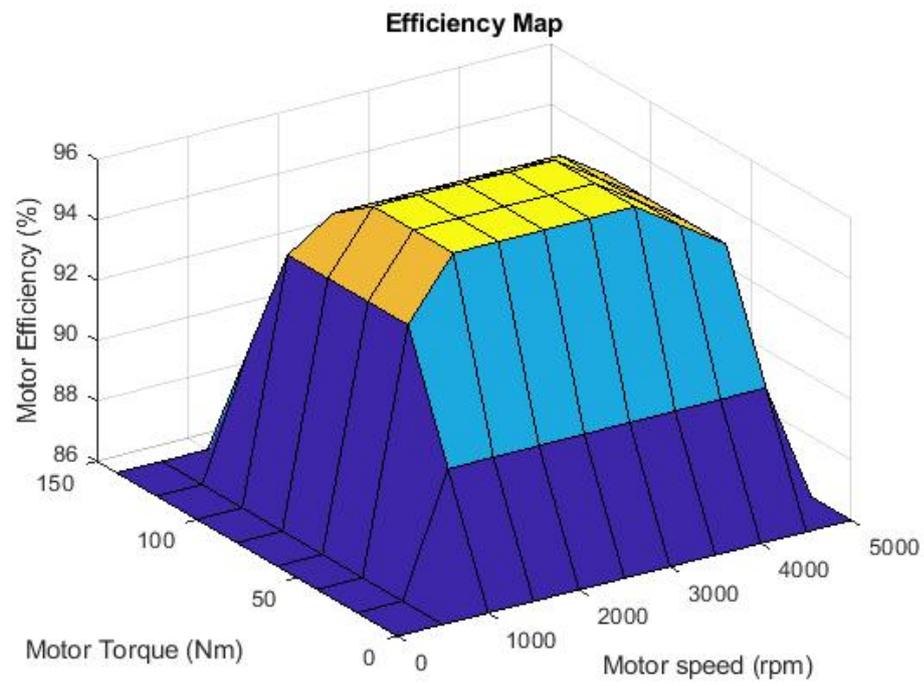


Figura 28: Mapa de eficiência para o motor Emrax 208

6 DESENVOLVIMENTO DO CONTROLE

Desenvolvido o modelo matemático do veículo, pode-se estudar a performance do veículo "baseline", sem nenhum tipo de controle de dinâmica veicular. Prossegue-se, então, para o desenvolvimento do controle de binário de tração ("torque vectoring"). Além deste controle, foi desenvolvido também um controle de velocidade longitudinal para manter o carro a uma velocidade longitudinal constante durante as manobras.

6.1 Controle de Velocidade Longitudinal

O controle de velocidade longitudinal atua no acelerador do veículo e consiste em um controlador proporcional. Suas entradas são a velocidade de referência e a velocidade atual. O sinal de erro é a diferença entre a referência e a velocidade atual. O ganho proporcional do controlador atua então no sinal do erro e calcula qual deve ser o porcentual de acelerador que deve ser aplicado. Com o porcentual, é calculado o torque do motor para cada roda com a sua respectiva rotação. O diagrama do controle está ilustrado em 6.1.

Os ganhos do controle de velocidade longitudinal foram ajustados manualmente através de simulações. Ele é importante para manter a velocidade constante ao longo da manobra, replicando a demanda do motorista na vida real.

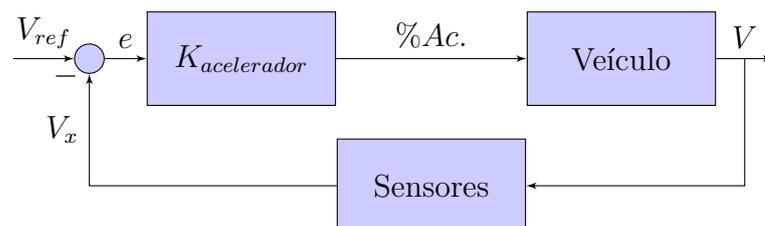


Figura 29: Diagrama do controle de velocidade Longitudinal

6.2 Controle de Binário de Tração

O controle de binário de tração ("Torque Vectoring") foi implementado através de um controlador PI com diferentes etapas de processamento. Como explicado no capítulo 4, o controlador tem as seguintes tarefas: gerar a referência de velocidade de guinada, aplicar a lei de controle no sinal de erro e calcular o momento de controle necessário, distribuir o momento de controle entre as quatro rodas e aplicar potenciais saturações. Cada etapa será brevemente explicada a seguir.

6.2.1 Gerador da Referência

A referência de velocidade de guinada é gerada utilizando a equação 3.11 explicada no capítulo 3 baseada no modelo de bicicleta. A equação descreve a velocidade de guinada para um dado veículo, a uma dada velocidade com uma entrada de esterço em estado estacionário. Para se obter o comportamento do veículo neutro, utiliza-se a equação com o coeficiente $K_u = 0$.

No entanto, devido a limitações de aderência dos pneus, a velocidade de guinada estabelecida na equação 3.11 não é sempre atingível. O veículo não consegue atingir a velocidade de guinada quando os pneus não conseguem fornecer as forças necessárias. Assim, a aceleração lateral é limitada pelo coeficiente de fricção entre o pneu e o solo μ conforme descrito na equação 6.1 em [18] e [47].

$$a_y = V \cdot \dot{\psi} + a_x \cdot \tan \delta + \frac{V \cdot \dot{\beta}}{\sqrt{1 + \tan^2 \beta}} \leq \mu \cdot g \quad (6.1)$$

Sendo a_y a aceleração lateral, a_x a longitudinal e os outros termos tem o mesmo significado dos utilizados previamente. Os dois termos na direita têm uma menor contribuição para a aceleração lateral pois os ângulos de escorregamento β e o de esterçamento δ são pequenos. Assim, a aceleração lateral pode ser aproximada pelo primeiro termo $V \cdot \dot{\psi}$.

Dessa forma, a velocidade de guinada pode ser limitada como em [18]:

$$\dot{\psi}_{max} \leq \frac{\mu \cdot g}{V} \cdot \sigma \quad (6.2)$$

Sendo σ um fator de contribuição da velocidade de guinada para a aceleração lateral. Ele pode ser ajustado a $\sigma = 80\%$, por exemplo, de tal forma que 80% da aceleração lateral vem da velocidade de guinada e os outros 20% vem da contribuição do ângulo de

deslizamento β do veículo.

A formulação final para a velocidade de guinada é então mostrada em 6.3.

$$\dot{\psi}_{ref} = \begin{cases} \dot{\psi}_{des}, & |\dot{\psi}_{des}| \leq |\dot{\psi}_{max}| \\ \pm \dot{\psi}_{max}, & \text{otherwise} \end{cases} \quad (6.3)$$

Ajustando o gradiente de subesterçamento K_u , é possível controlar o comportamento do veículo desejado. Para se ter um veículo com melhor resposta do que o baseline, um valor menor de K_u deve ser utilizado. Para aumentar a estabilidade, o valor K_u deve ser maior.

6.2.2 Lei de Controle

O controlador consiste no cálculo do sinal de erro, o controlador PI e o cálculo para o momento de guinada necessário. O objetivo do controlador é acompanhar a referência de guinada e minimizar o erro.

Nesta parte, a lei de controle é implementada com os ganhos apropriados (K_p and K_i) para acompanhar corretamente a velocidade de guinada (gerada previamente) e minimizar o erro.

O sinal de erro é definido por:

$$\dot{\psi}_{error} = \dot{\psi}_{ref} - \dot{\psi}_{actual} \quad (6.4)$$

Sendo $\dot{\psi}_{error}$ o erro de velocidade de guinada, $\dot{\psi}_{ref}$ a referência de velocidade de guinada e $\dot{\psi}_{actual}$ a velocidade de guinada atual. Quanto maior o erro, maior o momento necessário para corrigir o comportamento do veículo e fazê-lo acompanhar a referência. O sinal de erro é então enviado ao controlador PI.

A expressão da saída do controlador PI é o momento de guinada M_z escrito em 6.5.

$$M_z = K_p \cdot \dot{\psi}_{error} + K_i \int \dot{\psi}_{error} dt \quad (6.5)$$

Os ganhos do controlador PI são ajustados virtualmente usando manobras de entrada degrau, rampa e senoidal em velocidades de 36 km/h, 60 km/h, 90 km/h e 120 km/h. Como visto em [18,23,26], é necessária uma variação dos ganhos com a velocidade. Assim

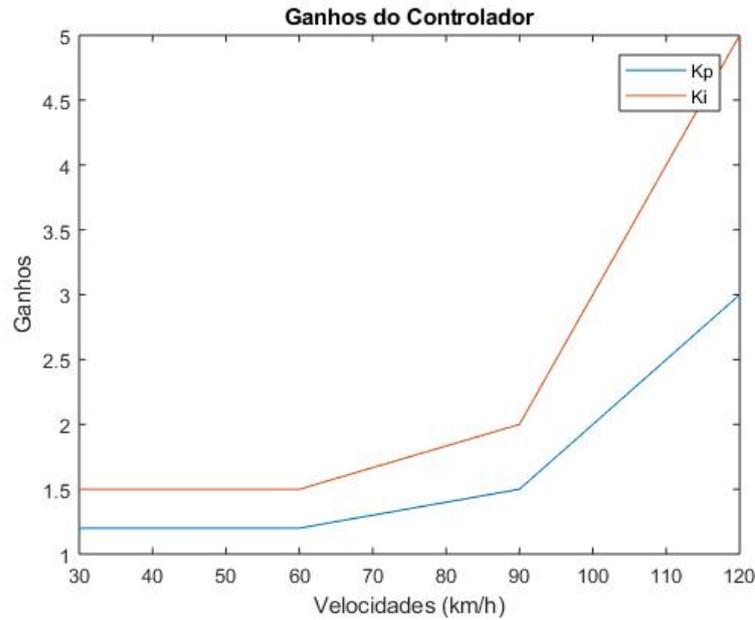


Figura 30: Ganhos do controlador vs. velocidade do veículo

sendo, os ganhos do controlador foram ajustados para cada set point de velocidade e são interpolados para as velocidades entre os set points conforme mostrado em Figure 30.

6.2.3 Alocação de Torque

Depois que o controlador calculou o momento de guinada M_z necessário para corrigir a trajetória do veículo, é necessário calcular o quanto de torque aplicar a cada roda.

Similar ao feito em [19], o momento vai ser dividido igualmente entre as rodas esquerda e direita, dessa forma todos os pneus participam igualmente na geração das forças e a velocidade do veículo não será impactada.

Como visto em 4.6, o parâmetro θ_f indica a porcentagem do momento corretivo que vai para as rodas dianteiras e θ_r para as traseiras. Neste trabalho, $\theta_f = \theta_r = 50\%$, o que indica que o momento é dividido igualmente entre as rodas dianteiras e traseiras.

O torque motor T_{motor} nas rodas necessário para gerar o momento de guinada é então calculado. Este torque será somado ao torque de demanda do motorista para manter a velocidade longitudinal constante.

A equação 6.6 é usada como em [19], onde R é o raio do pneu e t é a bitola.

$$\Delta T_{motor} = M_z \cdot \frac{R}{t} \quad (6.6)$$

O princípio do controlador é de que uma força longitudinal na roda produz um momento de guinada no veículo. De acordo com a convenção de sinais adotada, a força longitudinal nas rodas direitas produz um momento de guinada positivo e a força longitudinal na esquerda produz um momento de guinada negativo.

A saída desta etapa é, então, o ΔT_{Motor} que deve ser adicionado em cada roda. Em seguida, as saturações são aplicadas para garantir o bom funcionamento do controle.

6.2.4 Saturações dos Motores e das Rodas

As saturações são aplicadas após o alocador de torque. Pode-se destacar duas saturações aplicadas: a do motor e a das rodas. O motor não pode fornecer um torque maior do que o seu máximo estabelecido pela curva de potência (considerando já a demanda do motorista) e o torque aplicado nas rodas não deve ser tão grande a ponto de provocar escorregamento excessivo nas rodas.

O torque de demanda do motorista é calculado com uma consulta à curva de potência do motor, interpolando-se os valores para o valor correspondente de acelerador dado pelo controlador de velocidade longitudinal. A esses valores, é somado o ΔT_{Motor} calculado pelo alocador de torque. Com os valores finais de torque, faz-se uma comparação com o torque do motor àquela velocidade angular ω e $acelerador = 100\%$ para levar em conta a saturação do motor.

Para a saturação das rodas, tendo-se os valores de carga vertical em cada roda são usadas as expressões 6.7 e 6.8 para se obter o valor de T_{max} que pode ser aplicado na roda.

$$F_{x_{max}} = \mu * F_z \quad (6.7)$$

$$T_{max} = F_{x_{max}} \cdot r \quad (6.8)$$

Ao final, o valor de T_{max} é comparado com os valores reais de T já com a demanda do motorista e o torque do controlador e o menor valor é computado.

6.2.4.1 Observações

As saturações são importantes para garantir a fidelidade do modelo em relação a realidade. O motor nunca poderá fornecer um torque maior do que o seu máximo àquela

velocidade especificada. Além disso, a saturação de deslizamento das rodas num projeto físico real seria incorporada em um controlador de tração, como explicado no capítulo 4. Sem essa saturação ou o controle, o controlador aceleraria demasiadamente as rodas, provocando derrapagem e fazendo o veículo perder o controle.

A implementação deste tipo de controlador em um veículo depende da instalação e correto funcionamento de diversos sensores como acelerômetro para a aceleração lateral, sensor de velocidade, giroscópio para a velocidade de guinada e sensor de deslocamento angular para o ângulo de esterçamento. Para as saturações, é usada ainda a informação do coeficiente de atrito com o solo e a força vertical em cada roda. Ambas estas informações devem ser corretamente estimadas para a aplicação do controlador.

Ao final, tem-se o controlador com os seus seguintes blocos como ilustrado na imagem 31.

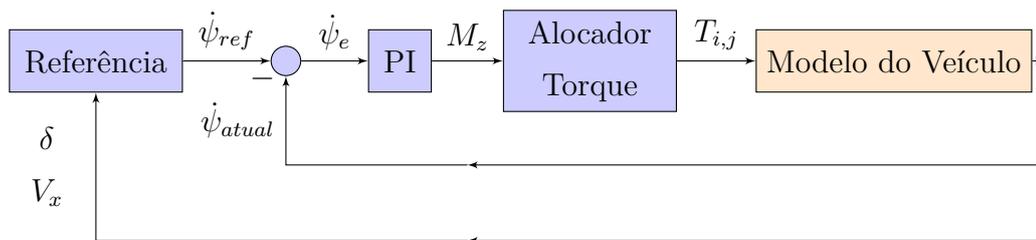


Figura 31: Diagrama de bloco para o controlador

7 IMPLEMENTAÇÃO NO MATLAB

Desenvolvidas as equações, o modelo foi implementado no Matlab. Matlab é um software de alta performance para cálculos numéricos, amplamente utilizado em engenharia. Neste trabalho, o modelo foi feito inteiramente em script com scripts com funções auxiliares; não foi utilizado o Simulink. Um script principal chama os dados e parâmetros do modelo e em seguida chama a função para resolver as equações. Dessa forma, existem diferentes "módulos" que podem ser facilmente trocados para se testar diferentes opções no modelo: modelo de pneu, modelo do motor e cálculo dos deslizamentos lateral e longitudinal.

O sistema dinâmico tem 28 estados e 28 equações diferenciais. Para resolver o sistema, deve-se integrar as equações no tempo a partir das condições iniciais dadas. Usa-se a função *ode45* do Matlab, que é o solver numérico embutido no software para sistemas de equações diferenciais.

7.0.1 ODE45

A função *ode45* é feita para resolver sistemas do tipo dado na equação 7.1, onde t é a variável de tempo independente, $x(t)$ é o vetor de estados a ser descoberto e $f(t, x)$ é uma função de t e x (os carregamentos externos). No modelo, é dado o vetor de condições iniciais e a cada instante de tempo t , os carregamentos são recalculados.

$$\begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= f(t, x) \\ x(t_0) &= x_0 \end{aligned} \tag{7.1}$$

A função resolve o sistema implementando o método numérico de Runge-Kutta com um intervalo de tempo variável. O usuário não especifica o intervalo de tempo a ser discretizado, apenas o intervalo nos quais ele deseja ter os dados calculados, enquanto o solver se encarrega de discretizar e resolver o sistema automaticamente. Isso é uma característica importante do método pois implica em certos cuidados ao se usar funções

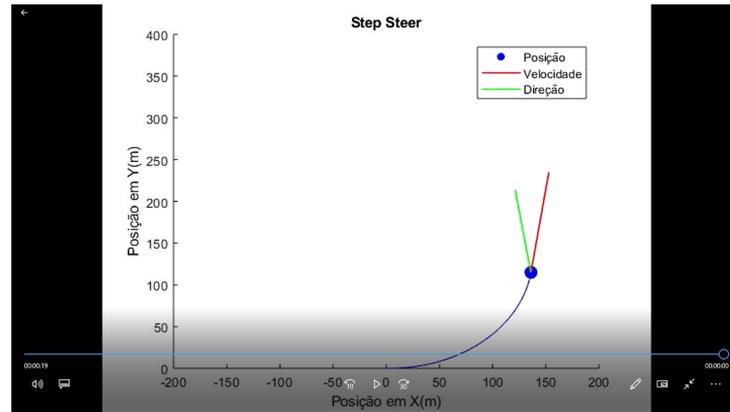


Figura 32: Frame do vídeo feito para análise dos resultados

dependentes do tempo dentro da função. Como o intervalo de discretização é variável, ao se derivar e integrar sinais no tempo deve-se sempre calcular antes o tamanho do intervalo de tempo.

7.0.2 Visualização dos Resultados

Ao final do algoritmo, os resultados são visualizados na forma de gráficos e vídeo (figura 32). Também foi feito um script comparador, que roda duas configurações diferentes do veículo (uma com o controle de binário de tração - "torque vectoring", e uma sem, por exemplo) e gera os gráficos de comparação. Essas ferramentas são importantes tanto para o desenvolvimento do modelo, como para a posterior análise dos resultados.

No vídeo, pode-se acompanhar claramente a trajetória do veículo e se investigar como varia o ângulo de escorregamento lateral. É uma forma mais rápida de validar os resultados obtidos nas simulações.

PARTE III

RESULTADOS

8 SIMULAÇÕES E RESULTADOS

Diferentes manobras foram realizadas para se analisar a performance do controle. A manobra de Step Steer (entrada degrau do volante) refere-se ao comportamento em transiente e a estabilização em estacionário em seguida. A manobra de Ramp Steer (entrada em rampa) analisa o comportamento em uma situação de quase estado estacionário.

A performance do controlador será avaliada pela sua capacidade de atingir o valor de referência, o valor de sobressinal, o tempo de subida e de estabilização e a potencial instabilidade gerada, aumentando o ângulo β .

Como explicado no Capítulo 6, os ganhos do controlador foram ajustados manualmente. A referência para o controle é gerada para um $K_{uREF} = 0$, para replicar o comportamento do veículo neutro. A distribuição do momento adicional em guinada do controle é distribuído igualmente na dianteira e traseira ($\theta = 50\%$).

O modelo pode ser analisado em diferentes manobras para se testar a performance do controle: entrada degrau, entrada em rampa e mudança de faixa. Diferentes parâmetros das manobras podem ser utilizados para se investigar diferentes pontos de operação do controle.

Tabela 3: Parâmetros do Controle

Parâmetro	Valor
K_{uREF}	0 rad/m/s ²
θ_{fr}	50%

8.1 Entrada Degrau

A manobra degrau mostra a performance do controle em regime transitório e o valor final em estado estacionário. Parâmetros de análise são o erro em estacionário, o tempo de estabilização, tempo de subida e evolução de β . O comportamento desejado é que o veículo com o controle tenha uma resposta mais rápida e igual à referência. A manobra foi realizada em baixas e altas acelerações laterais para ilustrar a diferença de comportamento do veículo.

8.1.1 Baixa Aceleração Lateral

A baixas velocidades e baixos inputs de esterçamento, o veículo faz a curva de maneira puramente cinemática. Não há escorregamento significativo das rodas. O ângulo β do veículo permanece positivo. Foi feita uma simulação a 30 km/h com input de esterçamento de 1.5 deg.

Pela análise das figuras 33 e 34, percebe-se que o veículo fez uma curva de raio pequeno (em torno de 100m) e atingiu uma aceleração lateral baixa (menor que 1 m/s^2). A aceleração lateral rapidamente chega ao seu valor estacionário e se estabiliza sem sobresinal. Observando a figura 35, percebe-se que em 1 s a velocidade de guinada atinge o valor estacionário equivalente ao da referência (o veículo perfeitamente neutro). Nessas situações, o controle de binário de tração ("torque vectoring") seria de pouca utilidade para o motorista, já que o controle do carro é ainda bem linear e rápido.

Na figura 36, acompanhamos o desenvolvimento das forças do pneu enquanto o veículo faz a curva e percebe-se que os ângulos de escorregamento lateral das rodas (α) permanecem pequenos ao longo da manobra.

8.1.2 Alta Aceleração Lateral

A manobra de Step Steer foi feita também para altas acelerações laterais para duas velocidades diferentes ($V = 90 \text{ km/h}$ e $V = 120 \text{ km/h}$) com duas entradas distintas de esterçamento ($\delta = 0.5 \text{ deg}$ e $\delta = 1.5 \text{ deg}$) para analisar o comportamento do veículo em uma condição com aceleração lateral alta e uma próxima ao limite de aderência do pneu.

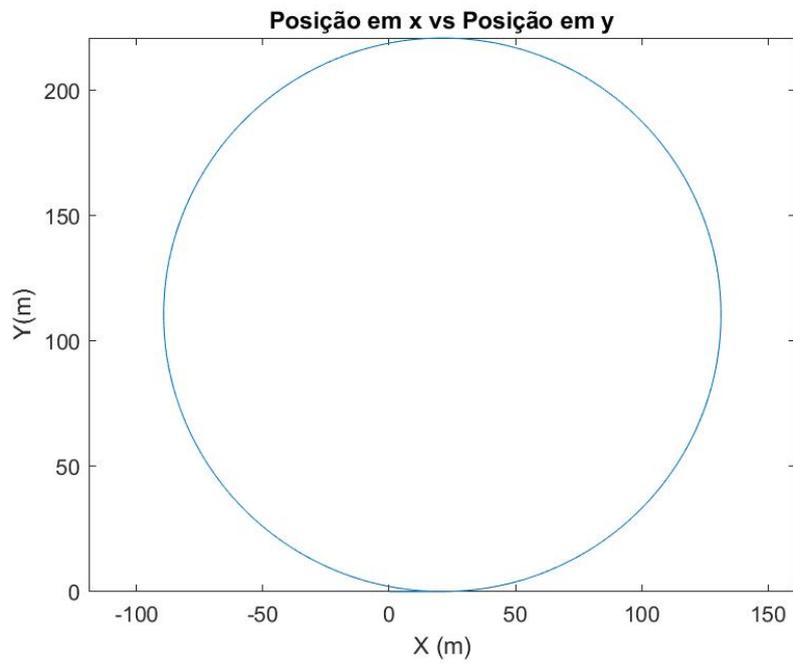


Figura 33: Trajetória do Veículo - Step Steer a $V = 30$ km/h

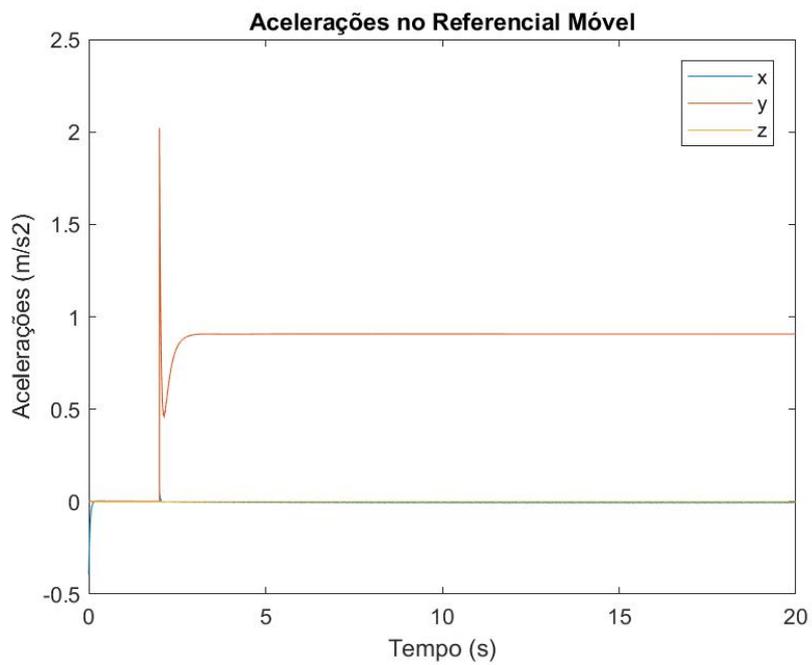


Figura 34: Aceleração do Veículo - Step Steer a $V = 30$ km/h

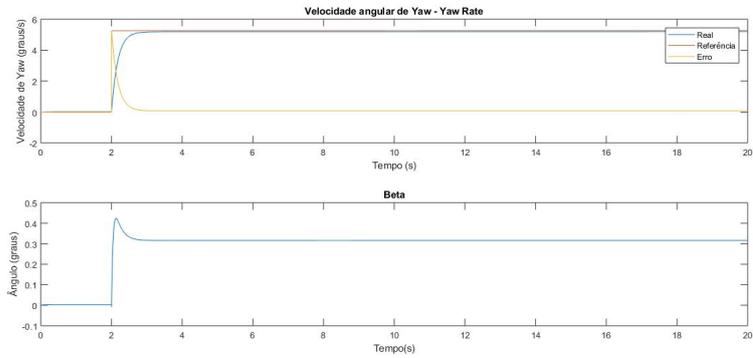


Figura 35: Velocidade de Guinada do Veículo - Step Steer a $V = 30$ km/h

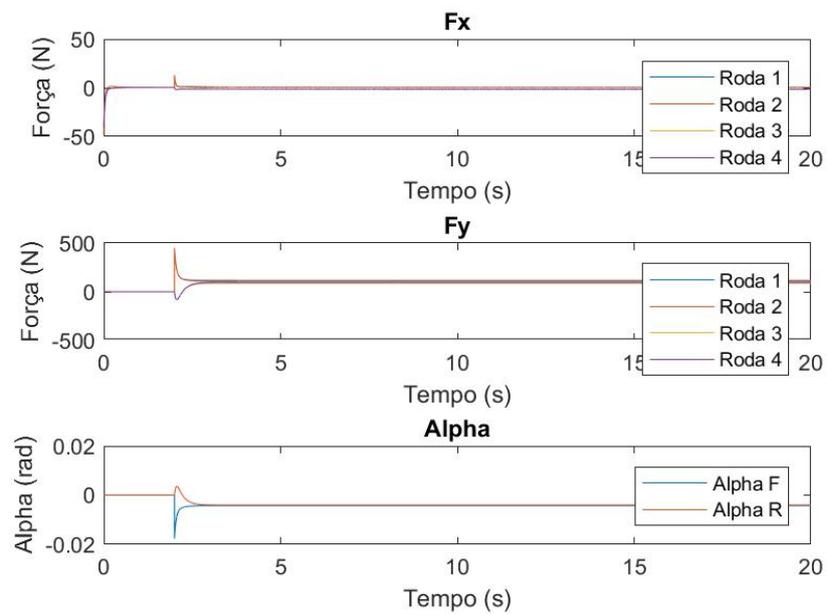


Figura 36: Forças do Pneu - Step Steer a $V = 30$ km/h

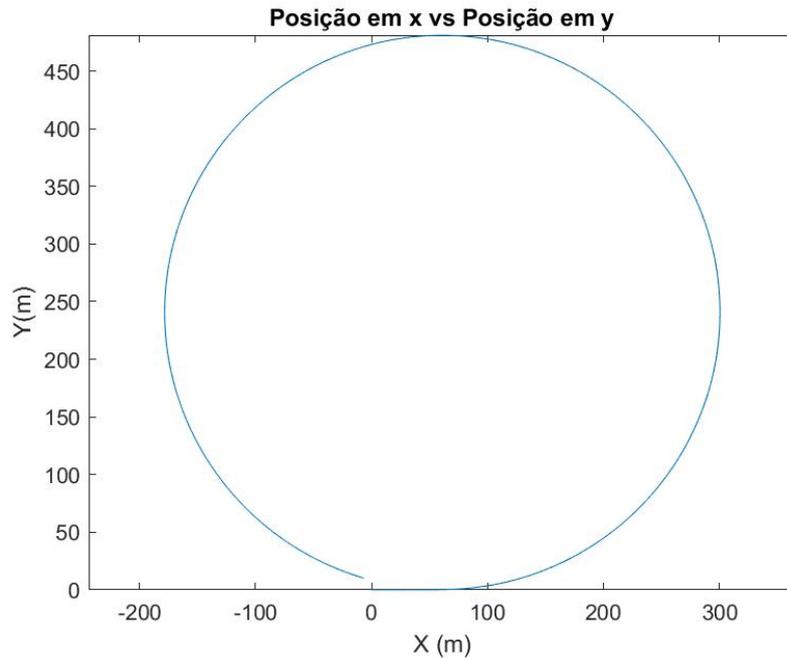


Figura 37: Trajetória - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 0.5$ deg

8.1.2.1 $V = 90$ km/h

A $V = 90$ km/h com uma entrada de $\delta = 0.5$ deg (figuras 37 e 38), o raio da curva é muito maior, atingindo quase 300 m. A aceleração lateral estabiliza-se em 2.6 m/s² em 2 s.

Na figura 39, pode-se analisar a transferência de carga entre as rodas durante a manobra. As rodas esquerda 1 e 3 (dianteira e traseira, respectivamente) tem uma diminuição na sua carga vertical pois são as rodas internas da curva. A aceleração lateral combinada com a altura do centro de gravidade gera uma transferência de carga para as rodas externa, 2 e 4, que tem sua carga vertical aumentada e por consequência, sua aderência. Pode-ser ver ainda o tempo de acomodação das molas e amortecedores da suspensão em rolagem e o sobressinal na evolução da força vertical antes de atingir o valor final.

Na evolução da velocidade de guinada na figura 40, percebe-se a demora em atingir a velocidade final com um alto tempo de estabilização $t_s = 2$ s. Além disso, o valor final da velocidade é menor que o da referência, indicando que o veículo está subesterçante em relação ao neutro, com um erro de $e = 10,2\%$. O ângulo β desta vez é negativo, oposto do que era na condição de baixa aceleração lateral: existe um escorregamento maior entre a velocidade do veículo e a direção longitudinal. Quanto maior esse escorregamento, mais o veículo tende à condição de drifting: situação instável onde não há mais controle direcional.

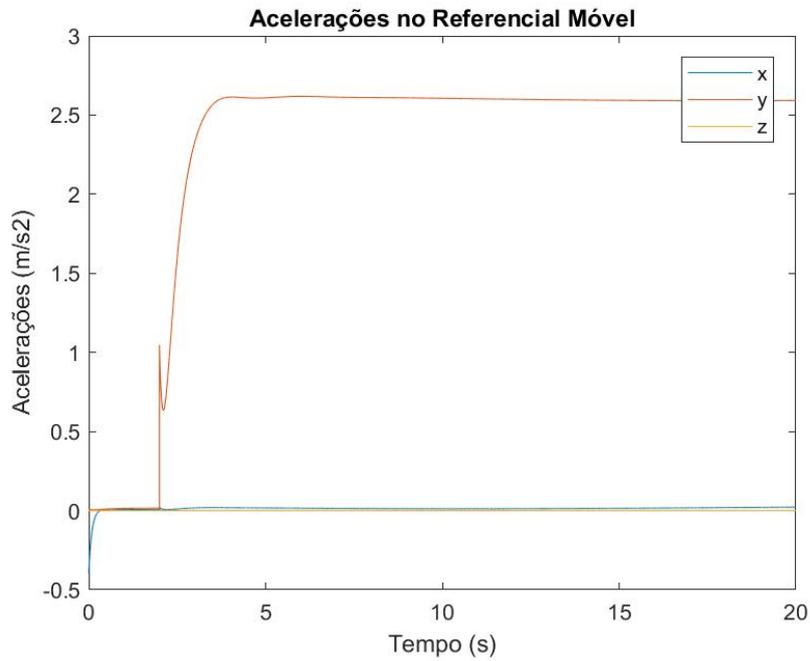


Figura 38: Acelerações - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 0.5$ deg

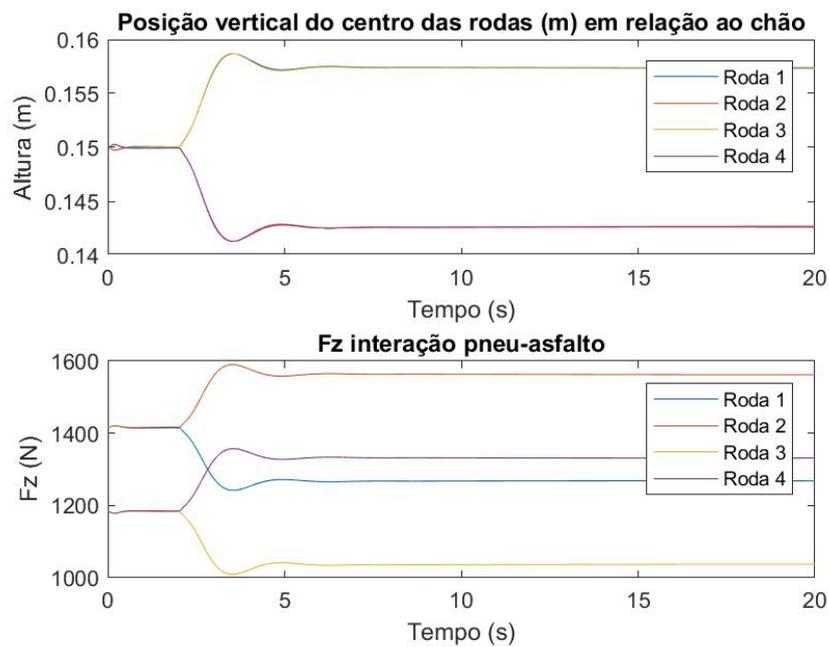


Figura 39: Forças verticais - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 0.5$ deg

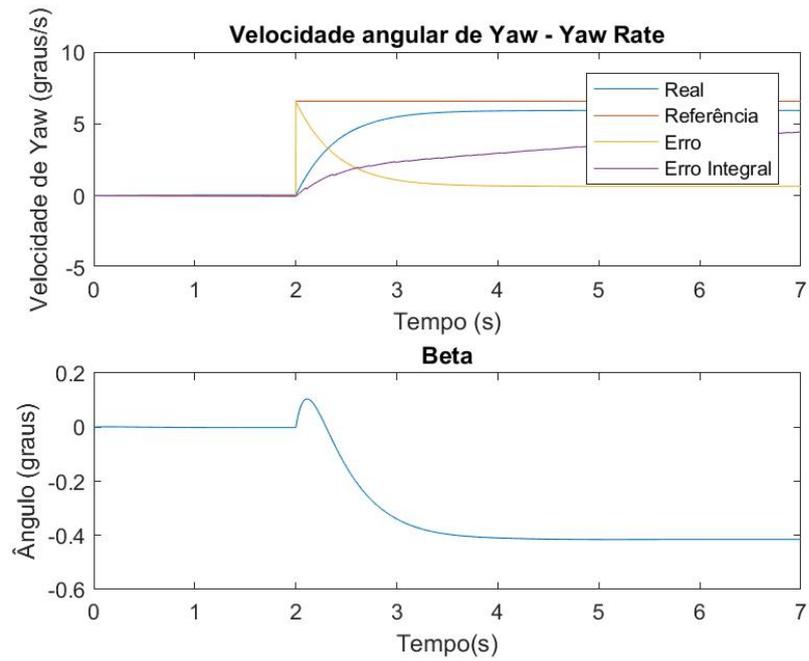


Figura 40: Velocidade de Guinada - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 0.5$ deg

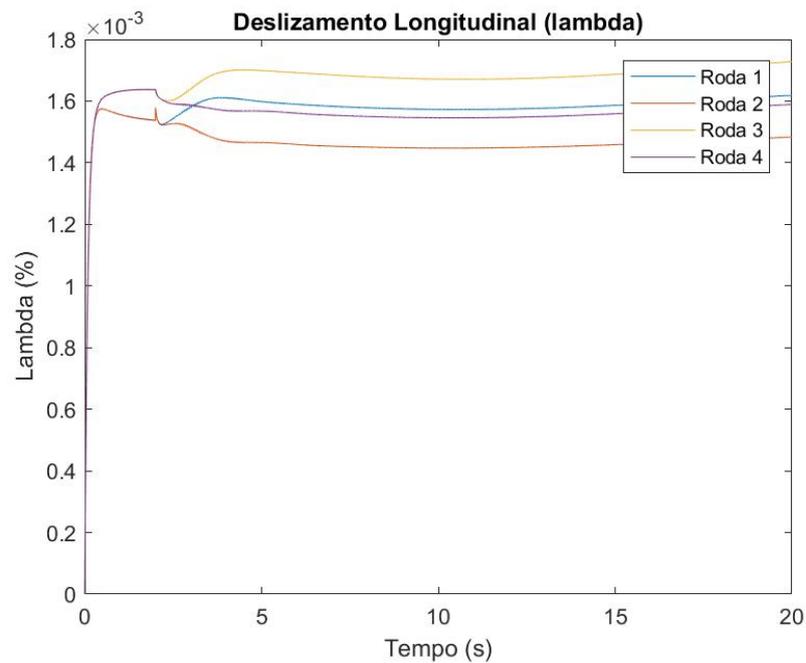


Figura 41: Deslizamento Longitudinal das Rodas - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 0.5$ deg

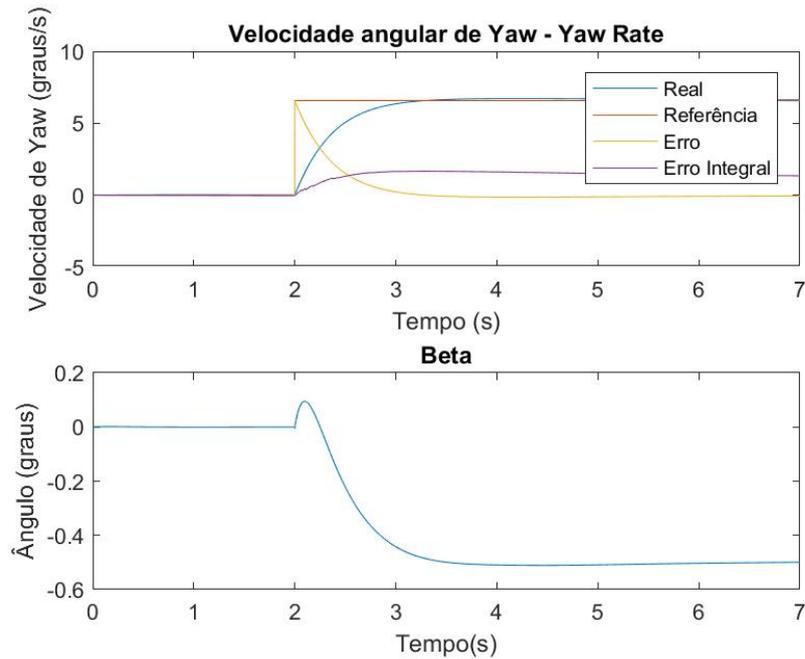


Figura 42: Velocidade de Guinada - Com Controle - Step Steer a $V = 90 \text{ km/h}$ e $\delta = 0.5 \text{ deg}$

Na figura 41, a partir do instante $t = 2 \text{ s}$ onde se inicia a entrada degrau, percebe-se a evolução do deslizamento longitudinal das rodas ao longo da manobra. As rodas tem um baixo valor de deslizamento, suficiente apenas para gerar a força longitudinal necessária para manter o veículo na velocidade de referência. Este controle é feito pelo controlador de velocidade longitudinal, como explicado no capítulo 6. As rodas internas (1 e 3) tem maior deslizamento já que tem menor carga vertical aplicada e um torque de tração similar aplicado.

Esta situação de subesterçamento pode ser facilmente corrigida com o uso do controlador de binário de tração ("torque vectoring"), deixando o veículo mais ágil e responsivo, como será explicado a seguir.

Na manobra com o controlador de binário de tração ("torque vectoring"), o veículo apresenta uma evolução de guinada mais rápida e consegue atingir a referência (figura 42) com $t_s = 1 \text{ s}$ e $e = 0$. O veículo é significativamente mais ágil para o motorista e consegue responder de forma direta aos seus comandos. O ângulo β foi ligeiramente aumentado de $\beta = -0.4 \text{ deg}$ na situação sem controle para $\beta = -0.5 \text{ deg}$.

A aceleração lateral final atingida é 12% superior ao do caso sem o controlador. Ou seja, para a mesma entrada de esterço, o veículo com o controlador é capaz de gerar 12% mais aceleração lateral, mostrando o quanto o controlador torna o veículo mais

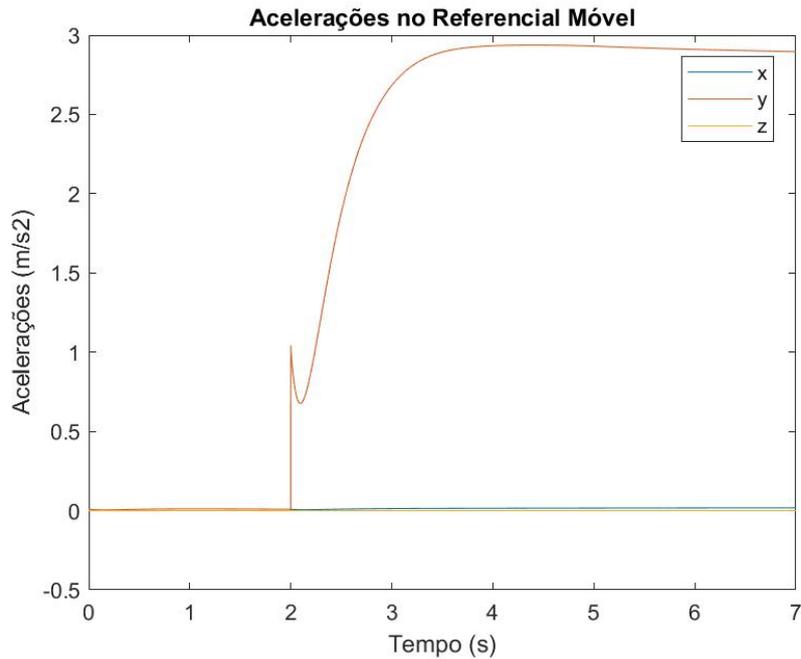


Figura 43: Acelerações - Com Controle - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 0.5$ deg

responsivo para o motorista. Isso é ainda mais evidente com a figura 44, que compara as duas trajetórias. Para a mesma entrada de esterço e velocidade, a trajetória do veículo com o controlador é mais fechada, mostrando como a aceleração lateral é maior neste caso. O veículo sem controle estava subesterçando em relação ao veículo controlado.

A maior velocidade de guinada é conseguida graças a distribuição de torque dos motores feita pelo controlador. Como se percebe na figura 45, o controlador freia as rodas 1 e 3, internas da curva, e acelera as rodas 2 e 4, gerando um momento de guinada no veículo para dentro da curva. Na figura 46, isso fica ainda mais claro, onde se acompanha como a velocidade angular das rodas diminuíram e aumentaram.

Na figura 47, tem-se a comparação direta entre os casos sem controle e com controle para a velocidade de guinada e o ângulo β . Percebe-se como a velocidade é maior para o veículo controlado mas com um maior ângulo β .

Foi feita a simulação de Step Steer também para uma entrada de $\delta = 1.5$ deg para a velocidade de $V = 90$ km/h. A trajetória está na figura 48. Percebe-se que o raio de curva é consideravelmente menor do que para a entrada anterior. Pela figura 49, a aceleração lateral também é maior. Nesta região, os pneus já estão operando além da zona linear da curva de aderência e o comportamento é muito mais instável. Na figura 50, percebe-se como a velocidade de guinada fica abaixo da referência, mostrando o subesterçamento do veículo.

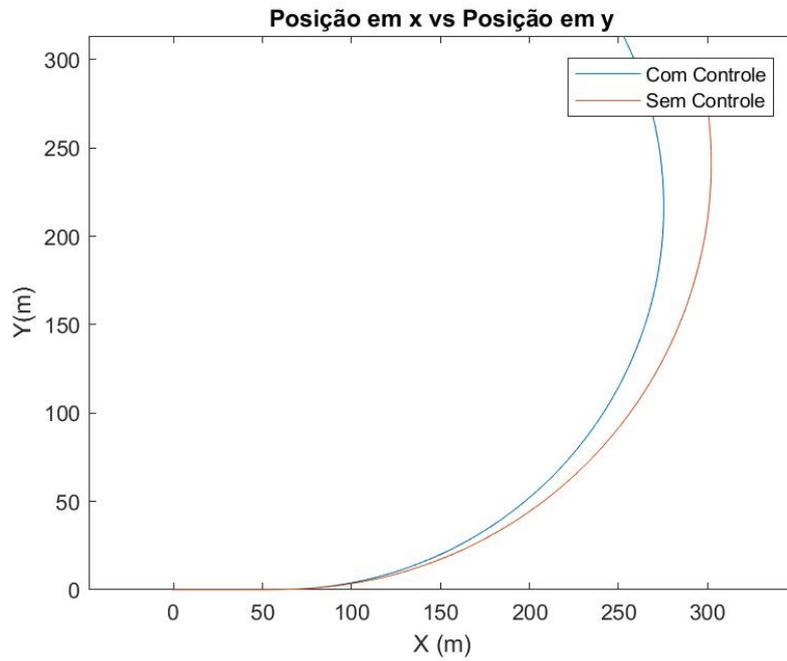


Figura 44: Comparação de Trajetórias - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 0.5$ deg

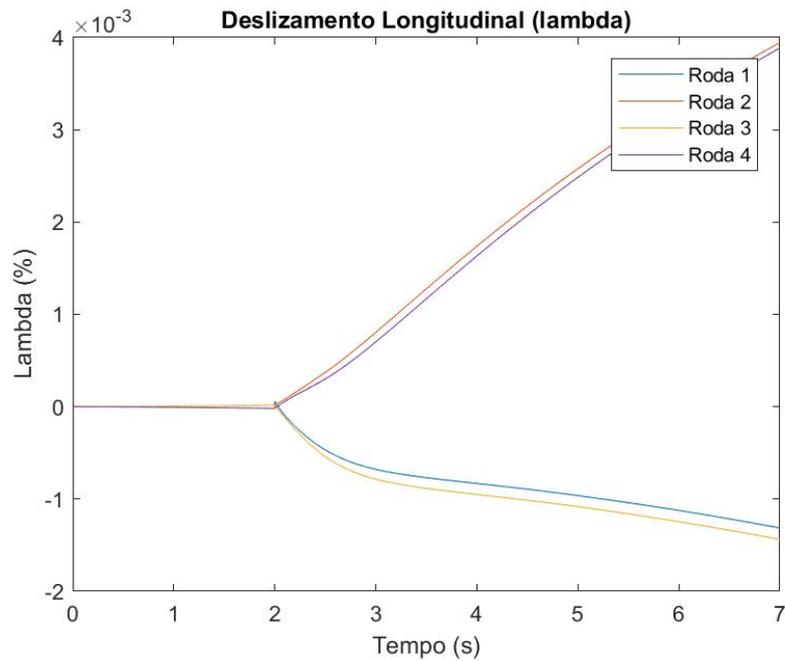


Figura 45: Deslizamento Longitudinal - Com Controle - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 0.5$ deg

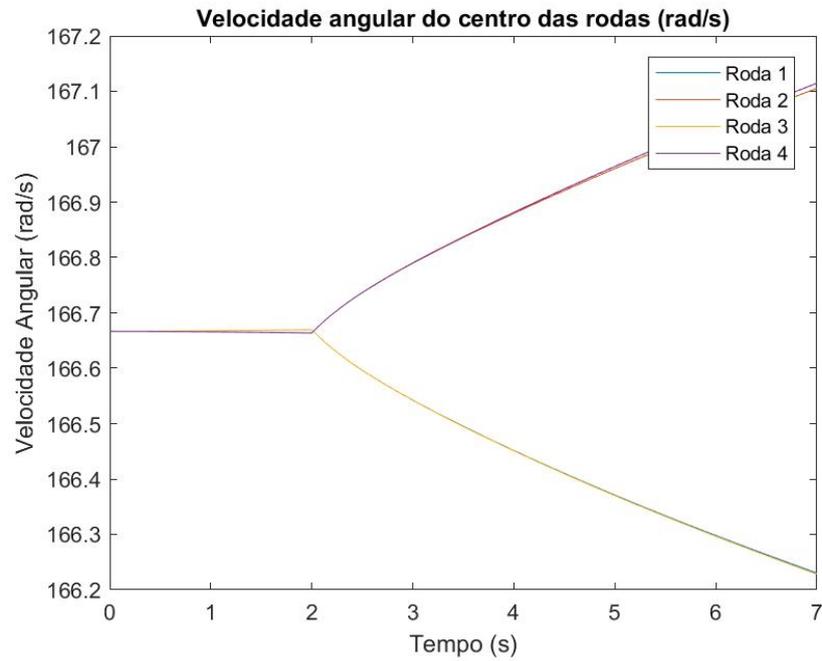


Figura 46: Velocidade Angular das Rodas - Com Controle - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 0.5$ deg

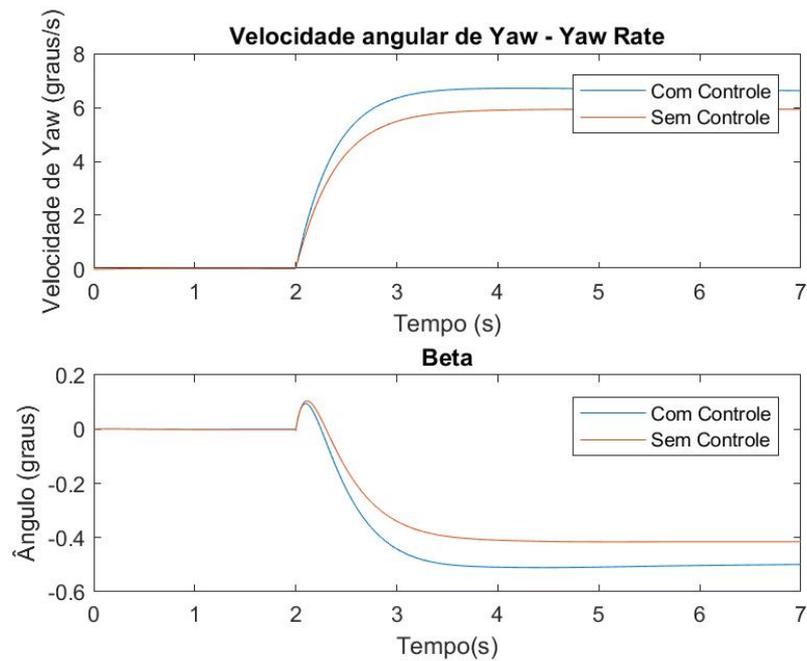


Figura 47: Comparação Velocidade de Guinada - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 0.5$ deg

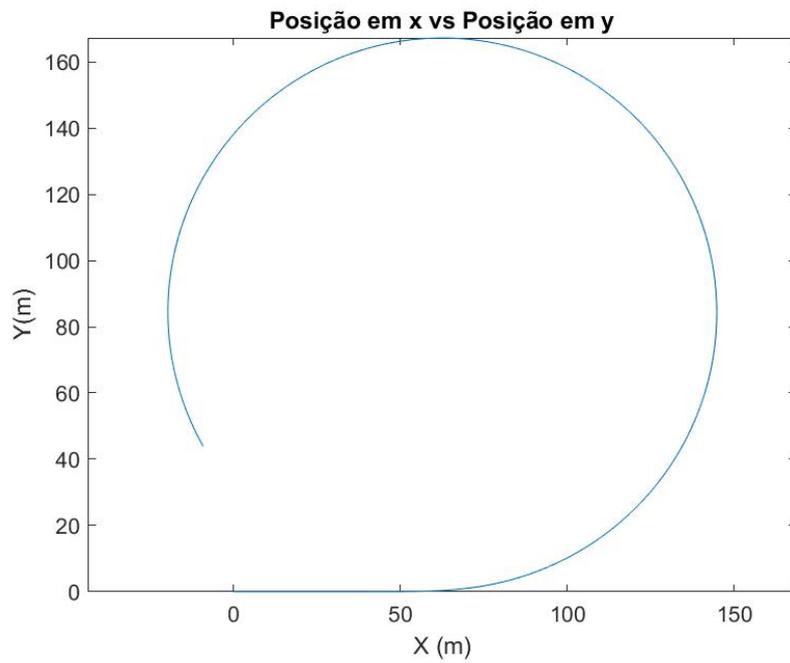


Figura 48: Trajetória - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 1.5$ deg

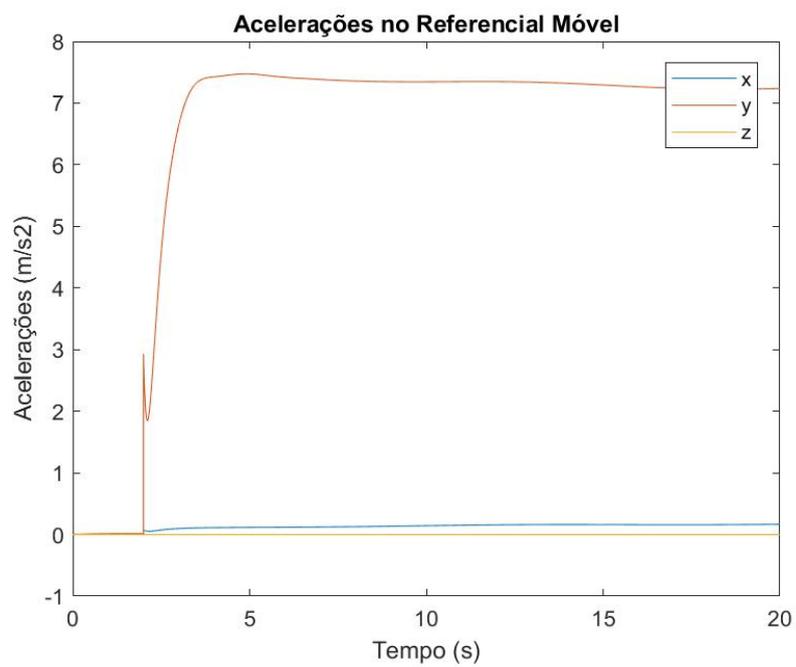


Figura 49: Acelerações - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 1.5$ deg

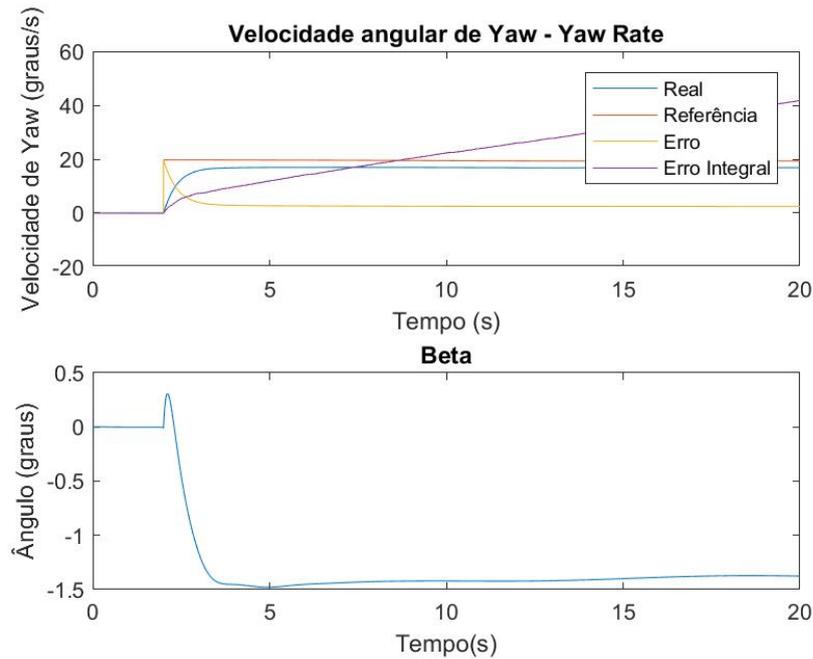


Figura 50: Velocidade de Guinada - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 1.5$ deg

Com o controle ativado, o raio da trajetória se torna muito menor (figura 51). Isso acontece pois o controlador trabalha para eliminar o subesterçamento presente no veículo, deixando-o com comportamento neutro, com uma maior velocidade de guinada, que resulta em uma curva de raio menor e com maior aceleração lateral. A comparação de velocidades de guinada, na figura 52 ilustra exatamente essa diferença. Pode-se ver ainda a diferença no ângulo β , que é maior (em módulo) no caso do veículo com controle: há um escorregamento maior induzido pelo momento de guinada gerado pelo controlador. Na figura 53, percebe-se o trabalho do controlador para atingir a referência sem sobressinal sem erro estacionário e com um tempo de estabilização de $t_s = 1.4$ s e na figura 54 pode-se ver como isso foi feito: acelerando as rodas externas da curva e freiando, ou aplicando um torque menor, nas internas.

8.1.2.2 $V = 120$ km/h

A $V = 120$ km/h o carro já está mais próximo do limite de aderência dos pneus e é mais instável. As simulações feitas foram as mesmas que as anteriores: $\delta = 0.5$ deg e $\delta = 1.5$ deg.

Para o caso de $\delta = 0.5$ deg, percebe-se que o controle agiu da mesma forma que para $V = 90$ km/h: aumentou a velocidade de guinada, eliminando o subesterço mas aumentando o ângulo β (figura 56); por consequência, o raio da trajetória é menor (figura

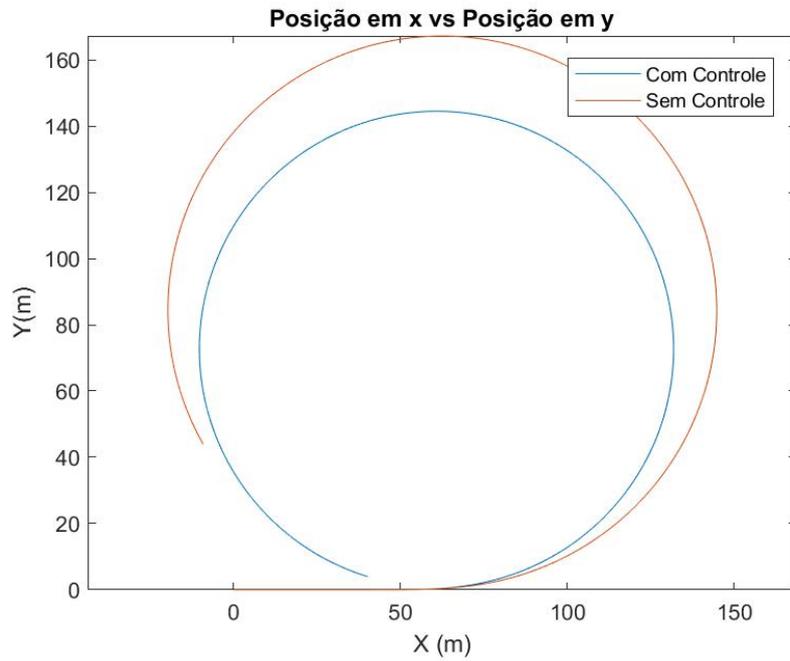


Figura 51: Comparação de Trajetória - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 1.5$ deg

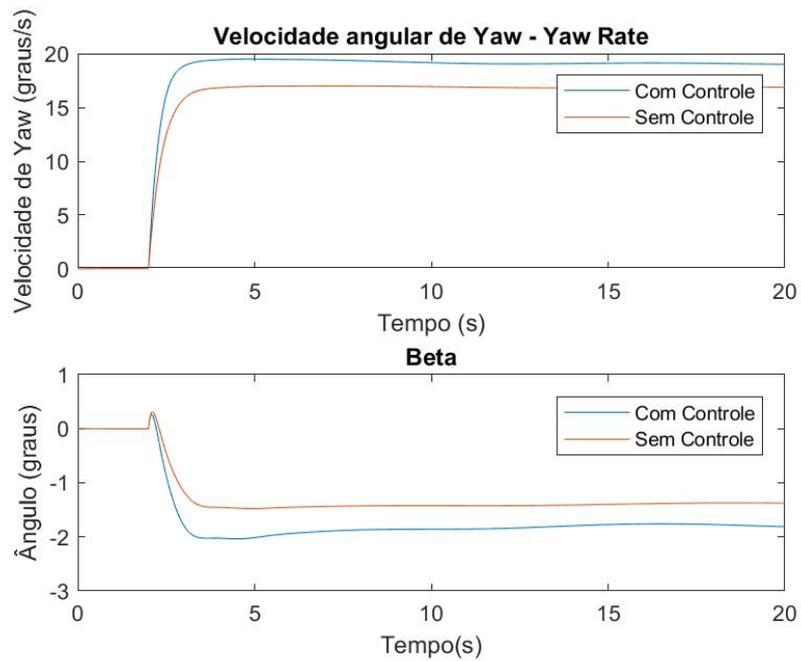


Figura 52: Comparação de Velocidade de Guinada - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 1.5$ deg

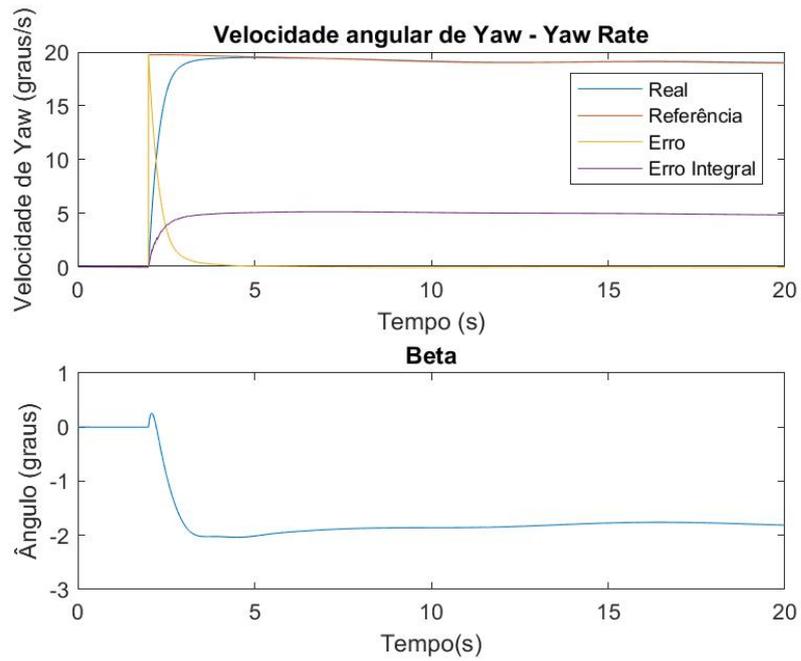


Figura 53: Velocidade de Guinada - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 1.5$ deg

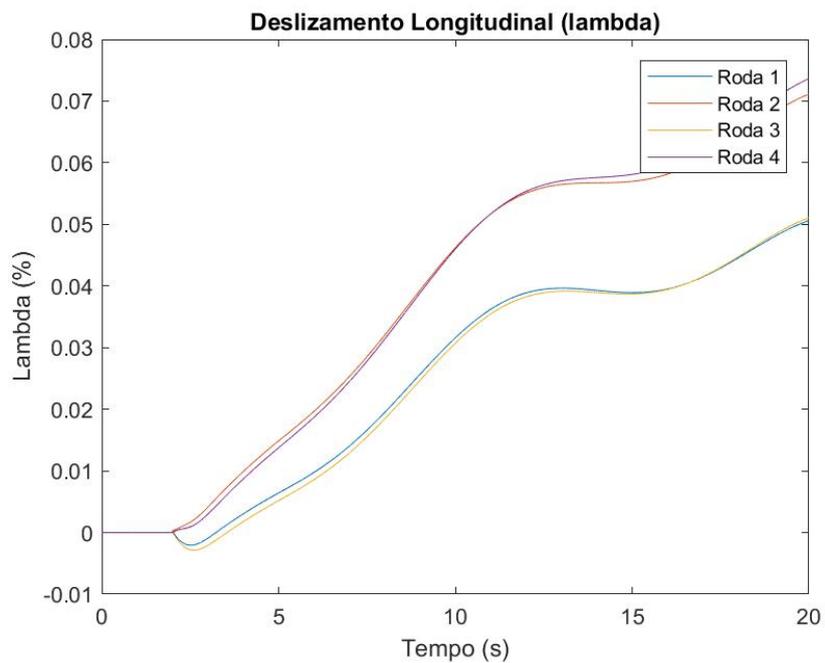


Figura 54: Deslizamento Longitudinal - Step Steer a $V = 90$ km/h e $\delta = 1.5$ deg

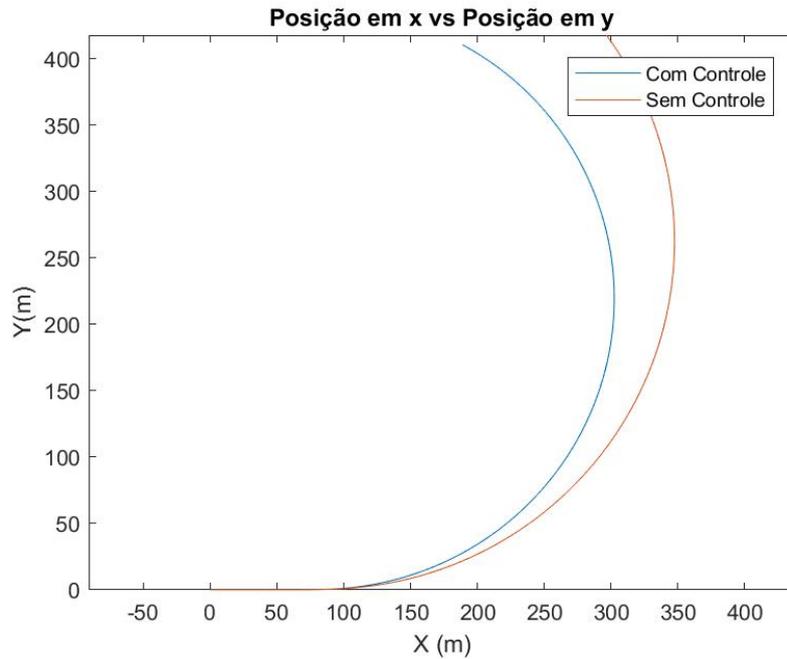


Figura 55: Comparação de Trajetórias - Step Steer a $V = 120$ km/h e $\delta = 0.5$ deg

55) e a aceleração lateral maior (figura 57).

Para o caso de $\delta = 1.5$ deg, o veículo aproxima-se do limite de aderência e opera com grandes valores de escorregamento, já longe da zona linear da curva de força lateral do pneu. Pela figura 58, pode-se perceber como o controlador impõe uma aceleração muito maior no veículo. Pelo gráfico de velocidade de guinada em 60 e 61, observa-se que o controlador aumentou a velocidade de guinada, causando um sobressinal de 6.2% e, depois, atingiu a velocidade de referência. Percebe-se que como o controlador impõe uma aceleração lateral muito maior, esta já se encontra próxima do limite de aderência do pneu, onde o veículo é mais instável. Assim, a curva de aceleração lateral em 58 apresenta oscilações assim como o ângulo β .

Desta forma, percebe-se que o controlador ainda assim foi capaz de agilizar a resposta do veículo, porém causando certa instabilidade na aceleração lateral e no ângulo β , que não chegou a adotar valores muito altos mas oscilou de forma perigosa.

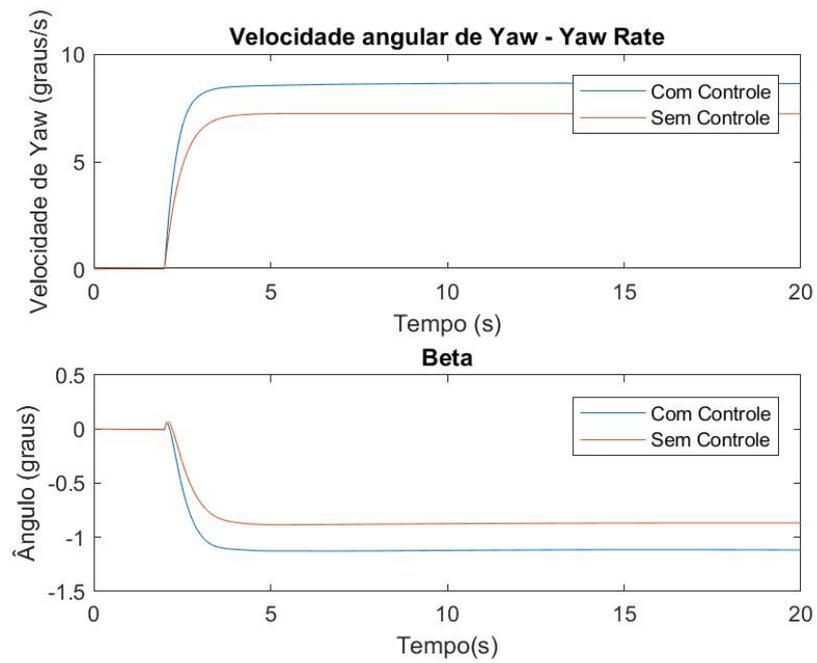


Figura 56: Comparação Velocidade de Guinada - Step Steer a $V = 120$ km/h e $\delta = 0.5$ deg

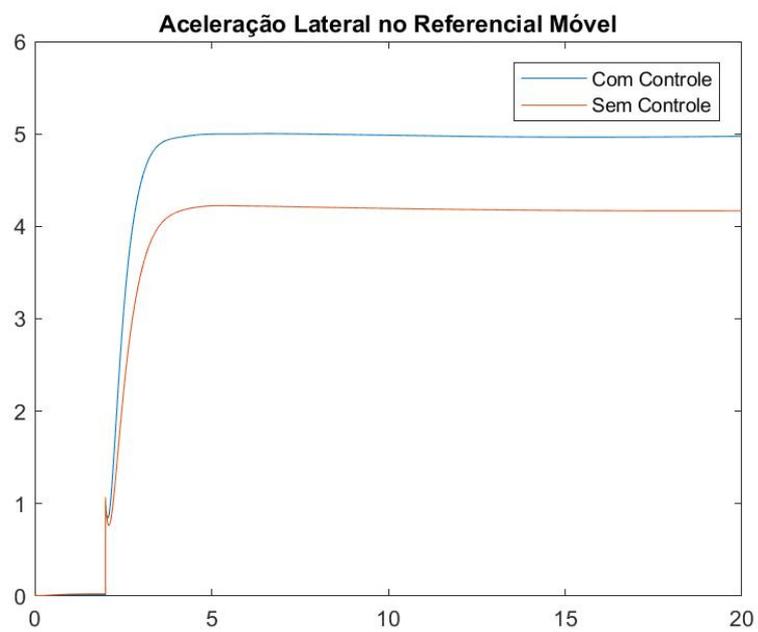


Figura 57: Comparação Acelerações - Step Steer a $V = 120$ km/h e $\delta = 0.5$ deg

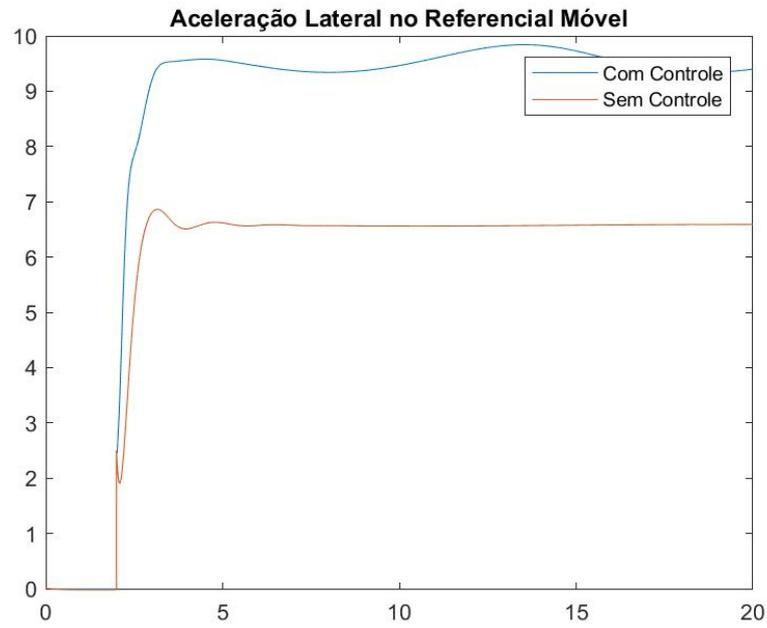


Figura 58: Comparação Acelerações - Step Steer a $V = 120$ km/h e $\delta = 1.5$ deg

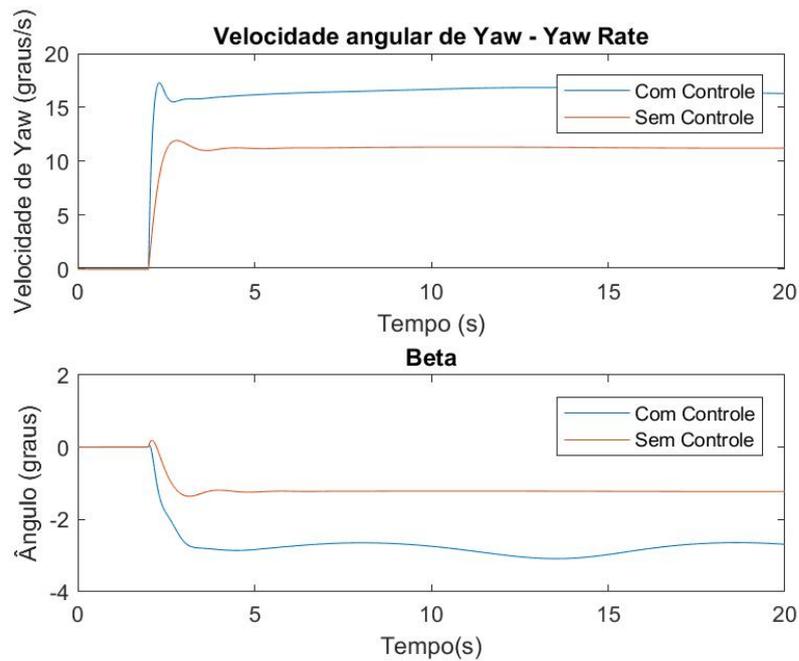


Figura 59: Comparação Velocidade de Guinada - Step Steer a $V = 120$ km/h e $\delta = 1.5$ deg

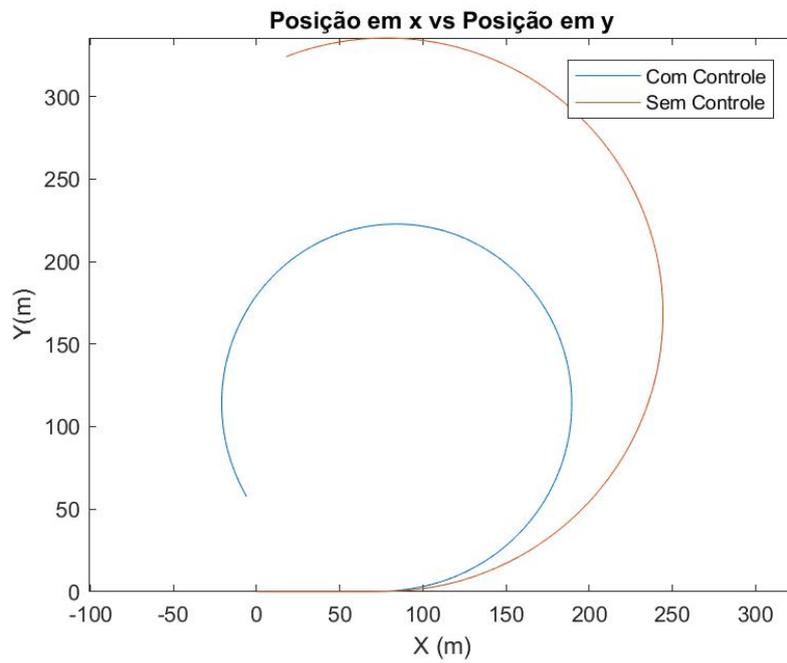


Figura 60: Comparação Trajetória - Step Steer a $V = 120$ km/h e $\delta = 1.5$ deg

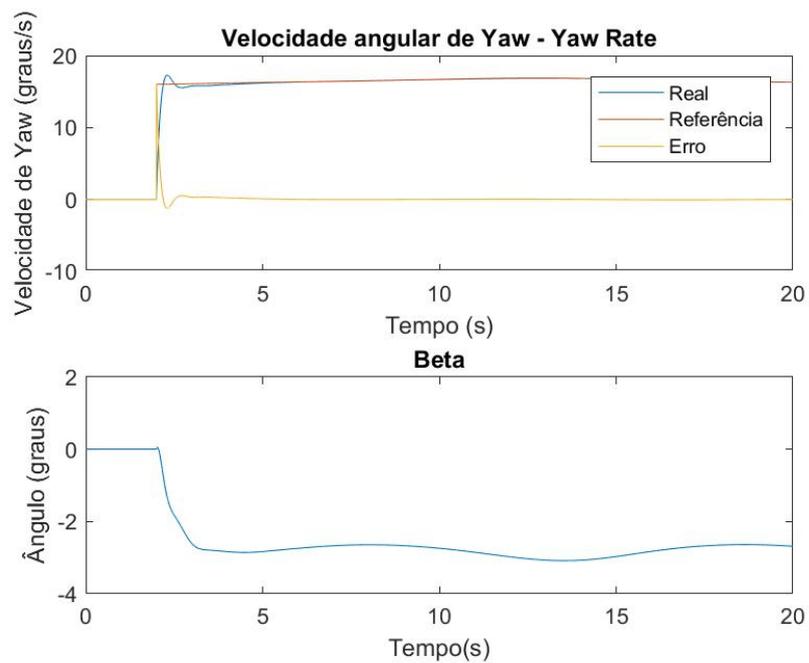


Figura 61: Velocidade de Guinada - Step Steer a $V = 120$ km/h e $\delta = 1.5$ deg

8.2 Entrada em Rampa

A manobra de entrada em rampa caracteriza o veículo ao longo de todo o seu range de aceleração lateral. A entrada em rampa é feita de forma lenta para se assemelhar a uma condição quase estática. A resposta do veículo pode ser analisada com o gráfico de ângulo de esterçamento versus aceleração lateral. A inclinação da curva é o gradiente de subesterçamento K_u . Uma maior inclinação significa que um input maior de esterçamento é necessário para atingir a mesma aceleração lateral. Uma menor inclinação mostra que o carro é mais responsivo ao input. O input dado está representado na figura 62.

A figura 63 mostra o comportamento do veículo sem controle. Conforme visto no capítulo 3, o início da curva é linear. Após ultrapassar o limite de 5 m/s^2 , a curva deixa de ser linear, pois o veículo opera na zona não linear dos pneus. Ao final do limite de aderência, percebe-se o subesterçamento encontrado pelo veículo: nenhum grau de esterçamento é capaz de aumentar mais a aceleração lateral do veículo.

O controlador de binário de tração ("torque vectoring") é capaz de agir nessas situações, corrigindo as não linearidades, aumentando a rapidez da resposta e aumentando o limite de aceleração lateral do veículo ou garantindo que o limite seja atendido. Na figura 64, pode-se ver a comparação entre as duas curvas. A curva sem controle tem uma inclinação linear no início de 0.048 deg/m/s^2 enquanto a curva com controle tem uma inclinação 30% menor, de 0.033 deg/m/s^2 . A curva com controle é linear ao longo de toda a operação até chegar no limite de aderência, enquanto a curva do veículo sem controle cresce exponencialmente ao se aproximar do limite: isso é uma vantagem para o motorista, que sabe o que esperar do veículo independente do ponto de operação dos pneus. Além disso, o limite final de aceleração lateral com o controle é mais alto. O veículo tem a mesma tendência subesterçante para garantir a estabilidade no limite de aderência. Pode-se entender esse limite com a figura 65: a referência de velocidade de guinada para o controle fica limitada ao chegar no limite de aderência. O controlador passa então a limitar a velocidade do veículo àquele valor, impondo uma condição subesterçante de estabilidade.

Da figura 66, percebe-se como a evolução do veículo com controlador é diferente da configuração normal: a velocidade de guinada cresce rápida e linearmente conforme a entrada de esterço vai aumentando. Ao atingir o limite da referência ela torna-se limitada. Percebe-se também como o controlador influencia no ângulo de escorregamento: no caso do veículo controlado, o ângulo é maior e oscila mais, já que se está na zona de limite dos pneus. Da figura 67, tem-se o gráfico da entrada (esterçamento) versus a saída (velocidade

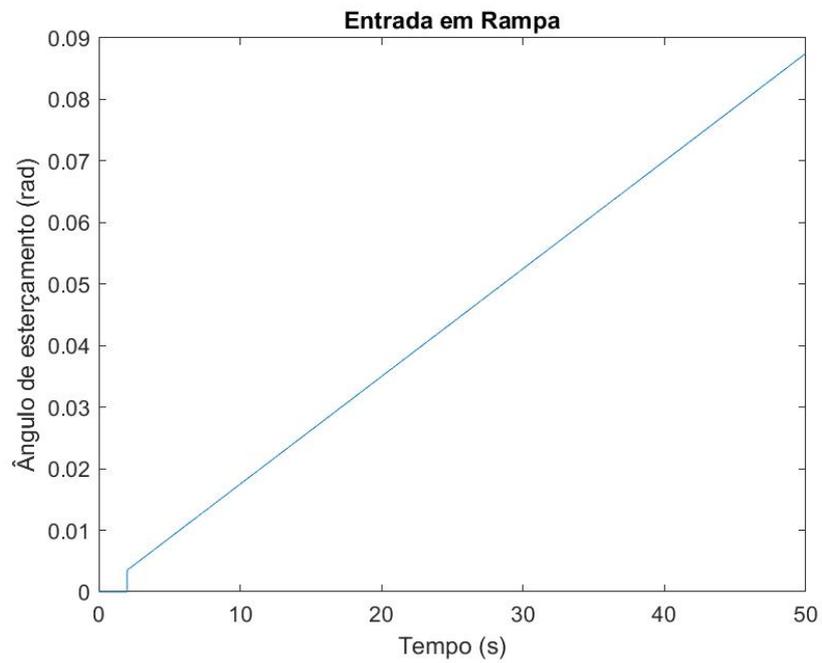


Figura 62: Input de Esterçamento - Entrada em Rampa a $V = 90$ km/h

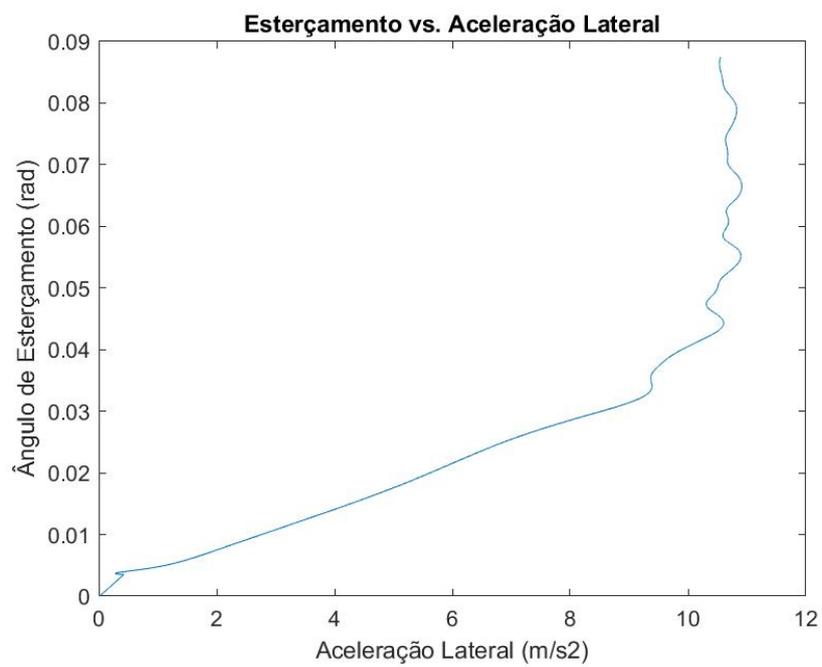


Figura 63: Esterçamento vs Aceleração Lateral - Entrada em Rampa a $V = 90$ km/h

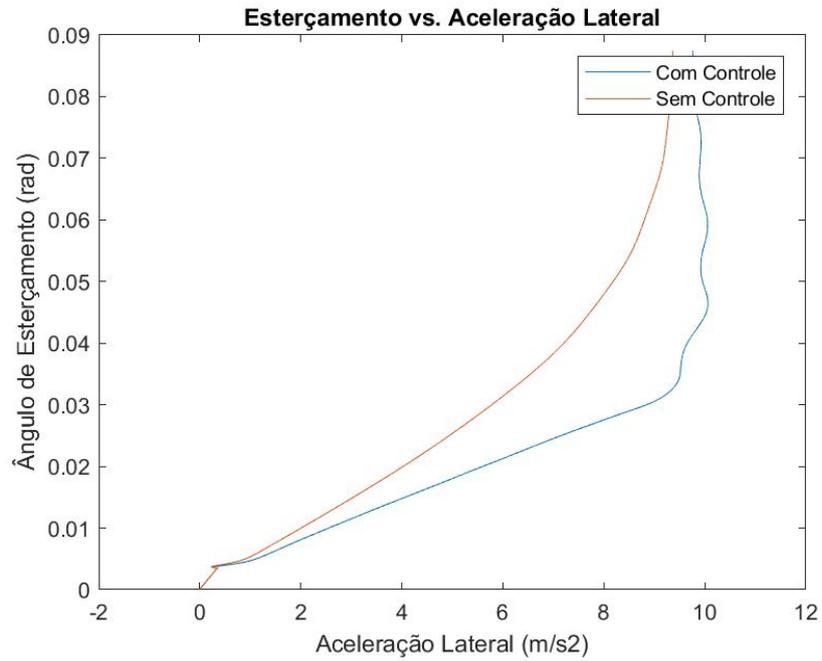


Figura 64: Comparação Esterçamento vs Aceleração Lateral - Entrada em Rampa a $V = 90 \text{ km/h}$

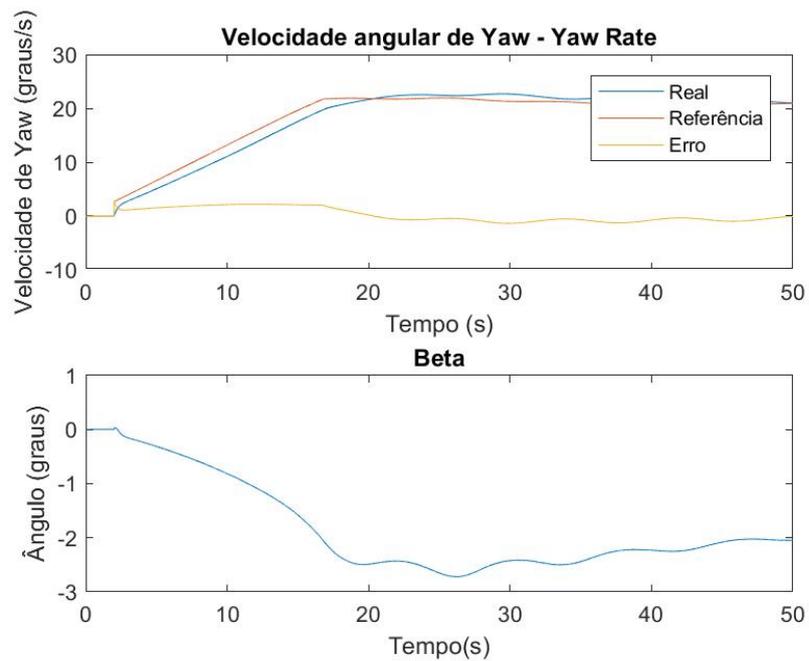


Figura 65: Velocidade de Guinada - Entrada em Rampa a $V = 90 \text{ km/h}$

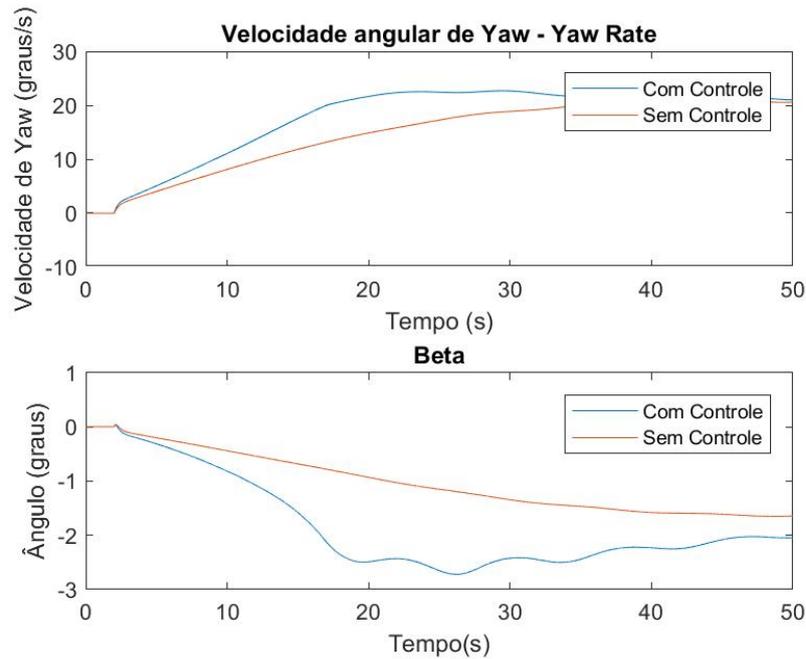


Figura 66: Velocidade de Guinada - Entrada em Rampa a $V = 90$ km/h

de guinada) do modelo. Percebe-se a relação linear para o caso do veículo controlado e com uma inclinação muito maior. Por conta disto, ele atinge o limite mais rapidamente, para uma entrada menor.

Na figura 68, é possível analisar a atuação do controlador em cada roda individualmente. Percebe-se que as rodas externas (2 e 4) foram aceleradas e as internas (1 e 3) foram frenadas para se manter a velocidade de guinada no nível desejado.

Podemos ainda comparar as trajetórias dos dois casos. O veículo com controle atinge uma maior velocidade de guinada mais rapidamente e, por isso, o raio da sua trajetória diminui mais rapidamente também. Ao final, ao atingir o limite, continua realizando a circunferência de mesmo raio até o fim da simulação.

Por último, compara-se a utilização do potencial de aderência dos pneus pelos dois veículos no gráfico 70. Percebe-se que o veículo controlado opera muito mais frequentemente perto do limite de aderência. É possível perceber ainda nas rodas externas (DD e TD) como o torque de tração do controlador introduz uma maior força longitudinal nos pneus e vice versa nas rodas internas.

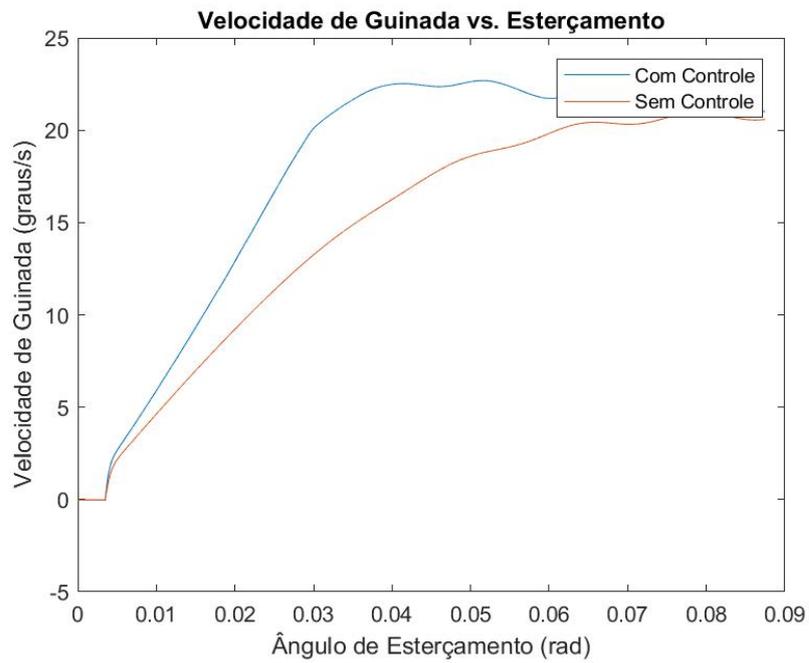


Figura 67: Esterçamento vs. Velocidade de Guinada - Entrada em Rampa a $V = 90$ km/h

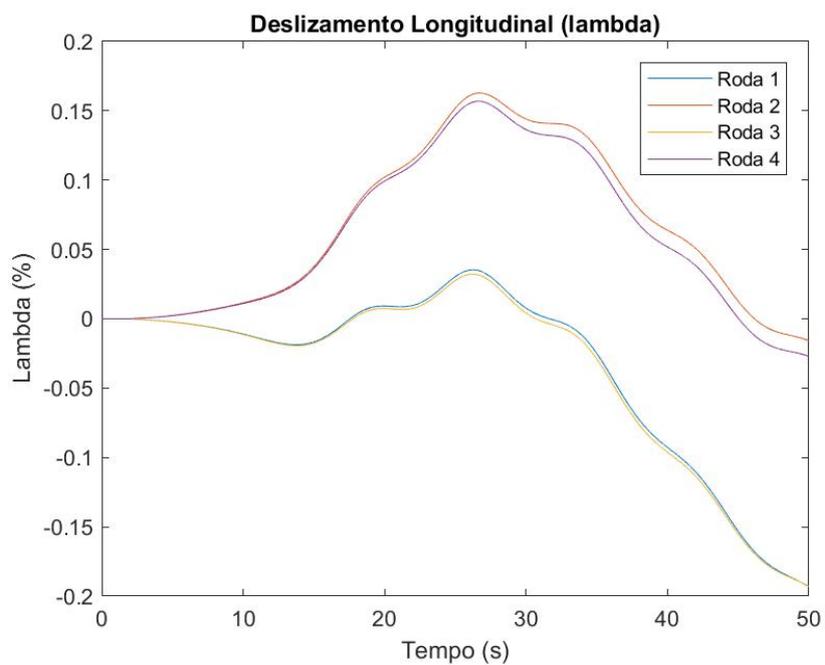


Figura 68: Deslizamento Longitudinal - Entrada em Rampa a $V = 90$ km/h

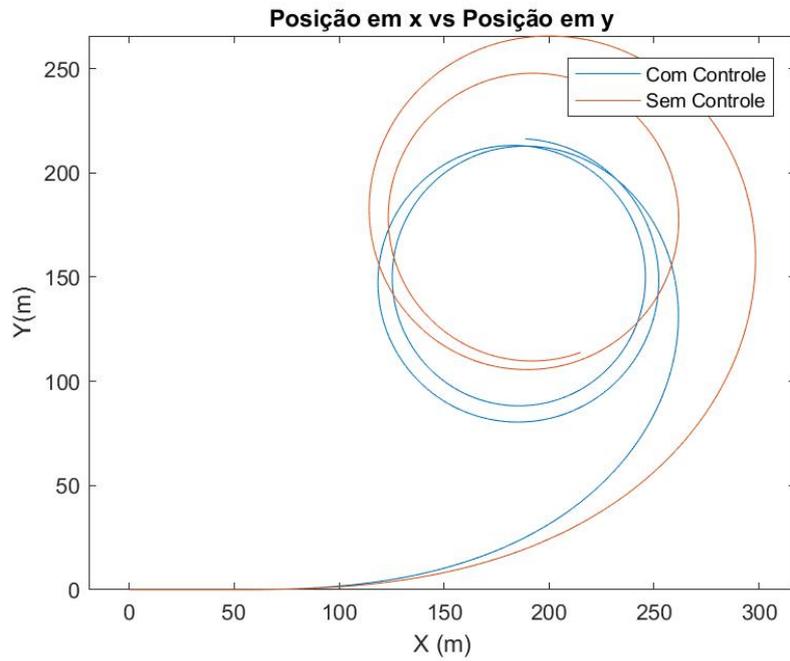


Figura 69: Comparação Trajetória - Entrada em Rampa a $V = 90$ km/h

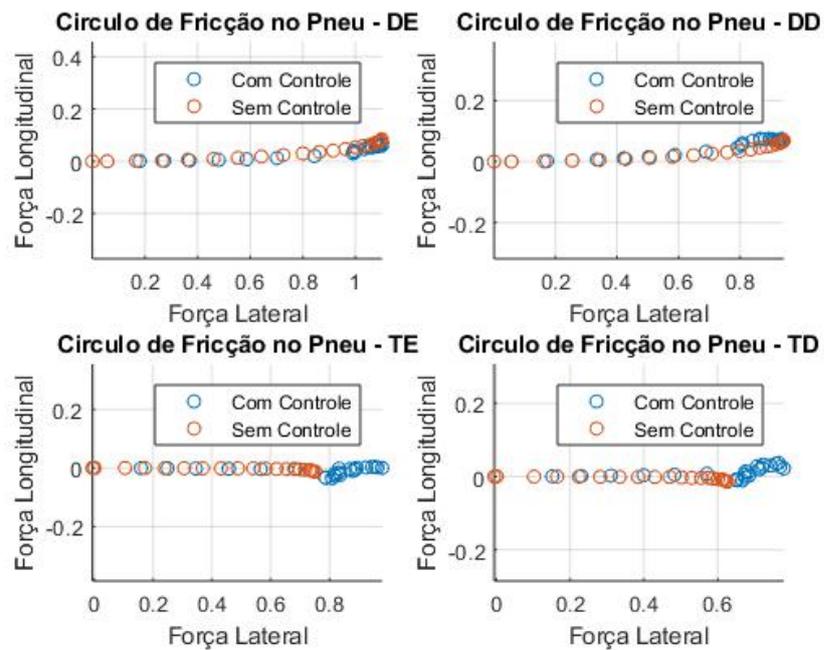


Figura 70: Comparação Círculos de Fricção Pneus - Entrada em Rampa a $V = 90$ km/h

8.3 Avaliação de Desempenho com Esterçamento Constante e Aumento da Velocidade

A terceira manobra simulada foi a curva de raio constante. Nesta manobra, dá-se uma entrada de esterço de 0.5 deg. Após a estabilização do veículo, em $t = 5$ s, inicia-se uma aceleração do veículo. A velocidade é incrementada lentamente, simulando uma condição quase estacionária a cada velocidade.

Pelo gráfico de velocidade em 71, observa-se o aumento da velocidade do veículo dado de forma gradual. Na figura 72, tem-se a comparação entre as trajetórias dos veículos. É evidente o comportamento subesterçante o veículo sem controle, que tem seu raio de trajetória aumentado conforme aumenta a velocidade: o veículo tende a sair da curva conforme a velocidade aumenta. Já o veículo controlado tem o comportamento semelhante a um veículo neutro e é capaz de manter o mesmo raio de curva independente da velocidade.

No gráfico 73, podemos perceber ainda o resultado das trajetórias na aceleração lateral. O veículo sem controle aumenta o raio da curva com o aumento da velocidade e, assim, mantém sua aceleração lateral. Já o veículo controlado mantém o raio constante com o aumento da velocidade e assim, sua aceleração lateral aumenta até o limite de aderência. Na figura 74, compara-se a velocidade de guinada: o veículo sem controle a mantém quase constante durante toda a manobra enquanto que o controlador trabalha impondo um momento de guinada fazendo com que a velocidade aumente. No gráfico 75, observamos o controlador tentando seguir a referência e o incremento resultante disto no ângulo β .

No gráfico 76, compara-se a utilização do potencial de fricção dos pneus. O veículo controlado é capaz de utilizar melhor o círculo de fricção de todos os pneus. Percebe-se, principalmente nas rodas externas onde há o torque de tração para gerar o momento de guinada, há um maior grip longitudinal e os pneus trabalham muito mais próximos do seu limite de aderência do que no caso sem controle.

Mais uma vez, o controlador foi capaz de eliminar o subesterçamento do veículo sem atingir níveis perigosos de ângulos de escorregamento lateral β , comprovando sua performance em diferentes velocidades.

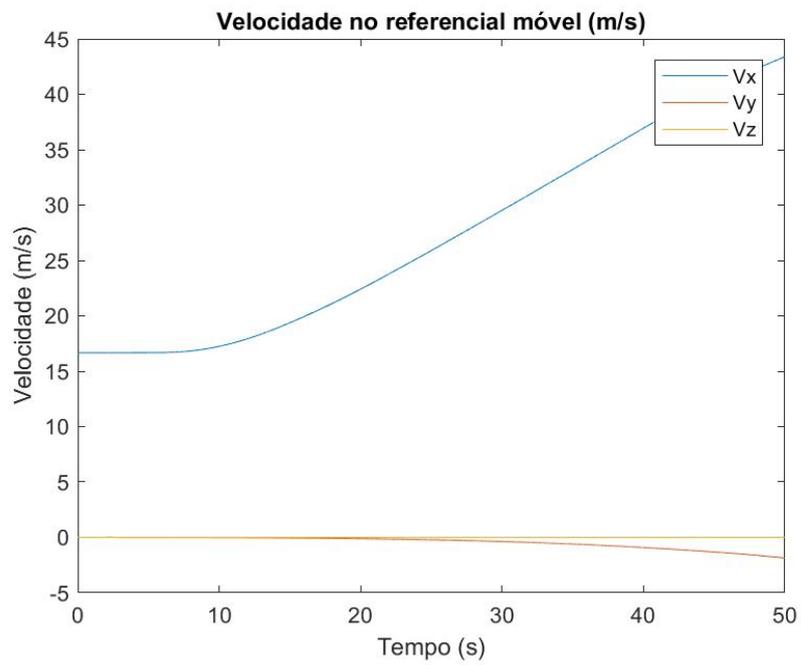


Figura 71: Velocidades - Curva de Raio Constante

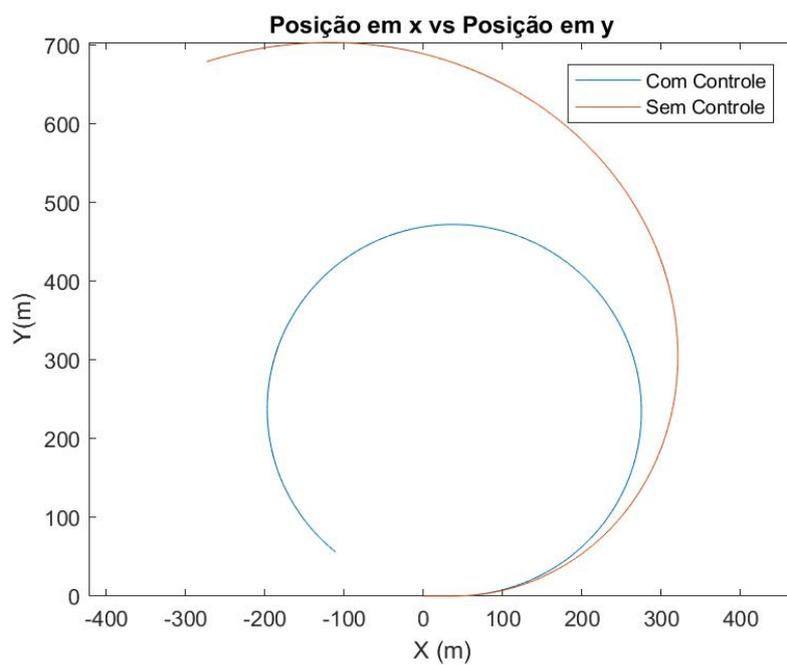


Figura 72: Comparação de Trajetórias - Curva de Raio Constante

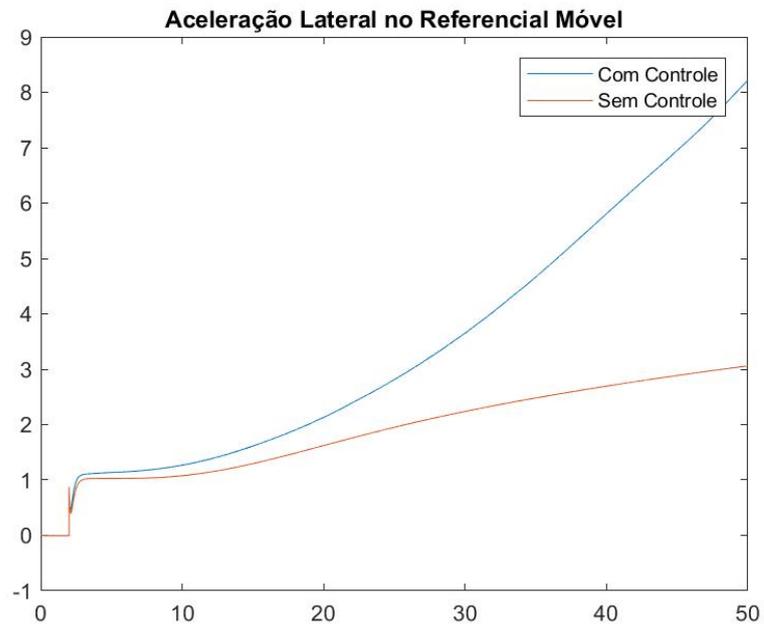


Figura 73: Comparação de Acelerações - Curva de Raio Constante

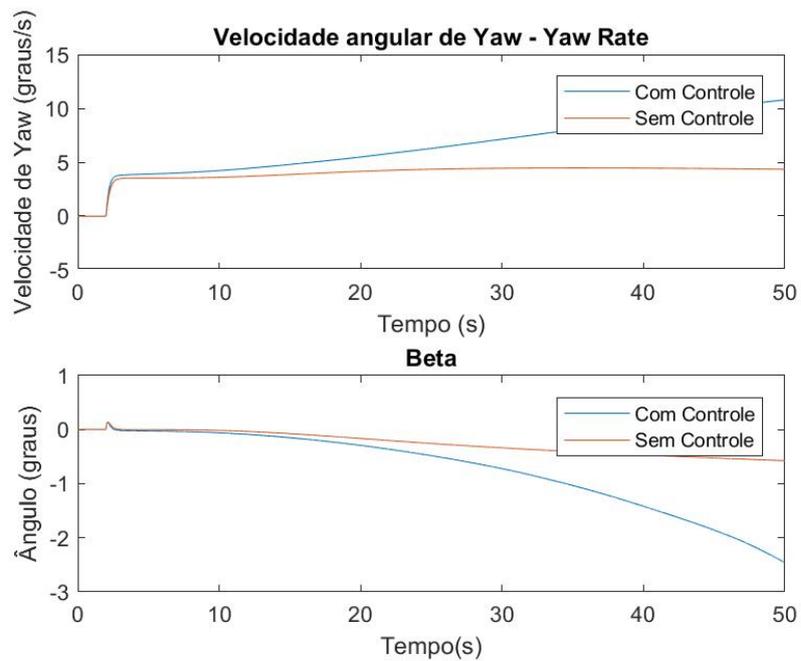


Figura 74: Comparação de Velocidade de Guinada - Curva de Raio Constante

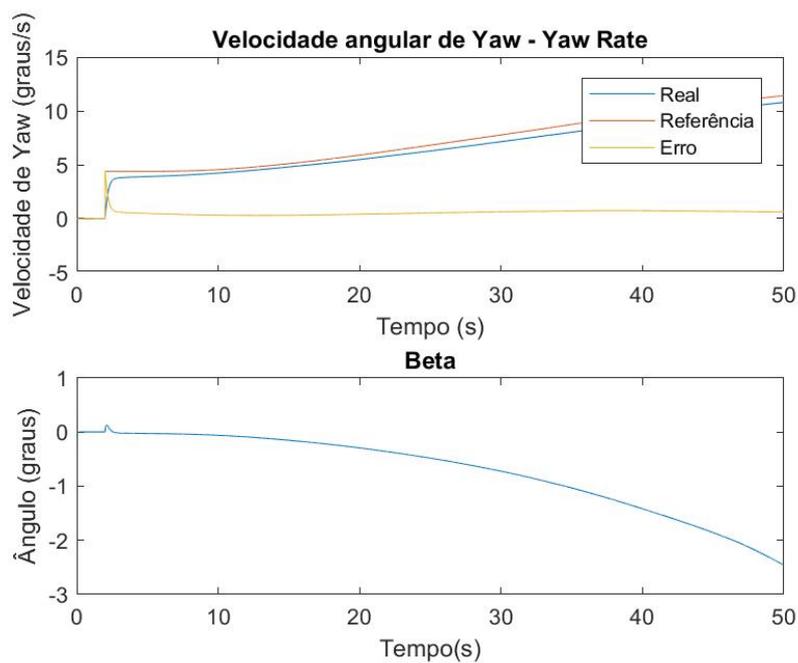


Figura 75: Velocidade de Guinada - Veículo com controle - Curva de Raio Constante

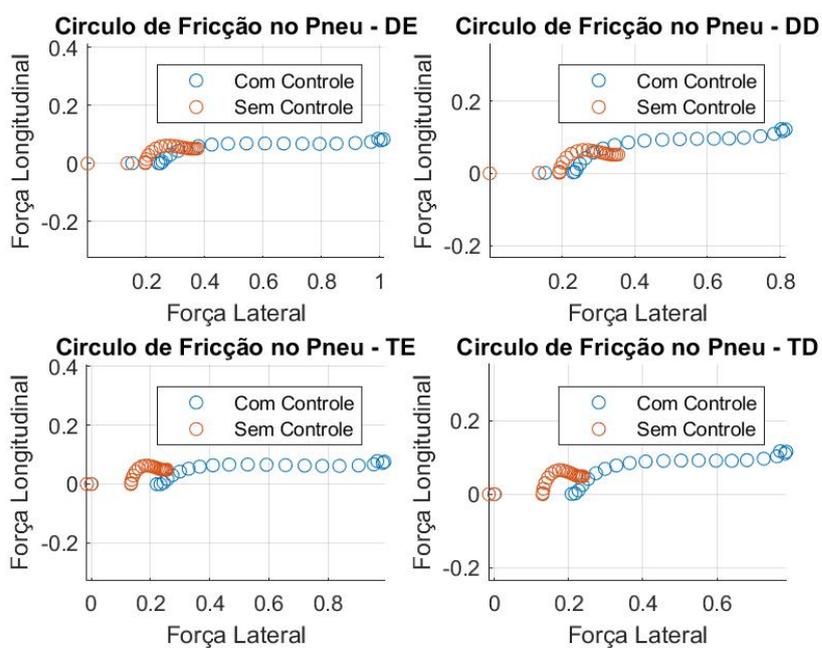


Figura 76: Comparação Círculo de Fricção do Pneu - Curva de Raio Constante

8.4 Mudança de Faixa

A manobra de mudança de faixa é geralmente executada em malha fechada: o veículo modifica seu ângulo de esterçamento e velocidade para seguir uma trajetória dada da melhor forma possível. Neste trabalho, como não foi implementado um modelo de piloto, a manobra de mudança de faixa será simplificada para uma entrada senoidal de esterço. Assim, será uma manobra em malha aberta: os veículos estarão sujeitos à trajetória imposta pela entrada de esterço sem nenhum tipo de retro-alimentação. O input dado pode ser visto na figura 77.

Pelos gráficos, é possível perceber a trajetória do veículo controlado se assemelha mais a trajetória de mudança de faixa do que a trajetória do veículo não controlado. O veículo controlado é capaz de fazer um desvio mais acentuado enquanto o sem controle quase escapa de forma reta. No gráfico de 79, é possível ver como ele acelera em guinada mais rapidamente, é limitado pelas saturações do controlador e mantém um comportamento mais estável do que o veículo não controlado. O ângulo β é mais alto para o veículo com controle. No gráfico 80, percebemos que não só o veículo controlado atinge uma aceleração lateral mais alta como também responde melhor à entrada de esterço: uma mesma entrada de esterço gera uma resposta de aceleração lateral mais alta do que para o veículo sem controle.

O gráfico 81 mostra a evolução do módulo da velocidade ao longo do tempo. Para o caso controlado, percebe-se que o veículo consegue manter a velocidade inicial de referência ao final da manobra. Já o veículo sem controle perde velocidade durante a manobra e a finaliza com uma velocidade 20% menor do que a de referência. Isso demonstra mais uma força do controle: a capacidade de modificar a resposta dinâmica do veículo com impacto mínimo na velocidade longitudinal, ao contrário do que faz o ESP.

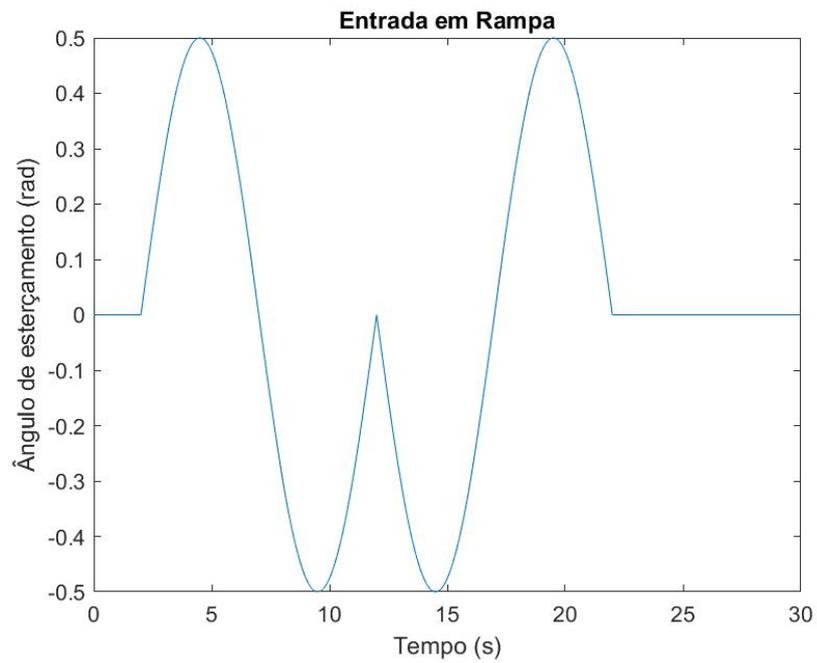


Figura 77: Input de Esterço - Entrada Senoidal a $V = 100$ km/h

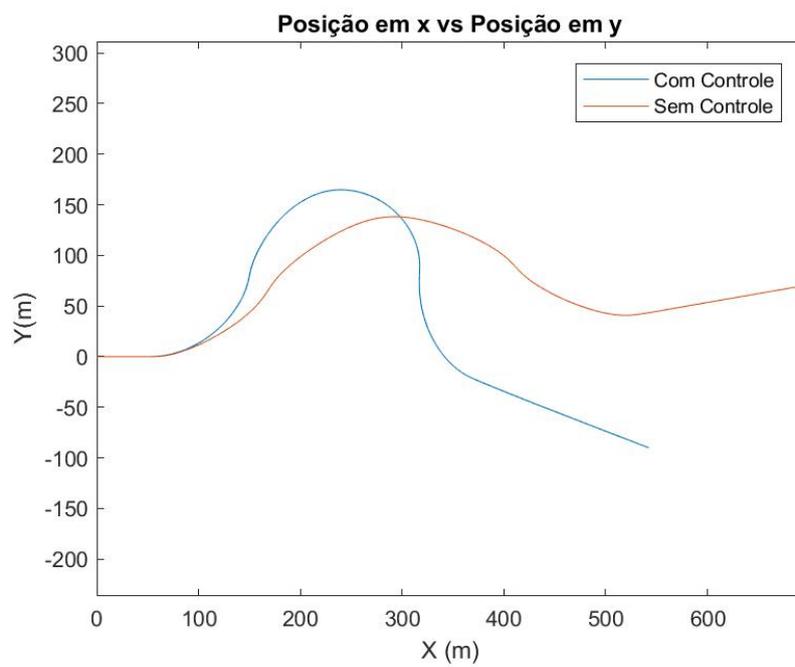


Figura 78: Trajetórias - Entrada Senoidal a $V = 100$ km/h

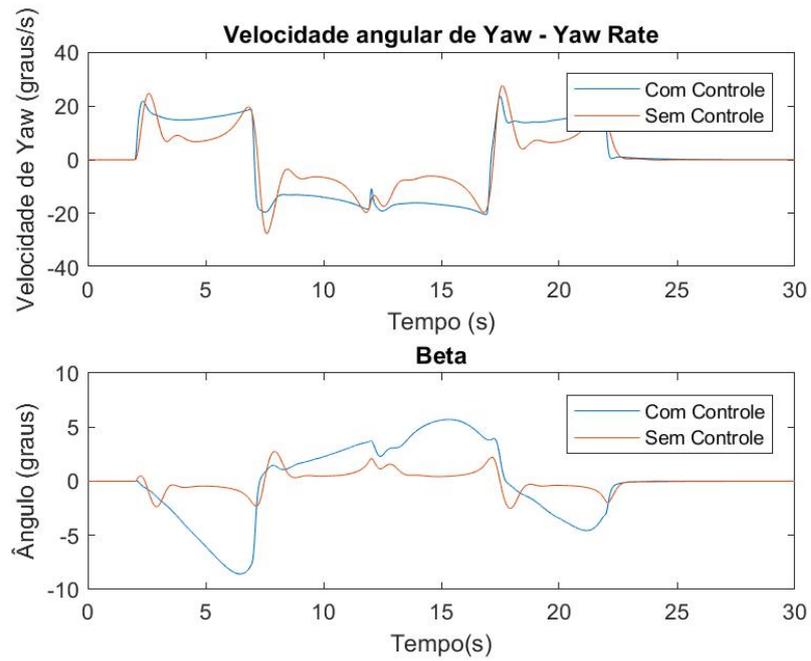


Figura 79: Comparação Velocidade de Guinada - Entrada Senoidal a $V = 100$ km/h

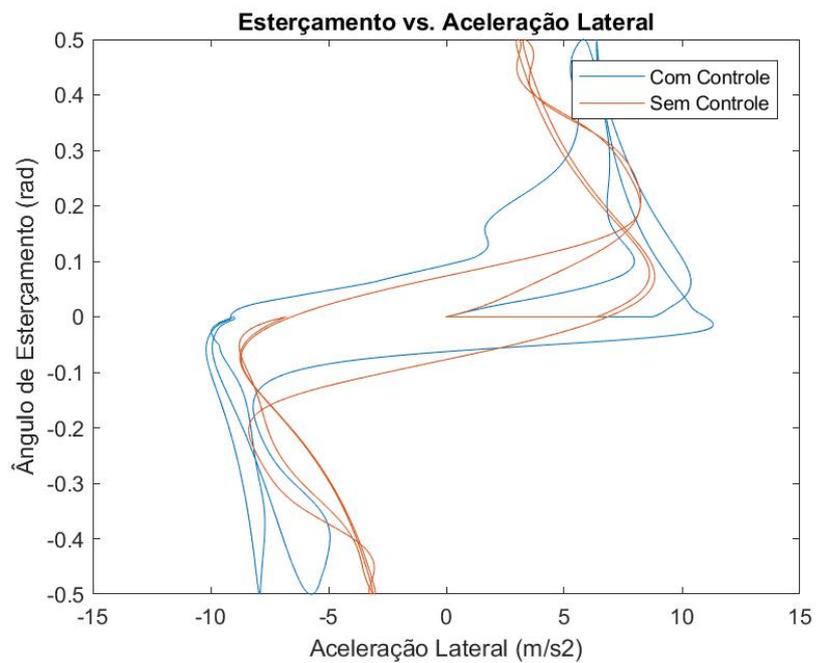


Figura 80: Esterçamento vs. aceleração lateral - Entrada Senoidal a $V = 100$ km/h

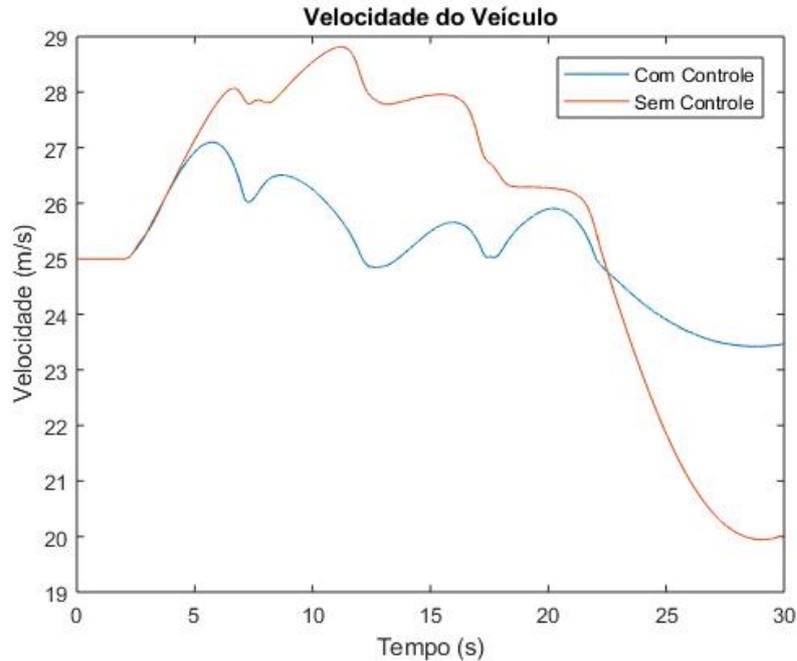


Figura 81: Comparação velocidades - Entrada Senoidal a $V = 100$ km/h

8.5 Caso Sobreesterçante

Para demonstrar as capacidades do controlador desenvolvido, foi feito um teste para se analisar como o controlador reagiria com um veículo sobreesterçante. Para isso, os valores das distâncias dos eixos ao centro de gravidade, a e b , do veículo protótipo foram trocados de forma que agora $a = 1.05$ e $b = 0.85$. Dessa forma, existe mais massa nas rodas traseiras, induzindo um comportamento sobreesterçante. O teste feito foi uma entrada degrau de $\delta = 0.25$ deg a $V = 90$ km/h.

A trajetória e a resposta de guinada dos veículos sem e com controle estão descritas nas figuras 82 e 83. Percebe-se que, por ser um veículo sobreesterçante, existe uma tendência de entrar mais na curva, realizando uma trajetória de raio menor e velocidade de guinada maior. Isto é uma tendência instável já que pode levar o carro a rodopiar para dentro da curva, perdendo controle. Pela figura 83, pode-se ver que o controlador estabiliza o veículo a uma velocidade de guinada mais baixa (correspondente ao do veículo neutro) e descreve uma trajetória de raio maior. O veículo controlado tem, assim, um comportamento mais estável.

Além disso, pode-se comparar diretamente os veículos sub e sobreesterçantes e seus respectivos controlados nas figuras 84, 85 e 86. O veículo subesterçante faz uma trajetória de raio menor que o sobreesterçante; já ambos os veículos controlados tem o mesmo raio de curvatura. O controlador é capaz de impor a mesma trajetória nos dois veículos, inde-

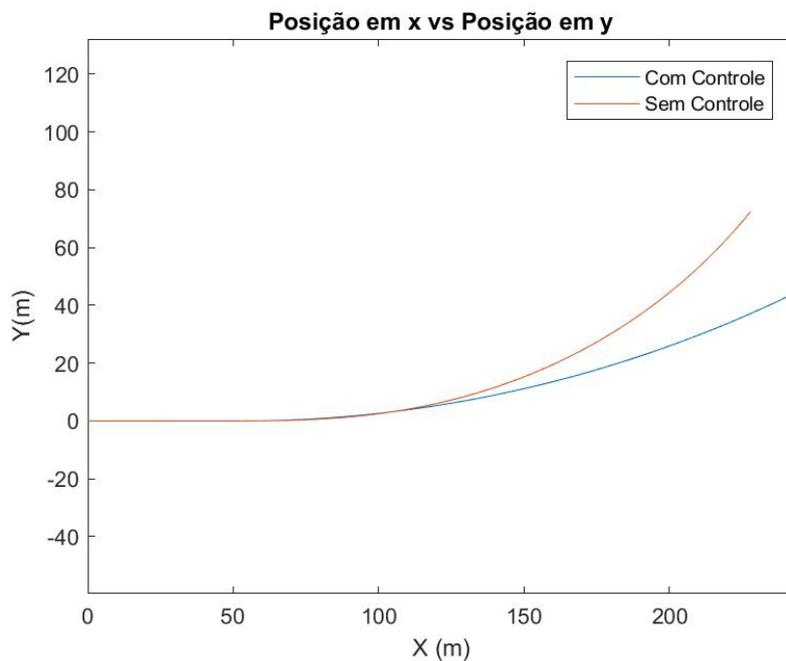


Figura 82: Trajetórias - Caso Sobreesterçante - Entrada Degrau a $V = 90$ km/h

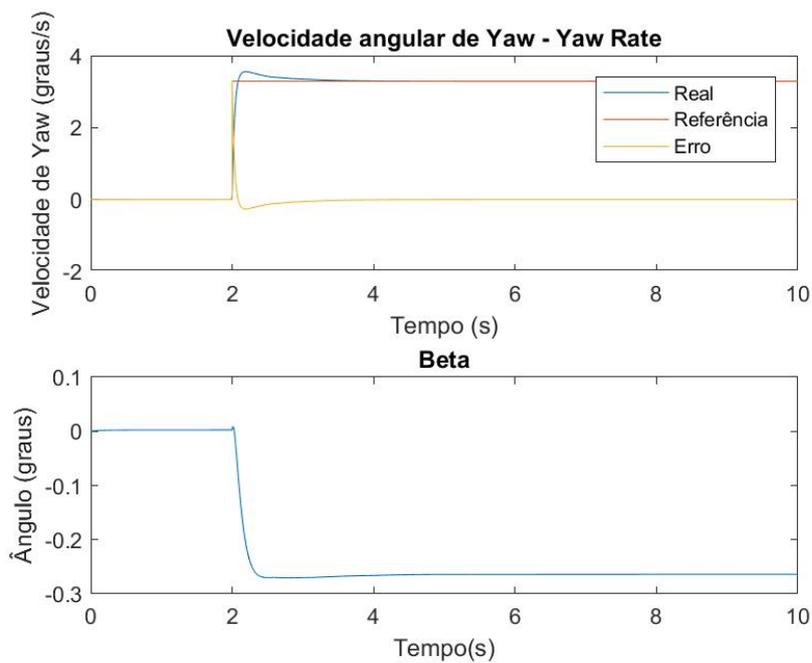


Figura 83: Velocidade de Guinada - Caso Sobreesterçante - Entrada Degrau a $V = 90$ km/h

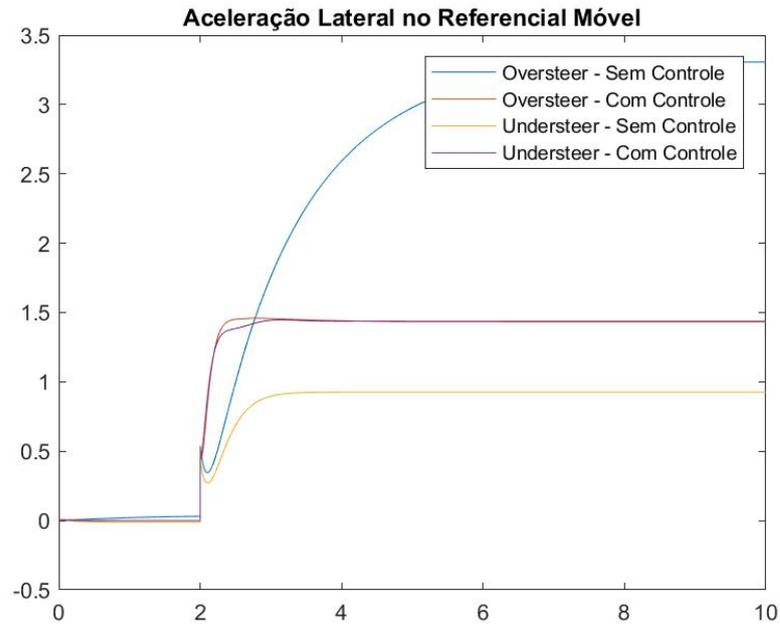


Figura 84: Comparação Aceleração Lateral - Entrada Degrau a $V = 90$ km/h

pendente de serem sub ou sobreesterçantes. O mesmo se verifica observando os gráficos de velocidade de guinada e aceleração lateral. O controlador é capaz de impor o mesmo comportamento no veículo em ambos os casos (sub ou sobreesterçante). Isso é um ponto positivo pois mostra a robustez do controle frente a variações da planta.

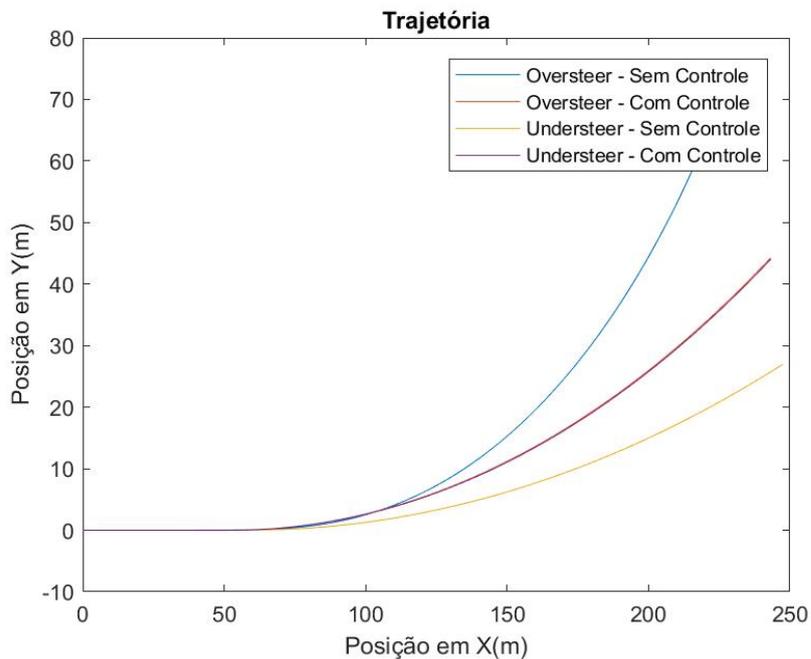


Figura 85: Comparação Trajetórias - Entrada Degrau a $V = 90$ km/h

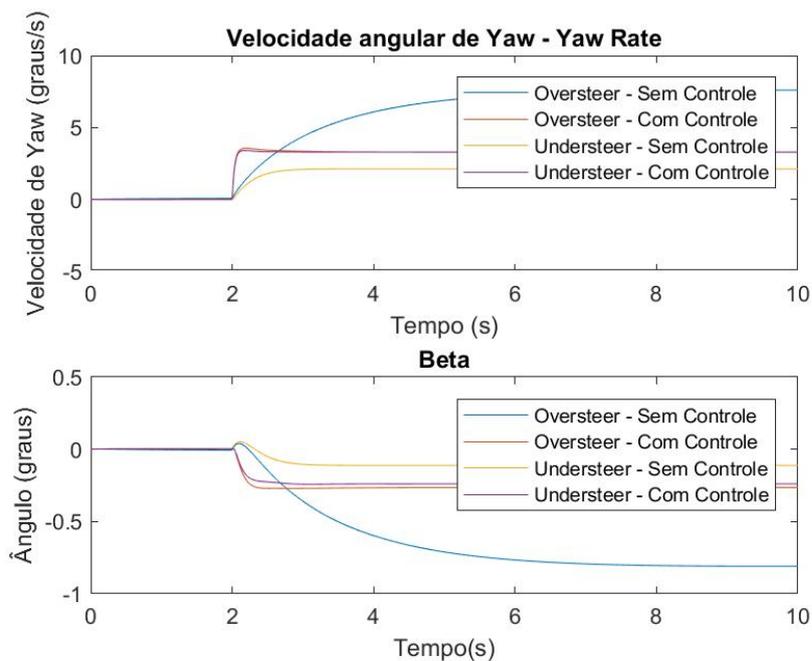


Figura 86: Comparação Velocidade de Guinada - Entrada Degrau a $V = 90$ km/h

8.6 Comparações com a Modelagem Multi-Corpos

Comparações podem ser feitas com o trabalho desenvolvido em [12]. Em [12], um modelo de veículo multi-corpos foi feito sobre o qual um controle de binário de tração ("torque vectoring") foi aplicado. Os resultados mostraram a viabilidade do modelo de multi-corpos e do controlador PI para aplicações em binário de tração ("torque vectoring").

Os veículos simulados neste trabalho e em [12] são similares: veículos pequenos elétricos com motores in-wheel nas quatro rodas. O tipo de controlador também é o mesmo, sendo um controle PI com ganhos variando com a velocidade longitudinal atuando na velocidade longitudinal com uma referência gerada a partir do modelo bicicleta neutro. Desta forma, a principal diferença é o modelo, que em um caso foi feito em um software multi-corpos e no outro, consiste em um modelo analítico desenvolvido do zero a partir das equações de movimento.

Posto isso, os resultados obtidos neste trabalho são condizentes com os obtidos em [12]. A abordagem com o modelo analítico traz algumas diferenças pontuais nos resultados, mas a conclusão geral não se altera.

Ambos os trabalhos preveem o comportamento subesterçante do veículo e são capazes de corrigi-lo com o controlador em diversas condições de operação, linearizando a resposta e tornando o veículo mais ágil. No limite de operação, o subesterçamento é induzido como forma de garantir a estabilidade do veículo. Ambos os controladores são capazes de atingir a referência e estabilizar o veículo. A figura 87 traz um dos resultados obtidos em [12] que está de acordo com os obtidos neste trabalho.

No entanto, as abordagens diferentes trazem algumas divergências. O tempo de desenvolvimento para o modelo analítico é muito maior. Demanda-se maior conhecimento sobre as equações de dinâmica veicular e sobre o fenômeno a ser modelado. Até por conta

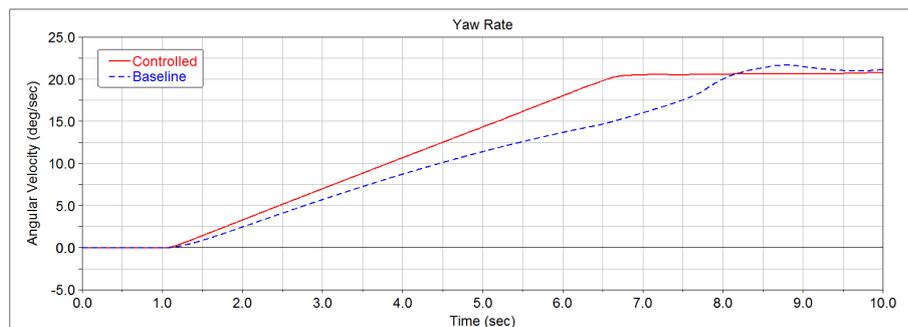


Figura 87: Velocidade de Guinada - Entrada em Rampa a $V = 90$ km/h - Fonte: [12]

	Modelo Analítico	Multi-corpos
Tempo de Desenvolvimento	Alto (conhecimento das equações)	Baixo
Customização	Modelo feito pelo próprio engenheiro, pode incluir apenas o for de seu interesse	Baixa
Possibilidade de Expansão	Menos facilmente expansível, pois requer mudança na estrutura do programa	Alta
Aprendizado	Alto	Médio
Integração com outros sistemas de Controle	Mais difícil	Fácil

disso, diversos outros fatores não estão presentes neste modelo que são levados em conta no modelo multi-corpos como a cambagem das rodas e o movimento completo da suspensão. Além disso, o método de resolução de ODE adotado mostrou algumas complicações para lidar com o controlador integral, já que utiliza uma discretização de tempo não fixa. Outras comparações estão descritas na tabela, que resume as principais diferenças entre as metodologias adotadas.

No geral, os resultados confirmam uns aos outros e tem limitações semelhantes. O controlador de velocidade de guinada PI com a referência de veículo neutro funciona para corrigir e estabilizar o veículo, porém ainda é limitante em relação a dependência do valor do coeficiente de atrito μ e não age sobre o ângulo β , que pode se tornar excessivamente alto, induzindo instabilidade.

9 CONCLUSÕES

Conforme proposto, foi desenvolvido um modelo de dinâmica veicular e aplicado um controlador de "Torque Vectoring", capaz de deixar o veículo mais ágil e estável em diferentes condições de operação.

Foi feita uma extensa revisão da literatura, presente no capítulo 1. A revisão iniciou-se com dinâmica veicular, passou por motores elétricos voltados à tração de veículos, desenvolvimento de controles para a dinâmica veicular e se encerrou com uma breve revisão de mecânica clássica para a elaboração do modelo. Foi estudado o estado da arte em controladores para dinâmica veicular e diferentes técnicas de controle para se atingir o resultado desejado.

A partir daí, um modelo de veículo completo foi elaborado, descrito no capítulo 5. O modelo consiste em 14 graus de liberdade, sendo eles as translações e rotações da massa suspensa e as rotações e translações das massas não suspensas (com o movimento da suspensão). O modelo leva em conta as não linearidades e o escorregamento combinado do pneu para geração das forças laterais e longitudinais. Além disso, a massa não suspensa adicional por conta dos motores nas rodas foi levada em conta. O modelo foi feito ainda de forma a suportar futuras análises de conforto em relação ao movimento dessa massa não suspensa, mais pesada, com pistas irregulares. O controle foi desenvolvido seguindo o estado da arte descrito na literatura.

Como demonstrado no capítulo 8, diversas simulações foram feitas para caracterizar a planta, ajustar os ganhos do controlador e obter resultados condizentes. Três manobras diferentes foram analisadas: entrada degrau, entrada em rampa e curva de raio constante. O controlador mostrou performance positiva em todos os casos para as diferentes velocidades testadas, comprovando a eficácia da metodologia utilizada. Em condições estacionárias, o controlador estende a região linear de resposta da velocidade de guinada até a região de limite de aderência, onde ele é capaz de estabilizar o veículo induzindo um comportamento subesterçante. Em condições de transiente, ele diminui o tempo de subida e atinge valores mais altos para a velocidade de guinada, deixando o veículo mais

ágil. No geral, o veículo responde de forma mais linear e rápida aos comandos do motorista. O controlador provoca um acréscimo no ângulo de escorregamento lateral β do veículo, porém em nenhum momento este ângulo tornou-se excessivamente alto, a ponto de causar instabilidade. Foi feita ainda uma comparação com o modelo adotado em [12], mostrando que os resultados convergem independente do modelo utilizado.

As principais limitações do modelo são a dependência do coeficiente de atrito μ para o cálculo da referência de guinada, principalmente para a saturação da mesma, e a falta de ação no ângulo β . Com o valor errado de μ , o controlador pode tentar impor uma velocidade excessivamente alta para aquela pista com baixa aderência, fazendo com que o veículo perca o controle, girando para dentro da curva. Sem ação sobre o ângulo β , o veículo fica sujeito a uma velocidade de guinada excessivamente alta, gerando uma condição de β alto e instabilidade. Com uma ação corretiva, que seja ativada somente acima de um determinado nível de β , pode-se garantir maior estabilidade e robustez ao controle, até em situações de baixa aderência, onde o controlador de β entra em ação quando o controlador de guinada tentar impor uma velocidade muito alta.

O trabalho atingiu seu objetivo de modelar e analisar um controle de "Torque Vectoring" e explorar as vantagens de um veículo com motores nas rodas. No geral, a atuação de um controlador de "Torque Vectoring" é positiva e essa configuração de veículo tem mais uma vantagem que favorece sua adoção nos principais centros urbanos do mundo.

REFERÊNCIAS

- 1 CHAU, K. T.; CHAN, C. C.; LIU, C. Overview of Permanent-Magnet Brushless Drives for Electric and Hybrid Electric Vehicles. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, v. 55, n. 6, p. 2246–2257, jun. 2008. ISSN 0278-0046.
- 2 R. Vos. *Influence of in-wheel motors on the ride comfort of electric vehicles*. Dissertação (Mestrado) — Eindhoven University of Technology Department of Mechanical Engineering Dynamics & Control, Eindhoven, jul. 2010.
- 3 GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1992. ISBN 978-1-56091-199-9.
- 4 MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. *Race car vehicle dynamics*. Warrendale, PA, U.S.A: SAE International, 1995. ISBN 978-1-56091-526-3.
- 5 TOUMI, M.; BOUAZARA, M.; RICHARD, M. J. Development of Analytical Model for Modular Tank Vehicle Carrying Liquid Cargo. v. 2013, abr. 2013. Disponível em: <http://www.scirp.org/journal/PaperInformation.aspx?PaperID=30867>.
- 6 KOEHN, P.; ECKRICH, M. *Vehicle dynamics and simulation steering and suspensions*. [S.l.]: SAE, 2004. (SAE SP). OCLC: 847521003. ISBN 978-0-7680-1417-4.
- 7 Chunyun Fu. *Direct Yaw Moment Control for Electric Vehicles with Independent Motors*. Tese (Doutorado) — School of Aerospace, Mechanical and Manufacturing Engineering College of Science, Engineering and Health RMIT University, ago. 2014.
- 8 NOVELLIS, L. D. et al. Torque Vectoring for Electric Vehicles with Individually Controlled Motors: State-of-the-Art and Future Developments. maio 2012.
- 9 DONISELLI, C.; MASTINU, G.; CAL, R. Traction Control for Front-Wheel-Drive Vehicles. *Vehicle System Dynamics*, v. 23, n. sup1, p. 87–104, 1994. Disponível em: <https://doi.org/10.1080/00423119308969507>.
- 10 NIELSEN, L.; KIENCKE, U. Automotive Control Systems: For Engine, Driveline, and Vehicle. *Measurement Science and Technology*, v. 11, n. 12, p. 1828–1828, dez. 2000. ISSN 0957-0233, 1361-6501. Disponível em: <http://stacks.iop.org/0957-0233/11/i=12/a=708?key=crossref.05ac39d2f3a9fb4d87df2c22236664d0>.
- 11 Vadiraj Patil. *Generic and complete vehicle dynamic models for open-source platforms*. Tese (Doutorado) — TU Delft, Netherlands, 2017.
- 12 João Pedro Almeida Vianna. *Torque Vectoring in Electric Vehicles with In-Wheel Motors*. Dissertação (Mestrado) — Politecnico di Torino, 2018.
- 13 CHAN, C. The state of the art of electric and hybrid vehicles. *Proceedings of the IEEE*, v. 90, n. 2, p. 247–275, fev. 2002. ISSN 00189219. Disponível em: <http://ieeexplore.ieee.org/document/989873/>.

- 14 SHER, E. *Handbook of air pollution from internal combustion engines pollutant formation and control*. Boston: Academic Press, 1998. OCLC: 838099827. ISBN 978-0-12-639855-7. Disponível em: <http://site.ebrary.com/lib/alltitles/docDetail.action?docID=10251223>).
- 15 MURATA, S. Innovation by in-wheel-motor drive unit. *Vehicle System Dynamics*, v. 50, n. 6, p. 807–830, jun. 2012. ISSN 0042-3114, 1744-5159. Disponível em: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00423114.2012.666354>).
- 16 CASTRO, R. de et al. Torque blending and wheel slip control in EVs with in-wheel motors. *Vehicle System Dynamics*, v. 50, n. sup1, p. 71–94, jan. 2012. ISSN 0042-3114, 1744-5159. Disponível em: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00423114.2012.666357>).
- 17 NOVELLIS, L. D.; SORNIOTTI, A.; GRUBER, P. Optimal Wheel Torque Distribution for a Four-Wheel-Drive Fully Electric Vehicle. *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, v. 6, n. 1, p. 128–136, abr. 2013. ISSN 1946-4002. Disponível em: <http://papers.sae.org/2013-01-0673/>).
- 18 STOOP, A. *Design and Implementation of Torque Vectoring for the Forze Racing Car*. Tese (Doutorado) — Faculty of Mechanical, Maritime and Materials Engineering (3mE), Delft University of Technology, jul. 2014.
- 19 JALALI, K. et al. Development of an Advanced Torque Vectoring Control System for an Electric Vehicle with In-Wheel Motors using Soft Computing Techniques. *SAE International Journal of Alternative Powertrains*, v. 2, n. 2, p. 261–278, abr. 2013. ISSN 2167-4205. Disponível em: <http://papers.sae.org/2013-01-0698/>).
- 20 WHEALS, J. C. et al. Torque Vectoring AWD Driveline: Design, Simulation, Capabilities and Control. In: . [s.n.], 2004. Disponível em: <http://papers.sae.org/2004-01-0863/>).
- 21 MCTRUSTRY, S. C. *Modelling and control of electric vehicles with individually actuated in-wheel motors*. Tese (Master of Philosophy thesis) — School of Mechanical, Materials and Mechatronic Engineering, University of Wollongong, 2016.
- 22 CAO, W. et al. Direct Yaw-Moment Control of All-Wheel-Independent-Drive Electric Vehicles with Network-Induced Delays through Parameter-Dependent Fuzzy SMC Approach. *Mathematical Problems in Engineering*, v. 2017, p. 1–15, 2017. ISSN 1024-123X, 1563-5147. Disponível em: <https://www.hindawi.com/journals/mpe/2017/5170492/>).
- 23 NOVELLIS, L. D. et al. Comparison of Feedback Control Techniques for Torque-Vectoring Control of Fully Electric Vehicles. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, v. 63, n. 8, p. 3612–3623, out. 2014. ISSN 0018-9545, 1939-9359. Disponível em: <http://ieeexplore.ieee.org/document/6736063/>).
- 24 ANDERSON, M.; HARTY, D. Unsprung Mass with In-Wheel Motors - Myths and Realities. In: . [S.l.: s.n.]. p. 6.
- 25 Lowell Christensen. *Designing In-Hub Brushless Motors*. 2014. Disponível em: <http://www.machinedesign.com/motorsdrives/designing-hub-brushless-motors>).

- 26 PACEJKA, H. *Tyre and Vehicle Dynamics*. Burlington: Elsevier, 2005. ISBN 978-0-08-054333-8. Disponível em: <http://public.ebib.com/choice/publicfullrecord.aspx?p=311410>.
- 27 LIE, A. et al. The Effectiveness of Electronic Stability Control (ESC) in Reducing Real Life Crashes and Injuries. *Traffic Injury Prevention*, v. 7, n. 1, p. 38–43, mar. 2006. ISSN 1538-9588, 1538-957X. Disponível em: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/15389580500346838>.
- 28 CHOUINARD, A.; LÉCUYER, J.-F. A study of the effectiveness of Electronic Stability Control in Canada. *Accident Analysis & Prevention*, v. 43, n. 1, p. 451–460, jan. 2011. ISSN 00014575. Disponível em: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0001457510002800>.
- 29 LI, B.; RAKHEJA, S.; FENG, Y. Enhancement of vehicle stability through integration of direct yaw moment and active rear steering. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, v. 230, n. 6, p. 830–840, maio 2016. ISSN 0954-4070, 2041-2991. Disponível em: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/0954407015596255>.
- 30 HANCOCK, M. J. et al. A comparison of braking and differential control of road vehicle yaw-sideslip dynamics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, v. 219, n. 3, p. 309–327, mar. 2005. ISSN 0954-4070, 2041-2991. Disponível em: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1243/095440705X6721>.
- 31 MASHADI, B.; MOSTAANI, S.; MAJIDI, M. Vehicle stability enhancement by using an active differential. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, v. 225, n. 8, p. 1098–1114, dez. 2011. ISSN 0959-6518, 2041-3041. Disponível em: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/0959651811405113>.
- 32 SAWASE, K.; USHIRODA, Y.; MIURA, T. Left-right torque vectoring technology as the core of super all wheel control (S-AWC). *Mitsubishi Motors Technical Review*, v. 18, p. 16–23, 2006.
- 33 JALALI, K. *Stability Control of Electric Vehicles with In-wheel Motors*. Tese (Doutorado) — University of Waterloo, Waterloo, Ontario, Canada, 2010.
- 34 CANALE, M.; FAGIANO, L. Comparing rear wheel steering and rear active differential approaches to vehicle yaw control. *Vehicle System Dynamics*, v. 48, n. 5, p. 529–546, maio 2010. ISSN 1744-5159. Disponível em: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00423110902919055>.
- 35 TAHAMI, F. et al. Fuzzy Based Stability Enhancement System for a Four-Motor-Wheel Electric Vehicle. In: . [s.n.], 2002. Disponível em: <http://papers.sae.org/2002-01-1588/>.
- 36 SHIMADA, K.; SHIBAHATA, Y. Comparison of Three Active Chassis Control Methods for Stabilizing Yaw Moments. *Papers - Society of Automotive Engineers New York*, p. 87–96, 1994.

- 37 Huihuan Qian et al. Energy management for four-wheel independent driving vehicle. In: . IEEE, 2010. p. 5532–5537. ISBN 978-1-4244-6674-0. Disponível em: <http://ieeexplore.ieee.org/document/5651000/>).
- 38 WANG, R. et al. Development and performance characterization of an electric ground vehicle with independently actuated in-wheel motors. *Journal of Power Sources*, v. 196, n. 8, p. 3962–3971, abr. 2011. ISSN 03787753. Disponível em: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S037877531002152X>).
- 39 MAGALLAN, G. A. et al. A neighborhood electric vehicle with electronic differential traction control. In: *2008 34th Annual Conference of IEEE Industrial Electronics*. [S.l.: s.n.], 2008. p. 2757–2763.
- 40 EDELMANN, J.; PLOCHL, M.; PFEFFER, P. E. (Ed.). *Advanced Vehicle Control AVEC16: Proceedings of the 13th International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC 16), Munich, Germany, September 2016*. Crc Press, 2016. ISBN 978-1-138-02992-7. Disponível em: <http://www.crcnetbase.com/doi/book/10.1201/9781315265285>).
- 41 MOTOYAMA, S. et al. Effect of Traction Force Distribution Control on Vehicle Dynamics. *Vehicle System Dynamics*, v. 22, n. 5-6, p. 455–464, jan. 1993. ISSN 0042-3114. Disponível em: <https://doi.org/10.1080/00423119308969043>).
- 42 D. Casanova. *On Minimum Time Vehicle Manoeuvring: The Theoretical Optimal Lap*. [S.l.]: Cranfield University, 2000.
- 43 Roberto Spinola Barbosa. *Equações Dinâmicas de Movimento para Corpos Rígidos utilizando Referencial Móvel*.
- 44 HIRTLE, S. T. *EIGHT DEGREE OF FREEDOM VEHICLE MODEL WITH PITCH, YAW, TIRE CONTROL AND SENSOR INPUTS*. Tese (Doutorado) — California Polytechnic State University, San Luis Obispo, maio 2015.
- 45 Matteo Kevin Ghezzi. *Control of a Four In-Wheel Motor Drive Electric Vehicle*. Tese (Doutorado) — Universitat Politecnica de Catalunya, Barcelona, set. 2017.
- 46 GHOSH, J.; TONOLI, A.; AMATI, N. A Torque Vectoring Strategy for Improving the Performance of a Rear Wheel Drive Electric Vehicle. In: . IEEE, 2015. p. 1–6. ISBN 978-1-4673-7637-2. Disponível em: <http://ieeexplore.ieee.org/document/7352887/>).
- 47 RAJAMANI, R. *Vehicle dynamics and control*. 2. ed. ed. New York, NY: Springer, 2012. (Mechanical engineering series). OCLC: 774382146. ISBN 978-1-4614-1433-9.