

**MINISTÉRIO DA DEFESA
EXÉRCITO BRASILEIRO
DEPARTAMENTO DE CIÊNCIA E TECNOLOGIA
INSTITUTO MILITAR DE ENGENHARIA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**FERNANDO SATOSHI SAWADA
LUIS GUILHERME CAVALCANTE SANTOS**

**PROPOSTA DE PROJETO DE UM SISTEMA DE FREIOS
ANTITRAVAMENTO PARA A VBR-MSR EE-9 CASCAVEL MODERNIZADA**

**RIO DE JANEIRO
2023**

FERNANDO SATOSHI SAWADA
LUIS GUILHERME CAVALCANTE SANTOS

PROPOSTA DE PROJETO DE UM SISTEMA DE FREIOS
ANTITRAVAMENTO PARA A VBR-MSR EE-9 CASCAVEL MODERNIZADA

Projeto de Final de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica do Instituto Militar de Engenharia, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador(es): Elias Dias Rossi Lopes, D.Sc.
Gustavo Simão Rodrigues, D.Sc.

Rio de Janeiro
2023

©2023

INSTITUTO MILITAR DE ENGENHARIA

Praça General Tibúrcio, 80 – Praia Vermelha

Rio de Janeiro – RJ CEP: 22290-270

Este exemplar é de propriedade do Instituto Militar de Engenharia, que poderá incluí-lo em base de dados, armazenar em computador, microfilmar ou adotar qualquer forma de arquivamento.

É permitida a menção, reprodução parcial ou integral e a transmissão entre bibliotecas deste trabalho, sem modificação de seu texto, em qualquer meio que esteja ou venha a ser fixado, para pesquisa acadêmica, comentários e citações, desde que sem finalidade comercial e que seja feita a referência bibliográfica completa.

Os conceitos expressos neste trabalho são de responsabilidade do(s) autor(es) e do(s) orientador(es).

Sawada, Fernando Satoshi; Santos, Luis Guilherme Cavalcante.

Proposta de Projeto de um Sistema de Freios Antitravamento para a VBR-MSR EE-9 Cascavel Modernizada / Fernando Satoshi Sawada e Luis Guilherme Cavalcante Santos. – Rio de Janeiro, 2023.

44 f.

Orientador(es): Elias Dias Rossi Lopes e Gustavo Simão Rodrigues.

Projeto de Final de Curso (graduação) – Instituto Militar de Engenharia, Engenharia Mecânica, 2023.

1. Sistema Antitravamento de Freios. 2. MPC. 3. Dinâmica de Veículos. 4. Solo Rígido. 5. Solo Deformável. i. Lopes, Elias Dias Rossi (orient.) ii. Rodrigues, Gustavo Simão (orient.) iii. D.Sc., D.Sc.

CIP - Catalogação na Publicação

Sawada, Fernando Satoshi
Proposta de Projeto de um Sistema de Freios
Antitravamento para a VBR-MSR EE-9 Cascavel
Modernizada / Fernando Satoshi Sawada; Luis
Guilherme Cavalcante Santos. – Rio de Janeiro,
2023.
45 f.

Orientador: Elias Dias Rossi Lopes.

Coorientador: Gustavo Simão Rodrigues.

Projeto Final de Curso (graduação) – Instituto
Militar de Engenharia, Bacharel em Engenharia
Mecânica e de Automóveis, 2023.

1. Sistema Antitravamento de Freios. 2.
Controle. 3. Dinâmica Longitudinal de Veículos. 4.
Trafegabilidade. 5. Viatura EE-9 Cascavel. I.
Santos, Luis Guilherme Cavalcante. II. Lopes,
Elias Dias Rossi, orient. III. Rodrigues, Gustavo
Simão, coorient. IV. Título

**FERNANDO SATOSHI SAWADA
LUIS GUILHERME CAVALCANTE SANTOS**

**Proposta de Projeto de um Sistema de Freios
Antitravamento para a VBR-MSR EE-9 Cascavel
Modernizada**

Projeto de Final de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica do Instituto Militar de Engenharia, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador(es): Elias Dias Rossi Lopes e Gustavo Simão Rodrigues.

Aprovado em Rio de Janeiro, 09 de outubro de 2023, pela seguinte banca examinadora:



Prof. Maj QEM Elias Dias Rossi Lopes - D.Sc. do IME



Prof. TC QEM Gustavo Simão Rodrigues - D.Sc. do IME

Prof. Maj QEM Euter Martins Mozer - M.Sc. do IME

Rio de Janeiro
2023

RESUMO

Diante da necessidade do Exército Brasileiro de realizar a manutenção do poder de combate da sua força blindada, surgiu a demanda de modernizar suas viaturas blindadas de reconhecimento EE-9 Cascavel, um veículo 6x6 médio sobre rodas. O presente trabalho propõe-se a auxiliar no desafio de contribuir para o desenvolvimento de um sistema antitravamento de freios (ABS) para a viatura, proporcionando mais segurança durante a sua operação. Para tanto, esse sistema é modelado e simulado utilizando duas técnicas de controle diferentes, o Controlador Proporcional Derivativo (PD) e Controle Preditivo Baseado em Modelo (MPC). As simulações são realizadas utilizando modelos de solo rígido e, posteriormente, deformável com o propósito de obter resultados mais condizentes com a realidade. Por fim, compara-se os resultados com uma simulação de frenagem em asfalto seco, a qual utiliza modelo de meio carro com sistema ABS integrado.

Palavras-chave: Sistema Antitravamento de Freios. MPC. Dinâmica de Veículos. Solo Rígido. Solo Deformável.

ABSTRACT

Given the Brazilian Army's need to maintain the combat power of its armored force, there arose a demand to modernize its armored reconnaissance vehicles, the EE-9 Cascavel, a medium 6x6 wheeled vehicle. This paper aims to assist in the challenge of contributing to the development of an anti-lock braking system (ABS) for the vehicle, providing greater safety during its operation. To this end, the system is modeled and simulated using two different control techniques, the Proportional Derivative (PD) Controller and Model Predictive Control (MPC). Simulations are performed using models of rigid and subsequently deformable soil in order to obtain results that are more consistent with reality. In the end, the results are compared with a simulation of braking on dry tarmac, which utilizes a half-car model with integrated ABS.

Keywords: Anti-lock Braking System. MPC. Vehicle Dynamics. Rigid Ground. Deformable Ground.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Influência do deslizamento longitudinal nos coeficientes de frenagem e de força lateral (WONG, 2022).	12
Figura 2 – Viatura 6x6 EE-9 Cascavel (EXÉRCITO, 2022).	13
Figura 3 – Esquema de um quarto de carro utilizado para modelagem matemática (LOPES; RODRIGUES; AYALA, 2020).	17
Figura 4 – Coeficiente de aderência longitudinal em função do deslizamento, para asfalto seco.	18
Figura 5 – Distribuição de tensão normal, e força resultante no pneu rolando sobre o solo (Adaptado de Jazar (2014)).	19
Figura 6 – Comportamento do pneu no regime rígido e elástico (WONG, 1989).	20
Figura 7 – Força de tração em função do deslizamento.	22
Figura 8 – Fluxograma da atuação de freios hidráulicos	23
Figura 9 – Forças sobre os eixos da viatura.	24
Figura 10 – Fluxograma do modelo de meio-carro.	25
Figura 11 – Esquema de um sistema de controle em malha fechada (adaptado de Carryer, Ohline e Kenny (2011)).	26
Figura 12 – Estratégia do MPC (CAMACHO; ALBA, 2013).	27
Figura 13 – Comparação entre os resultados do sistema em malha aberta, com controle PD, e com MPC, para a modelagem de solo rígido.	30
Figura 14 – Detalhe aproximado do deslizamento, no início da simulação, para a modelagem de solo rígido.	32
Figura 15 – Detalhe aproximado do torque de frenagem, no início da simulação, para a modelagem de solo rígido.	32
Figura 16 – Comparação entre os resultados do sistema em malha aberta, com controle PD, e com MPC, para a modelagem de solo deformável.	33
Figura 17 – Detalhe do deslizamento ao longo do tempo, para a modelagem de solo deformável.	34
Figura 18 – Detalhe do torque de frenagem ao longo do tempo, para a modelagem de solo deformável.	34
Figura 19 – Comparação entre os resultados do sistema em malha aberta, com controle PD, e com MPC, para a modelagem de solo rígido, com sistema de freios hidráulico.	36
Figura 20 – Detalhe aproximado do deslizamento, no início da simulação, para a modelagem de solo rígido, com sistema de freios hidráulico.	37
Figura 21 – Detalhe aproximado do torque de frenagem ao longo do tempo, para a modelagem de solo rígido, com sistema de freios hidráulico.	37

Figura 22 – Comparação entre os resultados do sistema em malha aberta, com controle PD, e com MPC, para a modelagem de solo deformável, com sistema de freios hidráulico.	38
Figura 23 – Detalhe aproximado do deslizamento ao longo do tempo, para a modelagem de solo deformável, com sistema de freios hidráulico.	39
Figura 24 – Detalhe aproximado do torque de frenagem ao longo do tempo, para a modelagem de solo deformável, com sistema de freios hidráulico.	39
Figura 25 – Deslizamento, velocidade de rotação das rodas, velocidade linear da viatura, e torque de frenagem nas rodas, utilizando modelo de solo rígido com sistema ABS integrado aos freios.	40

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	– Parâmetros da Fórmula Mágica para pneu em asfalto seco (MATHWORKS, c2023).	18
Tabela 2	– Parâmetros de terreno utilizados (WONG, 1989).	22
Tabela 3	– Massa, área frontal, diâmetro do pneu e espessura do pneu da viatura EE-9 Cascavel (dados obtidos do Arsenal de Guerra de São Paulo). . .	29
Tabela 4	– Momento de inércia da roda estimado, aceleração da gravidade, massa específica do ar, coeficiente de arrasto aerodinâmico e coeficiente de resistência ao rolamento.	30
Tabela 5	– Comparação entre as distâncias de parada do sistema em malha aberta, com controle PD, e com MPC, para modelo de solo rígido.	31
Tabela 6	– Comparação entre as distâncias de parada do sistema em malha aberta, com controle PD, e com MPC, para modelo de solo deformável.	35
Tabela 7	– Parâmetros do sistema de freios, onde o subscrito f refere-se a propriedades dos freios dianteiros, e o subscrito r refere-se a propriedades dos freios traseiros.	35
Tabela 8	– Comparação entre as distâncias de parada do sistema em malha aberta, com controle PD, e com MPC, para modelo de solo rígido, com sistema de freios hidráulico.	37
Tabela 9	– Comprimento entre eixos, altura do centro de gravidade, considerado como 30% da altura total da viatura, e distância adimensional na direção longitudinal do centro de gravidade da viatura até o eixo dianteiro (valor estimado).	39

LISTA DE SÍMBOLOS

λ	Deslizamento longitudinal
F_x	Força longitudinal
F_z	Força normal
μ_x	Coefficiente de aderência longitudinal
ρ	Massa específica do ar
C_d	Coefficiente de arrasto da viatura EE-9 Cascavel
v	Velocidade linear
A	Área frontal da viatura EE-9 Cascavel
R_a	Força de resistência aerodinâmica
ω	Velocidade de rotação da roda
r	Raio da roda
D	Diâmetro da roda
b	Espessura da roda
M_{Rol}	Momento de resistência ao rolamento
μ_r	Coefficiente de resistência ao rolamento
m	Massa reduzida
W	Peso
p_g	Pressão média de solo
p_{gcr}	Pressão crítica de solo
I	Momento de inércia rotacional da roda
T	Torque
g	Aceleração da gravidade
P_{cm}	Pressão no cilindro mestre
F_p	Força aplicada pelo motorista no pedal de freio

l_p	Razão de alavanca do pedal
η_p	Eficiência do pedal
B	Coefficiente de multiplicação da força devido à atuação do servo-freio
A_{cm}	Área do cilindro mestre
A_{cr}	Área do cilindro de roda
η_{cr}	Eficiência do cilindro de roda
BF	<i>Brake Factor</i>
r_{ef}	Raio efetivo do disco de freio
X	Vetor de estados
h	Passo do método de Runge-Kutta
u	Ação de controle
Obj	Função objetivo do MPC

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	OBJETIVOS	13
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	14
2.1	DINÂMICA LONGITUDINAL E MODELO DE SOLO DEFORMÁVEL	14
2.2	MÉTODOS DE CONTROLE	15
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
3.1	DINÂMICA LONGITUDINAL	17
3.1.1	MODELO DE SOLO RÍGIDO	17
3.1.2	MODELO DE SOLO DEFORMÁVEL	20
3.2	SISTEMA DE FREIOS HIDRÁULICO	22
3.3	DINÂMICA DE FRENAGEM DE UM VEÍCULO 4X4 - MODELO DE MEIO CARRO	24
3.4	RUNGE-KUTTA DE 4ª ORDEM	25
3.5	CONTROLE PID	26
3.6	CONTROLE PREDITIVO BASEADO EM MODELO	27
4	SIMULAÇÃO E RESULTADOS	29
4.1	MODELO DE SOLO RÍGIDO	29
4.2	MODELO DE SOLO DEFORMÁVEL	32
4.3	MODELO DE SOLO RÍGIDO COM SISTEMA DE FREIOS HIDRÁULICO	35
4.4	MODELO DE SOLO DEFORMÁVEL COM SISTEMA DE FREIOS HIDRÁULICO	37
4.5	VALIDAÇÃO UTILIZANDO MODELO DE MEIO CARRO	38
5	CONCLUSÃO	41
	REFERÊNCIAS	42

1 INTRODUÇÃO

O sistema de freios é sem dúvida um dos mais importantes para a segurança de um veículo. Para que a sua condução seja segura, é necessário que o condutor ajuste de maneira correta a trajetória e velocidade do veículo constantemente. O projeto do sistema de freios do veículo deve garantir que ele cumpra três funções básicas de desacelerar o veículo, até uma parada completa se necessário, manter a velocidade durante um declive e manter o veículo parado tanto em um aclive, quanto em um declive (LIMPERT, 2011).

Um dos grandes desafios do sistema de freios é manter a dirigibilidade do veículo durante o seu acionamento. Um fator que afeta diretamente como o sistema de freios pode diminuir a dirigibilidade é a aderência dos pneus ao solo. Quando a força de frenagem ultrapassa o limite de aderência, a roda na qual isso ocorre trava e sua capacidade de sustentar uma força lateral é praticamente nula, afetando ambas a dirigibilidade do veículo e a distância de frenagem. Esforços no desenvolvimento de um sistema de freios capaz de contornar esse problema foram grandes ao longo das décadas (WONG, 2022).

Em meio a esses esforços, o *Anti-lock Braking System* (ABS) foi criado, sendo considerado uma das mais importantes inovações de segurança na indústria automobilística. O principal objetivo desse sistema, além de impedir o travamento das rodas durante a frenagem, é também obter uma distância de frenagem ótima. A Figura 1 mostra como o parâmetro de deslizamento longitudinal afeta a eficiência de frenagem e a força lateral para um dado ângulo de escorregamento do pneu. Assim, esse sistema visa obter uma força de frenagem máxima na roda, mantendo a sua capacidade de sustentar uma força

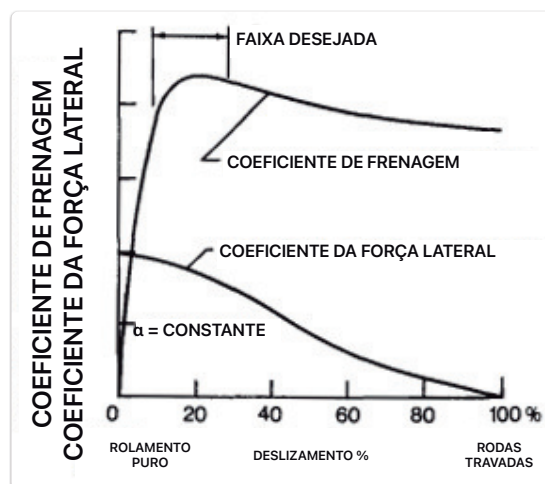


Figura 1 – Influência do deslizamento longitudinal nos coeficientes de frenagem e de força lateral (WONG, 2022).

lateral, melhorando a dirigibilidade e estabilidade do veículo (WONG, 2022).

Apesar de sua vasta aplicação ser no mercado de veículos leves, esse universo também pode ser expandido para veículos militares sobre rodas. Diante da necessidade de manutenção do poder de combate da força, o Exército Brasileiro propôs a modernização da Viatura Blindada de Reconhecimento Cascavel, uma viatura 6x6 média sobre rodas, exibida na Figura 2. Surge, então, o desafio de auxiliar no desenvolvimento de um sistema de freios para essa viatura, empregando o ABS, proporcionando mais segurança durante a sua operação.



Figura 2 – Viatura 6x6 EE-9 Cascavel (EXÉRCITO, 2022).

1.1 Objetivos

Os objetivos deste trabalho são modelar e realizar a simulação de um Sistema de Freios com Antitravamento para a viatura EE-9 Cascavel, auxiliando no desenvolvimento desse sistema durante sua modernização.

A fim de cumprir esses objetivos, são implementadas duas técnicas de controle durante a simulação: o Controlador Proporcional Derivativo (PD) e Controle Preditivo baseado em Modelo (MPC). Inicialmente é utilizado na simulação a formulação de solo indeformável, por meio da Fórmula Mágica. Posteriormente, as formulações de solo deformável são implementadas na simulação. Posteriormente, acrescenta-se o modelo de sistema de freios hidráulico e, por fim, realiza-se uma simulação com modelo de meio carro com o intuito de validar o trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Dinâmica Longitudinal e Modelo de Solo Deformável

Jazar (2014) apresenta em seu livro um extenso estudo da dinâmica longitudinal de um veículo, abordando também a dinâmica da frenagem. Além disso, no seu trabalho é apresentado estudos de modelos de interação pneu-solo, bem como o comportamento da aderência do pneu ao solo para diferentes valores do deslizamento longitudinal.

Wong (2022) aborda em seu livro uma análise da dinâmica da frenagem em veículos de dois eixos, definindo a eficiência de frenagem e calculando a distância de frenagem de um veículo. Wong (2022) mostra ainda em seu trabalho o princípio de funcionamento do Sistema de Freios com Antitravamento.

Pacejka e Bakker (1992) desenvolvem empiricamente uma expressão que permite estabelecer a relação entre o coeficiente de aderência longitudinal e o deslizamento longitudinal. A simplicidade dessa fórmula permite, com parâmetros adequados, simular uma interação entre o pneu e solo indeformável de maneira satisfatória.

Sousa e Neto (2019) e Oliveira et al. (2018) realizam estudos comparativos entre as modelagens de Fórmula Mágica de Pacejka e Bakker (1992), um modelo empírico, e Teoria de Julien, a qual utiliza hipóteses físicas, aplicadas ao estudo da dinâmica longitudinal de um veículo. Ambos mostram que a única diferença relevante no emprego dessas duas modelagens está na análise dinâmica de deslizamento do pneu.

Janarthanan, Padmanabhan e Sujatha (2012) apresentam o desenvolvimento de um modelo de simulação para análise transiente da dinâmica longitudinal de veículo tracionado e validam o modelo pela comparação com experimentos. O modelo dos autores é capaz de prever acuradamente desempenhos de aceleração e frenagem em solos rígido e deformável.

Eckert (2013) apresenta um estudo acerca de cinco diferentes modelos matemáticos para o cálculo da dinâmica longitudinal de um veículo, apresentada por diversos autores. Durante seu estudo, realiza a simulação de cada modelo, comparando os seus comportamentos.

He et al. (2019) realizam uma abrangente revisão da literatura acerca de modelos de terramecânica e de seus parâmetros. São identificados os parâmetros de solo dos modelos empíricos para avaliar a mobilidade dos veículos off-road e os parâmetros dos modelos para caracterizar a resposta da interação roda-solo.

Taheri et al. (2015) realizam uma revisão bibliográfica acerca de diversos modelos de terramecânica utilizado em simulações, elencando os seus diferentes tipos de aplicações.

Watanabe et al. (2023) apresentam em seu trabalho uma análise numérica utilizando um modelo de terramecânica estendida, com base no trabalho de Bekker apresentado por Wong (1989). Em seu trabalho, Watanabe et al. (2023) demonstram que o modelo de solo deformável utilizado é apropriado, comparando-o com experimentos práticos.

Majdoubi, Masmoudi e Elharif (2022) elaboram um modelo da interação roda-solo para uma roda de robô navegando em solo deformável, utilizando a formulação clássica de Bekker. Para validar os resultados obtidos no trabalho, foi utilizado um experimento em uma bancada de teste, o qual forneceu bons resultados.

Gheshlaghi et al. (2020) mostram em seu trabalho a análise do coeficiente de resistência ao rolamento, utilizando modelagem de elementos finitos e modelos de Bekker e Wismer-Luth. Análises experimentais mostram que o coeficiente de resistência ao rolamento cresce com o aumento da carga vertical. O referido trabalho compara, ainda, os modelos de Bekker e Wismer-Luth com base nos resultados obtidos nas simulações.

Meirion-Griffith e Spenko (2014) desenvolvem um modelo da interação veículo-solo com intuito de contornar algumas limitações encontradas nos modelos tradicionais quando aplicados a veículos autônomos. No trabalho, são discutidas as hipóteses e limitações presentes no clássico modelo de Bekker. Experimentos práticos são utilizados para validar o modelo desenvolvido e mostrar sua melhora significativa na precisão.

Salama e Vantsevich (2013) apresentam um estudo da interação roda-terreno para um veículo autônomo, realizando a formulação matemática da dinâmica longitudinal do problema com um modelo de solo deformável.

2.2 Métodos de Controle

Vaezi, Hesam e Anwar (2015) apresentam um modelo de controlador PID para a tração de um veículo e realiza a simulação desse automóvel em diversas condições de solo rígido com base na formulação de Pacejka. Vaezi, Hesam e Anwar (2015) analisam o desempenho do veículo sem a aplicação do controlador, observando a expressiva perda de tração. Com o controlador aplicado à simulação, o deslizamento longitudinal diminui significativamente, inclusive no caso do solo com gelo.

Moore (2014) apresenta um modelo de ABS com um controlador Bang-Bang e realiza a simulação desse modelo, comparando-o a frenagem sem a aplicação do sistema antitravamento. Em seus resultados, Moore (2014) constata que o controlador empregado, apesar de possuir um funcionamento simples, conseguiu cumprir a tarefa do ABS de evitar o travamento das rodas. Também é analisado o tempo de frenagem necessário em cada caso.

Borba et al. (2016) apresentam um estudo experimental, o qual demonstra como o

ABS contribui para a segurança durante a operação de um veículo, analisando a distância de frenagem para uma pista seca e molhada.

Tavernini et al. (2019) apresentam um controle preditivo baseado em modelo (MPC) não-linear para um sistema de freios com antitravamento em uma unidade de freio eletro-hidráulica. Na simulação realizada em seu trabalho, o MPC é testado em diversos cenários de frenagem de emergência e seu desempenho é comparado ao de um controlador PID. Tavernini et al. (2019) calculam a distância de frenagem para ambos os controladores e mostra que o MPC obtém uma redução de até 11,4% em comparação com o controlador PID.

Pinto et al. (2021) apresentam uma simulação de um controle preditivo para freios ABS utilizando a Fórmula Mágica apresentada por Pacejka e Bakker (1992). Em seus resultados, é mostrado que o controlador simulado obtém resultados satisfatórios da convergência dos valores simulados para um valor ótimo pré-estabelecido, em ambos os casos de asfalto seco e molhado.

Lopes (2022) apresenta em seu estudo uma aplicação do controle preditivo baseado em modelo não-linear à dinâmica veicular de veículos elétricos, demonstrando que este método é adequado para a tarefa e que é capaz de prever entradas ideais para o controle do sistema.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 Dinâmica Longitudinal

O estudo da dinâmica longitudinal de veículos é muito importante para o entendimento do modelo matemático que descreve a frenagem da viatura EE-9 Cascavel. Nesse caso, é utilizado o modelo de um quarto de carro, no qual o veículo é representado por uma roda com seu pneu, e a carroceria está acoplada a ela, conforme Figura 3. Ou seja, desconsideram-se os efeitos da dinâmica vertical e horizontal.

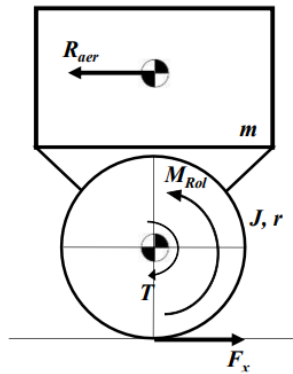


Figura 3 – Esquema de um quarto de carro utilizado para modelagem matemática (LOPES; RODRIGUES; AYALA, 2020).

3.1.1 Modelo de Solo Rígido

Existem diversas teorias que descrevem a interação do pneu com o solo. Nessa seção é utilizada a que foi proposta por Pacejka e Bakker (1992) e que serve para uma modelagem de solo rígido.

As forças na direção longitudinal que atuam no veículo são a força devida à interação do pneu com o solo, e a força de resistência aerodinâmica. A primeira é função do deslizamento longitudinal (λ) e da força normal (F_z) que atua no pneu, segundo a Equação 3.1, onde μ_x é o coeficiente de aderência longitudinal. A segunda é proporcional ao quadrado da velocidade linear (v), como se observa na Equação 3.2, na qual ρ é a massa específica do ar, C_d é o coeficiente de arrasto, e A é a área frontal do veículo (JAZAR, 2014; LOPES, 2015).

$$F_x = \mu_x(\lambda)F_z \quad (3.1)$$

$$R_a = \frac{1}{2} \rho v^2 C_d A \quad (3.2)$$

O coeficiente de aderência longitudinal é função do deslizamento longitudinal, o qual é dado pela Equação 3.3, onde ω é a velocidade de rotação, e r é o raio da roda. Existem diversas formulações matemáticas para essa relação entre os dois. Será utilizada a que ficou conhecida como Fórmula Mágica, obtida empiricamente por Pacejka e Bakker (1992). Ela pode ser observada na Equação 3.4.

$$\lambda = \frac{\omega r - v}{v} \quad (3.3)$$

$$\mu_x(\lambda) = A \sin\{B \arctan[C\lambda - D(C\lambda - \arctan(C\lambda))]\} \quad (3.4)$$

Na Figura 4, é possível ver como o coeficiente de aderência longitudinal varia em função do deslizamento. Conforme se observa no gráfico, existe um valor de deslizamento para o qual o coeficiente de aderência é máximo, resultando, conseqüentemente, na maior força de tração possível, e em melhor dirigibilidade. Essa curva é resultado da utilização da Equação 3.4 com os valores da Tabela 1.

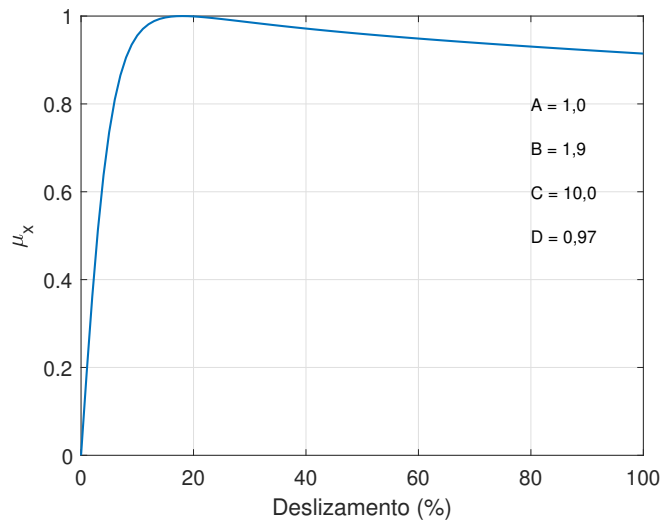


Figura 4 – Coeficiente de aderência longitudinal em função do deslizamento, para asfalto seco.

Tabela 1 – Parâmetros da Fórmula Mágica para pneu em asfalto seco (MATHWORKS, c2023).

A	B	C	D
1,0	1,9	10,0	0,97

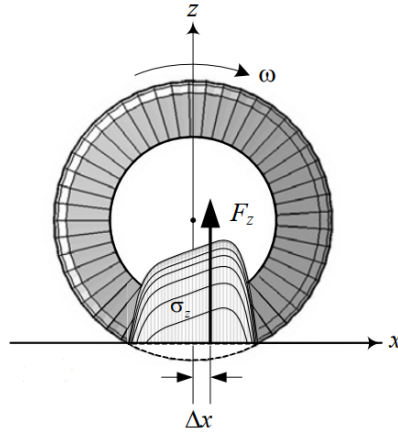


Figura 5 – Distribuição de tensão normal, e força resultante no pneu rolando sobre o solo (Adaptado de Jazar (2014)).

Além disso, durante o movimento de rolamento das rodas sobre o solo, o pneu deforma-se de modo que parte da energia é dissipada. Assim, a mudança na distribuição da pressão de contato faz com que a tensão normal na banda de rodagem seja maior à frente do que à retaguarda, conforme Figura 5, fazendo surgir uma resistência ao rolamento. Como a tensão normal é maior na parte frontal da banda de rodagem, a força resultante move-se também para a frente, provocando um momento contrário ao sentido de rolamento das rodas (M_{Rol}), o qual pode ser definido como proporcional à força normal e ao raio da roda, por meio do coeficiente de resistência ao rolamento (μ_r) (JAZAR, 2014):

$$M_{Rol} = \mu_r F_z r \quad (3.5)$$

Dessa maneira, pode-se escrever as equações dinâmicas 3.6 e 3.7, que descrevem o problema, onde m é a massa reduzida de um quarto do veículo e I é o momento de inércia rotacional da roda:

$$m\dot{v} = F_x - R_a \quad (3.6)$$

$$I\dot{\omega} = T - rF_x - M_{Rol} \quad (3.7)$$

Para fins de solução do sistema de equações, é mais interessante escrevê-las da seguinte maneira:

$$\begin{cases} \dot{\omega} = \frac{T}{I} - [\mu_x(\lambda) + \mu_r] \frac{mgr}{I} \\ \dot{v} = g\mu_x(\lambda) - \frac{\rho C_d A}{2m} v^2 \\ \dot{x} = v \end{cases} \quad (3.8)$$

Com isso, ω , v e x são os estados do sistema e compõem o vetor de estados:

$$X = \begin{Bmatrix} \omega \\ v \\ x \end{Bmatrix} \quad (3.9)$$

3.1.2 Modelo de Solo Deformável

Wong (1989) propôs uma teoria para descrever o comportamento dinâmico do pneu no terreno, para solos deformáveis. Foi feita a modelagem tanto de uma roda rígida, quanto de um pneu flexível. Esta última é a utilizada nesse trabalho, visto que o valor da pressão crítica de solo, a qual é calculada por meio da Equação 3.10, é muito elevado. Desse modo, a pressão média de solo é menor do que a crítica (WONG, 1989).

$$p_{gcr} = \frac{W(n+1)}{b \left[\frac{3W}{(3-n)b(k_c/b+k_\phi)\sqrt{D}} \right]^{(1/(2n+1))}} \times \frac{1}{\sqrt{D - \left[\frac{3W}{(3-n)b(k_c/b+k_\phi)\sqrt{D}} \right]^{(2/(2n+1))}}} \quad (3.10)$$

Onde, W é o peso do veículo, b é a espessura do pneu, e D é o diâmetro do pneu. k_c , k_ϕ e n são constantes que dependem do tipo de terreno. Os valores das que são utilizadas nesse trabalho estão exibidos na Tabela 2.

Ao se considerar que o pneu é flexível, deve-se assumir que a banda de rodagem assume uma forma plana na região de contato com o terreno, como se observa na Figura 6.

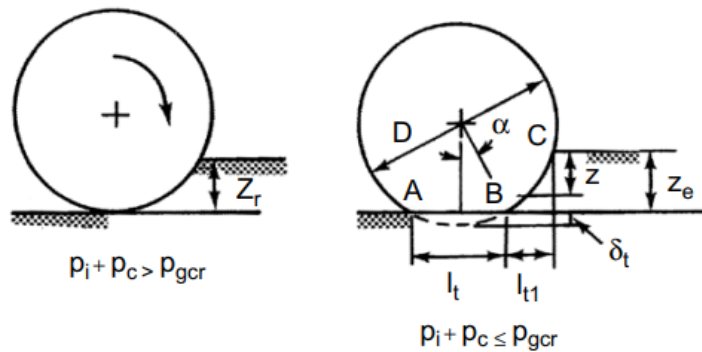


Figura 6 – Comportamento do pneu no regime rígido e elástico (WONG, 1989).

Segundo Wong (1989), considerando o equilíbrio vertical do pneu, o comprimento aproximado da área de contato l_t é dado pela Equação 3.11. Ademais, o afundamento z_e de um pneu flexível é obtido por meio da Equação 3.12, onde p_g é a pressão média de solo, a qual foi utilizada como 50 psi. Esse valor de p_g foi estimado tomando com base um exemplo numérico de Wong (1989), no qual $p_g=30$ psi, para um veículo de passeio. Como a viatura EE-9 Cascavel é muito mais pesada, assumiu-se 50 psi como um valor razoável

$$l_t = \frac{W}{bp_g} \quad (3.11)$$

$$z_e = \left(\frac{p_g}{k_c/b + k_\phi} \right)^{1/n} \quad (3.12)$$

Com isso, obtém-se a resistência de compactação do solo R_c :

$$R_c = b \left[\left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) \frac{z_e^{n+1}}{n+1} \right] \quad (3.13)$$

Além disso, devido à flexão do pneu ao rolar, energia é dissipada por conta da histerese do material do pneu. Isso é refletido em uma força de resistência contrária ao sentido de movimento. Uma relação semi-empírica, observada na Equação 3.14, foi proposta para descrever essa resistência de flexão do pneu R_f (WONG, 1989).

$$R_f = \frac{3,581bD^2p_g\epsilon(0,0349\alpha - \sin(2\alpha))}{\alpha(D - 2\delta_t)} \quad (3.14)$$

δ_t é a deflexão do pneu e pode ser obtida observando a Figura 6 (WONG, 1989):

$$\delta_t = \frac{D}{2} - \sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - \left(\frac{l_t}{2}\right)^2} \quad (3.15)$$

Sabendo que α e ϵ são fornecidos pelas Equações 3.16 e 3.17 (WONG, 1989).

$$\alpha = \arccos[(D - 2\delta_t)/D] \quad (3.16)$$

$$\epsilon = 1 - \exp(-k_e\delta_t/h) \quad (3.17)$$

k_e está relacionada à construção do pneu. Para pneus radiais, ela vale 7,0.

Ademais, a força de tração desenvolvida no pneu é fornecida pela Equação 3.18 (WONG, 1989).

$$F_x = (Ac + W \tan(\phi)) \left[1 - \frac{K}{\lambda l} (1 - e^{-\lambda l/K}) \right] \quad (3.18)$$

Onde, A é a área de contato, e c , K e ϕ são constantes dependentes do terreno, as quais podem ser observadas na Tabela 2.

$$A = l_t \cdot b \quad (3.19)$$

Na Figura 7, é possível verificar como a força de tração desenvolvida nas rodas se comporta em função do deslizamento longitudinal.

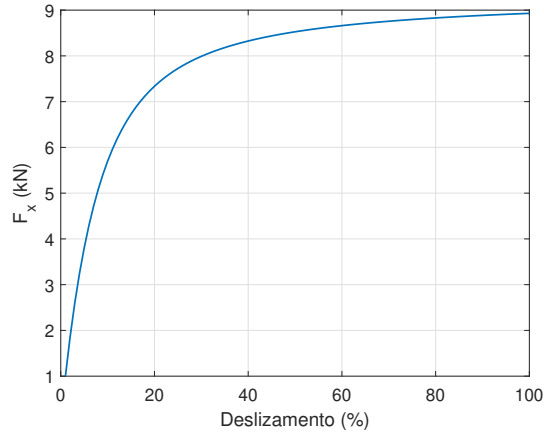


Figura 7 – Força de tração em função do deslizamento.

Tabela 2 – Parâmetros de terreno utilizados (WONG, 1989).

Tipo de Terreno	n	k_c (kN/m^{n+1})	k_ϕ (kN/m^{n+2})	c (kPa)	K (cm)	ϕ ($^\circ$)
Solo Médio	0,8	29,8	2083	4,64	2,12	19,9

Dessa maneira, as equações dinâmicas que descrevem o movimento de um quarto de carro ficam conforme a Equação 3.20.

$$\begin{cases} \dot{\omega} = \frac{1}{I} [T - r(F_x - R_c - R_f) - r\mu_r W] \\ \dot{v} = \frac{1}{m} (F_x - R_f - R_c - \frac{1}{2}\rho C_d A v^2) \\ \dot{x} = v \end{cases} \quad (3.20)$$

3.2 Sistema de Freios Hidráulico

Os sistemas de freios mais comumente empregado em veículos modernos são os freios hidráulicos a disco ou a tambor. Os sistemas de freios hidráulicos permitem a transmissão da força do pedal até os cilindros de roda e sua subsequente atuação provocando o contato entre as pastilhas e o disco ou entre as sapatas e o tambor (LIMPERT, 2011).

Ao pisar no pedal do freio, o motorista aciona uma alavanca que empurra um pistão. A força do motorista é amplificada por um sistema de servo-freio, por meio da geração de vácuo no diafragma. Assim, devido à ação do pistão, o fluido presente no cilindro mestre percorre as mangueiras de freio agindo nos cilindros de roda, os quais atuarão nas pinças ou sapatas. Estas peças são as responsáveis por, de fato, frear as rodas do veículo. A Figura 8 é um fluxograma que ilustra essa sequência de causalidades do sistema de freio hidráulico (LIMPERT, 2011).

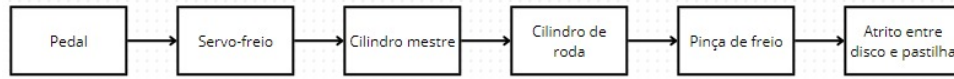


Figura 8 – Fluxograma da atuação de freios hidráulicos

Limpert (2011) modela a pressão no cilindro mestre da seguinte forma:

$$P_{cm} = \frac{F_p l_p \eta_p B}{A_{cm}} \quad (3.21)$$

Onde,

1. P_{cm} - Pressão no cilindro mestre;
2. F_p - Força aplicada pelo motorista no pedal;
3. l_p - Razão de alavanca do pedal
4. η_p - Eficiência do pedal;
5. B - Coeficiente de multiplicação da força devido a atuação do servo-freio;
6. A_{cm} - Área do cilindro mestre.

Com isso, é possível obter o torque de frenagem aplicado nas rodas. Segundo Limpert (2011), ele é dado por:

$$T = P_{cm} A_{cr} \eta_{cr} B F r_{ef} \quad (3.22)$$

Onde,

1. A_{cr} - Área do cilindro de roda
2. η_{cr} - Eficiência do cilindro de roda;
3. BF - *Brake Factor*;
4. r_{ef} - Raio efetivo do freio;

Dessa maneira, o torque de frenagem, o qual aparece na Equação 3.8 pode ser escrito como uma função da força aplicada no pedal de freio pelo motorista ($T = f(F_p)$). Isso será utilizado nas simulações para torná-las mais próximas da realidade.

3.3 Dinâmica de Frenagem de um Veículo 4x4 - Modelo de Meio Carro

Os modelos matemáticos de veículos mais usuais normalmente se tratam de veículos 4x4. A viatura EE-9 Cascavel, apesar de possuir três eixos, para fins de simulação pode ser simplificada em um modelo de meio carro com dois eixos, considerando um único eixo traseiro com todas as quatro rodas. A representação esquemática das cargas estáticas em cada eixo são ilustradas na Figura 9.

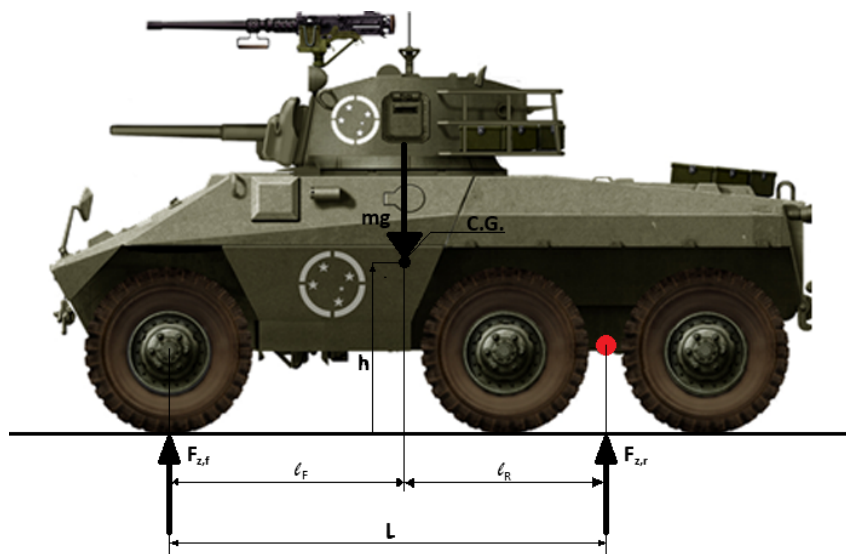


Figura 9 – Forças sobre os eixos da viatura.

Considerando o veículo deslocando com desaceleração a , podem ser deduzidas expressões para as forças sobre cada eixo considerando a transferência dinâmica de peso conforme as Equações 3.23 e 3.24.

$$F_{z,F} = (1 - \Psi + \chi a)W \quad (3.23)$$

$$F_{z,R} = (\Psi - \chi a)W \quad (3.24)$$

Onde,

1. Ψ - Razão $F_{z,R}/W$
2. χ - Razão h/L ;
3. a - Desaceleração do veículo;
4. W - Peso do veículo;

Essas equações, junto à modelagem do sistema de freios e ao modelo de solo utilizado, possibilitam realizar a simulação do comportamento do veículo. O fluxograma ilustrado na Figura 10 representa o modelo de meio carro criado para a simulação.

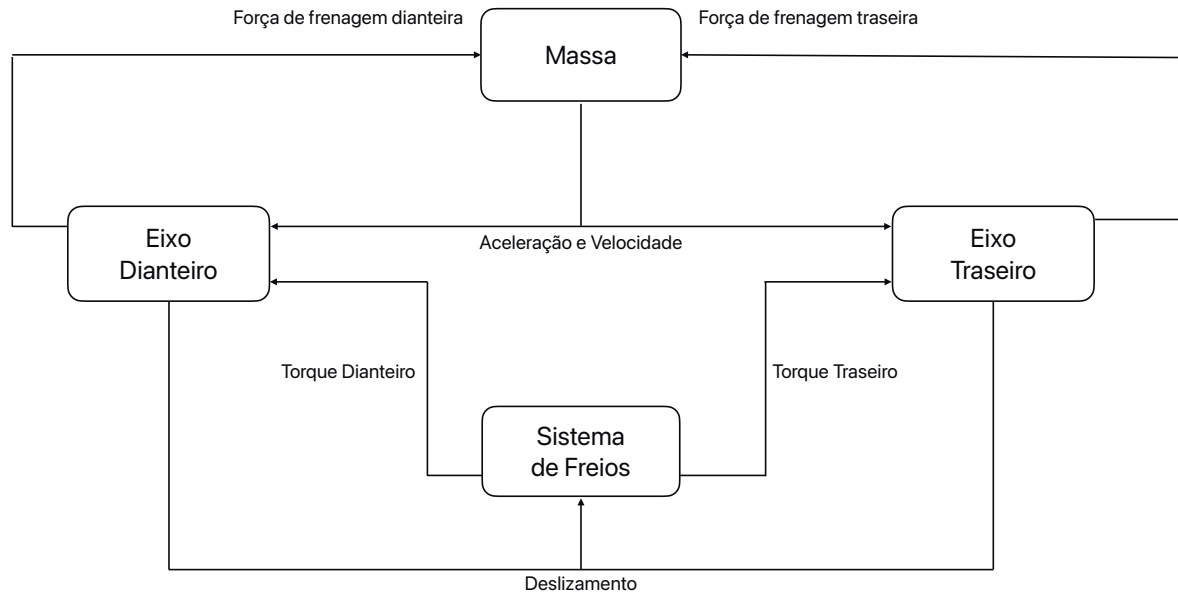


Figura 10 – Fluxograma do modelo de meio-carro.

3.4 Runge-Kutta de 4ª Ordem

O método de Runge-Kutta de 4ª ordem é um processo iterativo amplamente utilizado para resolver problemas de valor inicial de equações diferenciais. Esse foi o método escolhido para resolver o sistema de equações das Equações 3.8 e 3.20 (ZHENG; ZHANG, 2017).

Considere o seguinte problema de valor inicial:

$$\begin{cases} \dot{X} = f(t, X) \\ X(a) = X_0 \end{cases} \quad (3.25)$$

Segundo o método de Runge-Kutta, ele é solucionado por meio da Equação 3.26 (ZHENG; ZHANG, 2017).

$$\left\{ \begin{array}{l} t_{n+1} = t_n + h \\ X_{n+1} = X_n + \frac{1}{6}(K_1 + 2K_2 + 2K_3 + K_4) \\ K_1 = hf(t_n, X_n) \\ K_2 = hf(t_n + \frac{1}{2}h, X_n + \frac{1}{2}K_1) \\ K_3 = hf(t_n + \frac{1}{2}h, X_n + \frac{1}{2}K_2) \\ K_4 = hf(t_n + h, X_n + K_3) \end{array} \right. \quad (3.26)$$

3.5 Controle PID

Visto que o objetivo do trabalho é desenvolver um sistema de freio anti-travamento (ABS) para a viatura Cascavel, uma abordagem inicial utilizada foi a aplicação de um controle PID. Esse é um tipo de controle em malha fechada, na qual a saída é realimentada na entrada do sistema para comparação com o valor de referência desejado, como se observa na Figura 11 e se equaciona na Equação 3.27 (CARRYER; OHLIN; KENNY, 2011).

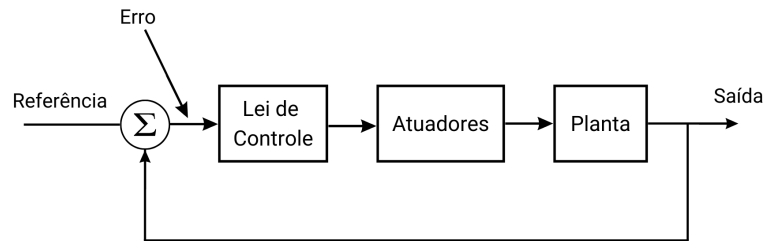


Figura 11 – Esquema de um sistema de controle em malha fechada (adaptado de Carryer, Ohline e Kenny (2011)).

$$\text{Erro} = \text{Saída} - \text{Referência} \quad (3.27)$$

Na Equação 3.28, pode-se observar a formulação matemática do controle PID, onde K_p é o ganho proporcional, K_d é o ganho derivativo, e K_i é o ganho integral. Essa equação é implementada numericamente por meio do algoritmo da Equação 3.29 (CARRYER; OHLIN; KENNY, 2011).

$$\text{Variável de Controle} = K_p \cdot \text{Erro} + K_d \cdot \frac{d\text{Erro}}{dt} + K_i \cdot \sum \text{Erro} \quad (3.28)$$

$$\begin{aligned}
\text{Erro} &= \text{Saída} - \text{Valor de Referência} \\
\text{Soma} &= \text{Soma} + \text{Erro} \\
u &= K_p \cdot \text{Erro} + K_d \cdot (\text{Erro}_{\text{atual}} - \text{Erro}_{\text{anterior}}) + K_i \cdot \text{Soma} \quad (3.29)
\end{aligned}$$

3.6 Controle Preditivo Baseado em Modelo

O controle preditivo baseado em modelo (MPC) é um método de controle que utiliza um modelo explícito do problema para obter o sinal controlador por meio da minimização de uma função objetivo, que é função do erro quadrático entre a saída $y(t+k|t)$ e a referência $w(t+k)$. Esse tipo de controle prevê a resposta do sistema no futuro, chamado de horizonte, diferentemente do controle PID, o qual atua baseado somente em saídas prévias (CAMACHO; ALBA, 2013).

Na Figura 12, está representado como o MPC funciona. As saídas para um determinado horizonte N são previstas a cada instante de tempo t . Elas dependem das entradas e saídas prévias, e do sinal de controle futuro $u(t+k|t)$. Com isso, o sinal de controle atua de modo a manter o sinal de saída o mais próximo possível do sinal de referência (CAMACHO; ALBA, 2013).

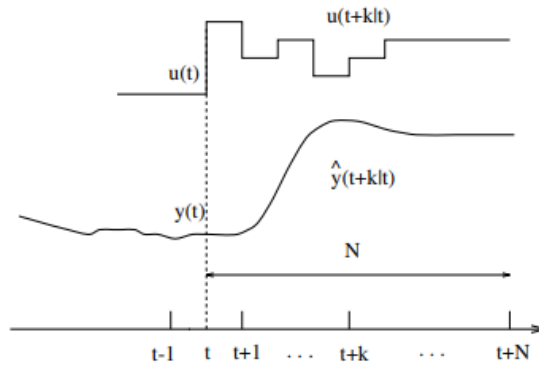


Figura 12 – Estratégia do MPC (CAMACHO; ALBA, 2013).

A expressão geral para a função objetivo citada anteriormente é dada pela Equação 3.30, onde u_r é a referência para o sinal de controle. Q , R e S são matrizes diagonais peso que permitem priorizar as parcelas da função objetivo. Ademais, o último termo ($|\Delta u(i)|_S$) é importante para garantir que a ação de controle não sofra variações muito grandes (LOPES, 2022).

$$\text{Obj} = \sum_{i=k}^{k+N} \|y(i) - w(i)\|_Q^2 + \|u(i) - u_r(i)\|_R^2 + \|\Delta u(i)\|_S^2 \quad (3.30)$$

A obtenção do sinal de controle por meio da minimização da função objetivo recai num problema de otimização, com restrições que são equações diferenciais, desigualdades, e problema de valor inicial, representado pela Equação 3.31, o qual pode ser resolvido pela solução de múltiplas partições. Nesse caso, o argumento da função objetivo é composto pelo sinal de controle e pelos estados do sistema, dentro da janela de predição. A implementação é feita por meio do MatLab com a biblioteca CasADi, a qual é um recurso de domínio aberto para resolver problemas de otimização (LOPES, 2022).

$$\begin{aligned}
 [u; x] &= \arg \min \text{Obj}(u, x) \\
 \text{s.t. } & x(i+1) = f(x(i), u(i)) \\
 & y(i+1) = g(x(i+1)) \\
 & x(k) = x_0 \\
 & u_{\min} \leq u(i) \leq u_{\max} \\
 & x_{\min} \leq x(i) \leq x_{\max}
 \end{aligned} \tag{3.31}$$

Lopes (2022) apresenta o algoritmo para implementação do MPC em MatLab:

1. Definir a janela de predição N , e as matrizes peso Q , R e S ;
2. Inicializar o contador de amostragem $k = 0$;
3. Ler as variáveis de estado x_k no tempo atual;
4. Obter a solução do problema de otimização, de acordo com a Equação 3.31;
5. Aplicar a ação de controle u_k no sistema;
6. Incrementar o contador $k = k + 1$;
7. Retornar ao passo 3.

4 SIMULAÇÃO E RESULTADOS

Ao aplicar as formulações de interação do pneu com o solo, discutidas nas seções 3.1.1 e 3.1.2, no modelo de dinâmica longitudinal de um quarto de carro, chega-se ao comportamento do veículo durante uma frenagem de emergência. Para isso, o método de Runge-Kutta de 4ª ordem foi utilizado no MatLab para resolver o sistema de equações diferenciais.

4.1 Modelo de Solo Rígido

Sabendo que a Equação 3.8 pode ser escrita como $\dot{X} = f(t, X)$, onde t é o tempo, o método de Runge-Kutta é utilizado para resolver o problema da dinâmica longitudinal da viatura EE-9 Cascavel por meio da Equação 3.26, onde $f(t, X)$ é dado pela Equação 4.1, para o modelo de solo rígido:

$$f(t, X) = \begin{cases} \frac{T}{I} - [\mu_x(\lambda) + \mu_r] \frac{mgr}{I} \\ g\mu_x(\lambda) - \frac{\rho C_d A}{2m} v^2 \\ v \end{cases} \quad (4.1)$$

Na Equação 3.26, h o é passo das iterações, o qual, neste trabalho, é utilizado como sendo igual a 1,0 *ms* em todas as simulações. Ademais, utiliza-se a fórmula mágica para modelar a interação do pneu com o solo, dada pela Equação 3.4. Os parâmetros A, B, C e D encontram-se na Tabela 1, fornecendo a curva da Figura 4, a qual ilustra a relação do coeficiente de aderência longitudinal com o deslizamento, para o veículo em frenagem no asfalto seco.

Substituindo os parâmetros das Tabelas 3 e 4 na Equação 4.1, atentando para utilizar um sexto da massa total, já que a viatura é um veículo 6x6, inicializando o problema com velocidade linear de 60 km/h e velocidade de rotação da roda de aproximadamente 380 rpm, e mantendo o torque constante e igual a -14,0 kN.m, obtém-se a solução do sistema em malha aberta.

Tabela 3 – Massa, área frontal, diâmetro do pneu e espessura do pneu da viatura EE-9 Cascavel (dados obtidos do Arsenal de Guerra de São Paulo).

m (kg)	A (m ²)	D (cm)	b (mm)
15000	5,76	83,8	275

Tabela 4 – Momento de inércia da roda estimado, aceleração da gravidade, massa específica do ar, coeficiente de arrasto aerodinâmico e coeficiente de resistência ao rolamento.

I (kg·m ²)	g (m/s ²)	ρ (kg/m ³)	C_d	μ_r
4,56	9,81	1,225	0,45	0,015

Na Tabela 4, encontra-se o valor do momento de inércia da roda da viatura. Esse valor foi calculado, sabendo-se que a massa da roda é de 65 kg. Desse modo, considerou-se o momento de inércia como 80% do momento de inércia de um círculo cheio girando em torno de seu eixo ($I = 0,8 \cdot \frac{1}{2}MR^2$). O dado da massa da roda foi fornecido pelo Arsenal de Guerra de São Paulo.

Verifica-se na Figura 13 que, para esse valor de torque de frenagem, ocorre o travamento da roda, já que a velocidade de rotação se anula rapidamente, enquanto a velocidade linear ainda não chegou a zero.

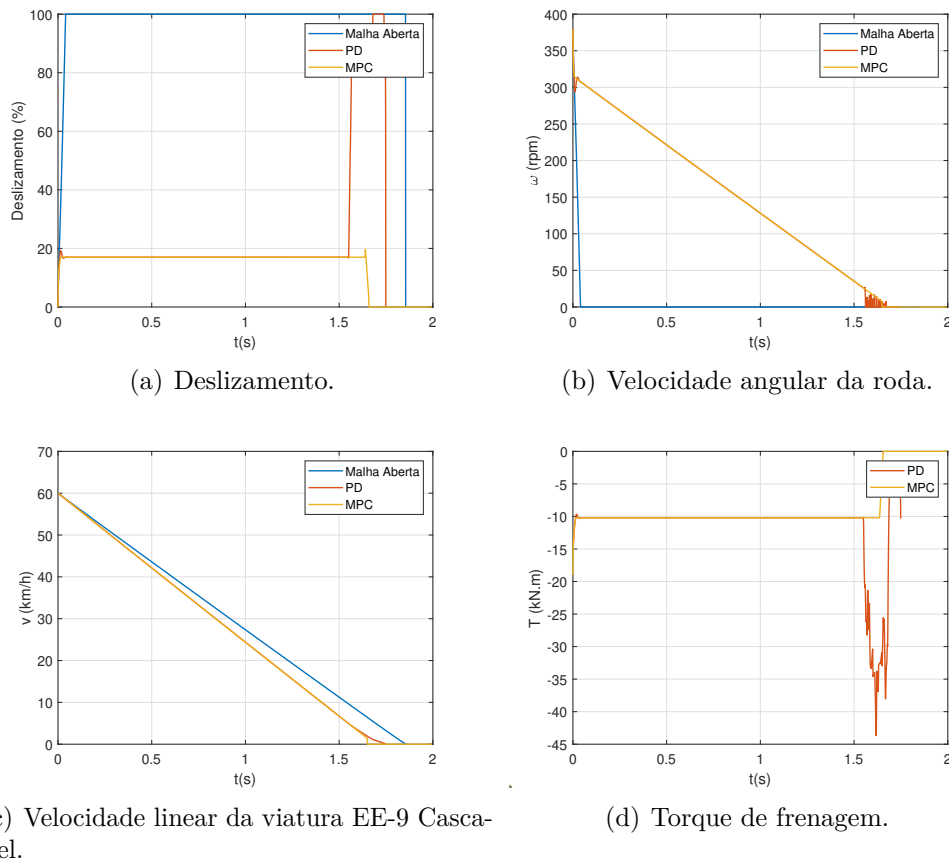


Figura 13 – Comparação entre os resultados do sistema em malha aberta, com controle PD, e com MPC, para a modelagem de solo rígido.

De acordo com a Equação 3.1, a força máxima de frenagem, em módulo, ocorre quando o coeficiente de aderência longitudinal também for máximo. Para isso, como é

possível observar na Figura 4, o deslizamento deve ser igual a 17,0%, o qual é o valor de referência para aplicação dos sistemas de controle. Dessa maneira, o objetivo do ABS é manter o valor do deslizamento o mais próximo possível dessa referência. Assim, a viatura é capaz de percorrer uma distância de frenagem menor, sem perder dirigibilidade.

Para controlar o valor do deslizamento, são utilizados os controles PID e MPC, os quais atuam no torque de frenagem visando a manter o valor do deslizamento igual ao valor de referência.

Conforme o explicado na seção 3.5, para utilização do controle PID, a cada instante de tempo, calcula-se o valor do deslizamento, comparando-o com o valor de referência, fornecendo o valor do erro. Desse modo, aplica-se uma ação de controle no torque de frenagem. Ao se realizar as simulações, verifica-se que não é necessária a utilização do termo de controle integral, já que não há erro em regime permanente. Assim, o controlador é, na verdade, um PD. As constantes de termo proporcional e derivativo (K_p e K_d) foram obtidas por meio de tentativas sucessivas.

É possível ainda utilizar o MPC, o qual foi explicado na seção 3.6, como forma de controle do ABS. Para realizar o controle da frenagem, são utilizadas duas variáveis de monitoramento, as quais são as saídas $y(t)$ do sistema: o deslizamento, com valor de referência de 17,0%, e a velocidade linear, com valor de referência nulo, já que se deseja parar o veículo. O valor máximo da ação de controle u é igual a zero, e o valor mínimo é menos infinito. Já o valor mínimo das variáveis de estado é zero, e o valor máximo é infinito. Outras restrições do problema são as condições iniciais de velocidade linear e de rotação, e as equações diferenciais que modelam o problema (Equação 4.1).

A matriz Q da Equação 3.30 escolhida é uma matriz diagonal 2×2 , com $q_{11} = 10^3$ e $q_{22} = 10$, que são respectivamente os pesos relativos ao deslizamento e à velocidade. O peso S que prioriza a variação da ação de controle é igual a 1,0. Outrossim, o horizonte N é igual a 5.

Na Figura 13, são comparados os resultados da frenagem da viatura sem ABS, com controlador PD e com MPC. Verifica-se, pela Tabela 5, que a distância de parada diminui por volta de 8,5 %, ao se utilizar freio ABS. Além disso, a roda não travam com esse sistema, permitindo ao motorista realizar manobras mesmo enquanto estiver freando.

Tabela 5 – Comparação entre as distâncias de parada do sistema em malha aberta, com controle PD, e com MPC, para modelo de solo rígido.

$S_{MalhaAberta}$ (m)	S_{PD} (m)	S_{MPC} (m)
15,34	14,07	14,04

Como se observa na Tabela 5, a distância de parada do ABS com controle PD é praticamente igual à distância com MPC. No entanto, como mostram as Figuras 14 e 15,

ao se utilizar este, o deslizamento converge mais rapidamente para o valor de referência, sem sofrer *overshoot*, além de que, no final da simulação, o deslizamento atinge valores elevados, chegando até mesmo à condição de travamento, ao se utilizar o controle PD, conforme mostra a Figura 13. Ademais, com o MPC, o torque varia menos, tanto quando a velocidade da viatura ainda é alta, quanto quando ela está quase em repouso. Portanto, ele é mais seguro em termos de manutenção da dirigibilidade.

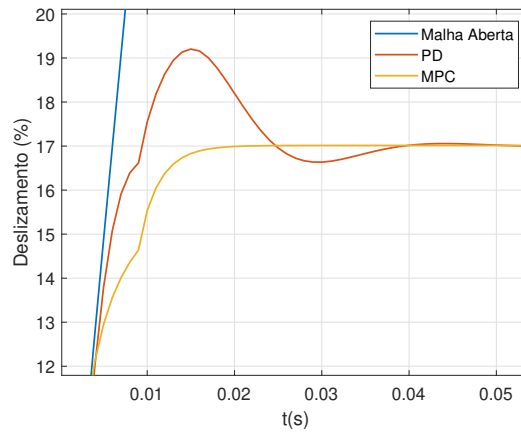


Figura 14 – Detalhe aproximado do deslizamento, no início da simulação, para a modelagem de solo rígido.

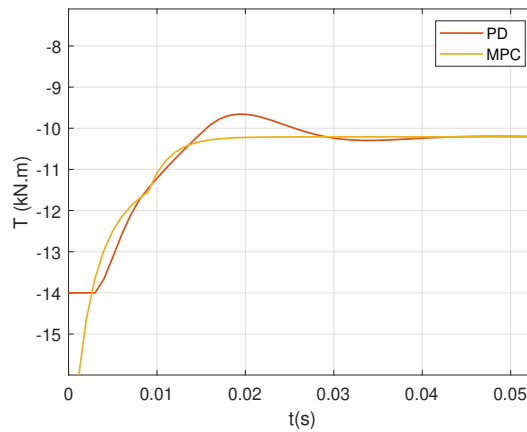


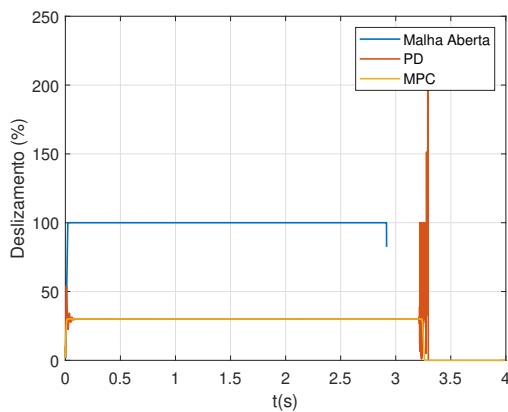
Figura 15 – Detalhe aproximado do torque de frenagem, no início da simulação, para a modelagem de solo rígido.

4.2 Modelo de Solo Deformável

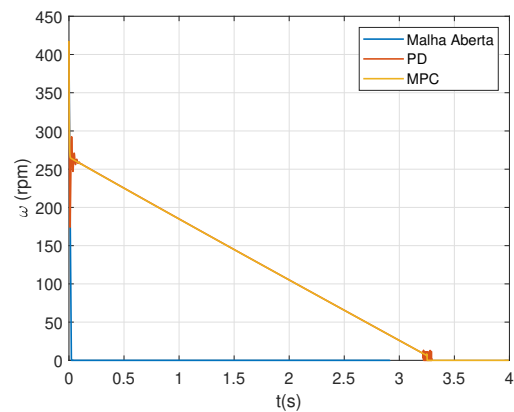
Analogamente ao que foi feito na seção 4.1, aplicando-se o método de Runge-Kutta, por meio da Equação 3.26, com a modelagem de solo deformável explicada na subseção 3.1.2, encontra-se os resultados da simulação da frenagem da viatura para cada instante de tempo, sabendo que $f(t, X)$ é dada pela Equação 4.2.

$$f(t, X) = \begin{cases} \frac{1}{I} [T - r(F - R_c - R_f) - r\mu_r W] \\ \frac{1}{m} (F - R_f - R_c - \frac{1}{2}\rho C_d A v^2) \\ v \end{cases} \quad (4.2)$$

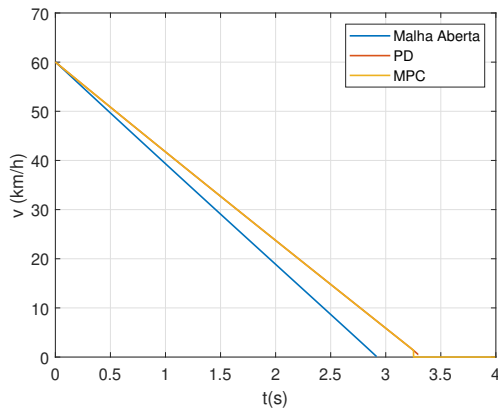
Do mesmo modo que ocorre em solo rígido, a roda trava quando o sistema está em malha aberta, para um torque de frenagem constante e igual a -14,0 kN.m, como é possível verificar na Figura 16. Todavia, o resultado do controle ABS foi significativamente diferente para a modelagem de solo deformável, tanto com PD quanto com MPC.



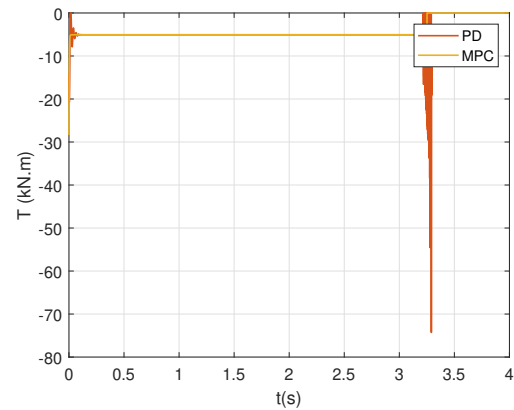
(a) Deslizamento.



(b) Velocidade angular da roda.



(c) Velocidade linear da viatura EE-9 Cascavel.



(d) Torque de frenagem.

Figura 16 – Comparação entre os resultados do sistema em malha aberta, com controle PD, e com MPC, para a modelagem de solo deformável.

A matriz Q do MPC permanece igual a que foi utilizada anteriormente. Como o comportamento da força de tração para o caso de solo deformável é diferente, analisando a Figura 7, imagina-se que o deslizamento de 100% seria o melhor para frenagem, pois é o que fornece a maior força. Porém, deslizamentos muito altos colocam a segurança em risco, pois o condutor perde o controle sobre o veículo. Portanto, para solo deformável,

manteve-se o valor alvo do deslizamento igual a 30,0 %, para que a roda não trave, e a distância de parada não seja tão grande.

Observando as Figuras 17 e 18, percebe-se que o deslizamento convergiu para o valor desejado mais rápido com o MPC do que com PD, e o *overshoot* deste foi bastante elevado. Além de que houve travamento da roda ao se utilizar o controle PD. Outrossim, o torque de frenagem com o controle PD apresenta variações muito abruptas nos instantes finais.

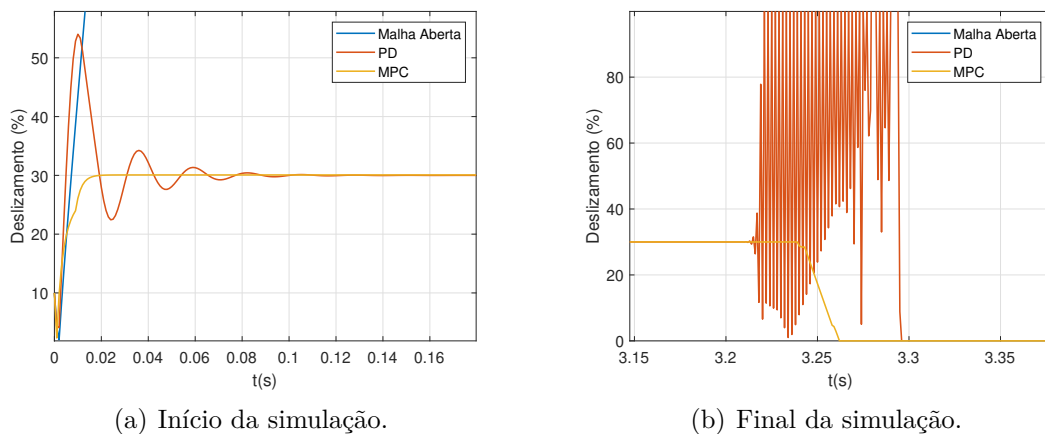


Figura 17 – Detalhe do deslizamento ao longo do tempo, para a modelagem de solo deformável.

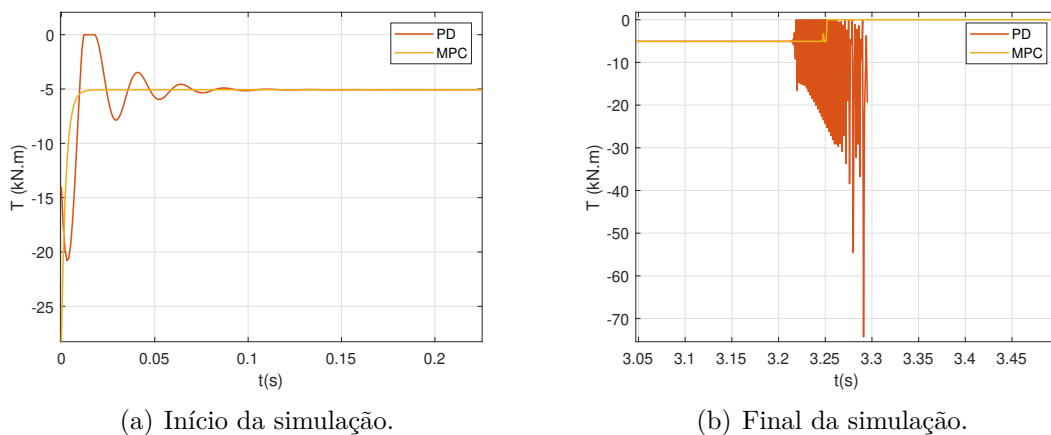


Figura 18 – Detalhe do torque de frenagem ao longo do tempo, para a modelagem de solo deformável.

Como discutido anteriormente, a força de frenagem obtida para o deslizamento de 30,0% não é a máxima possível, isso se reflete em uma distância de parada cerca de 13,5% maior para o sistema com ABS, em comparação com o sistema sem controle algum, como se observa na Tabela 6. Apesar disso, a frenagem com ABS é muito mais segura, pois não ocorre travamento da roda. Ademais, a distância de parada do ABS com MPC é ligeiramente melhor do que a do ABS com PD.

Tabela 6 – Comparação entre as distâncias de parada do sistema em malha aberta, com controle PD, e com MPC, para modelo de solo deformável.

$S_{MalhaAberta}$ (m)	S_{PD} (m)	S_{MPC} (m)
24,30	27,59	27,57

4.3 Modelo de Solo Rígido com Sistema de Freios Hidráulico

Para implementação, nas simulações, do sistema explicado na seção 3.2, considerou-se que o freio é a disco. Além disso, alguns valores da Tabela 7 foram fornecidos pelo Arsenal de Guerra de São Paulo, e outros foram estimados com base em valores de exemplos numéricos com veículos de passeio de Limpert (2011), levando em consideração que a viatura é um veículo de porte muito maior, necessitando, portanto, de um sistema de freios mais robustos do que o de veículos leves.

Tabela 7 – Parâmetros do sistema de freios, onde o subscrito f refere-se a propriedades dos freios dianteiros, e o subscrito r refere-se a propriedades dos freios traseiros.

l_p	3,0
n_p	0,8
A_{cm} (cm ²)	9,58
$A_{cr,f}$ (cm ²)	177,0
$A_{cr,r}$ (cm ²)	177,0
B	2,0
$n_{cr,f}$	0,98
$n_{cr,r}$	0,96
BF_f	0,8
BF_r	0,8
$r_{ef,f}$ (mm)	127,0
$r_{ef,r}$ (mm)	127,0

Esses dados foram utilizados para calcular o torque de frenagem e utilizá-lo na resolução do problema de dinâmica longitudinal conforme feito na seção 4.1. Inicialmente, para o modelo de um quarto de carro, utiliza-se apenas os valores referentes aos freios dianteiros. Os demais são utilizados na simulação de meio carro.

Além disso, a situação simulada é a de uma frenagem de emergência. Para isso, considera-se que o motorista aplica uma força de 400 N no pedal de freio. Com isso, obtém-se o valor do torque de frenagem por meio das Equações 3.21 e 3.22. Sabendo-se que há quatro pistões de pinça de freio no Cascavel, multiplica-se o torque de frenagem da Equação 3.22 por quatro. Como se observa na Figura 19, para essa situação, a roda da viatura trava quando não há sistema ABS integrado.

A simulação em solo rígido com a implementação do sistema de freios hidráulico

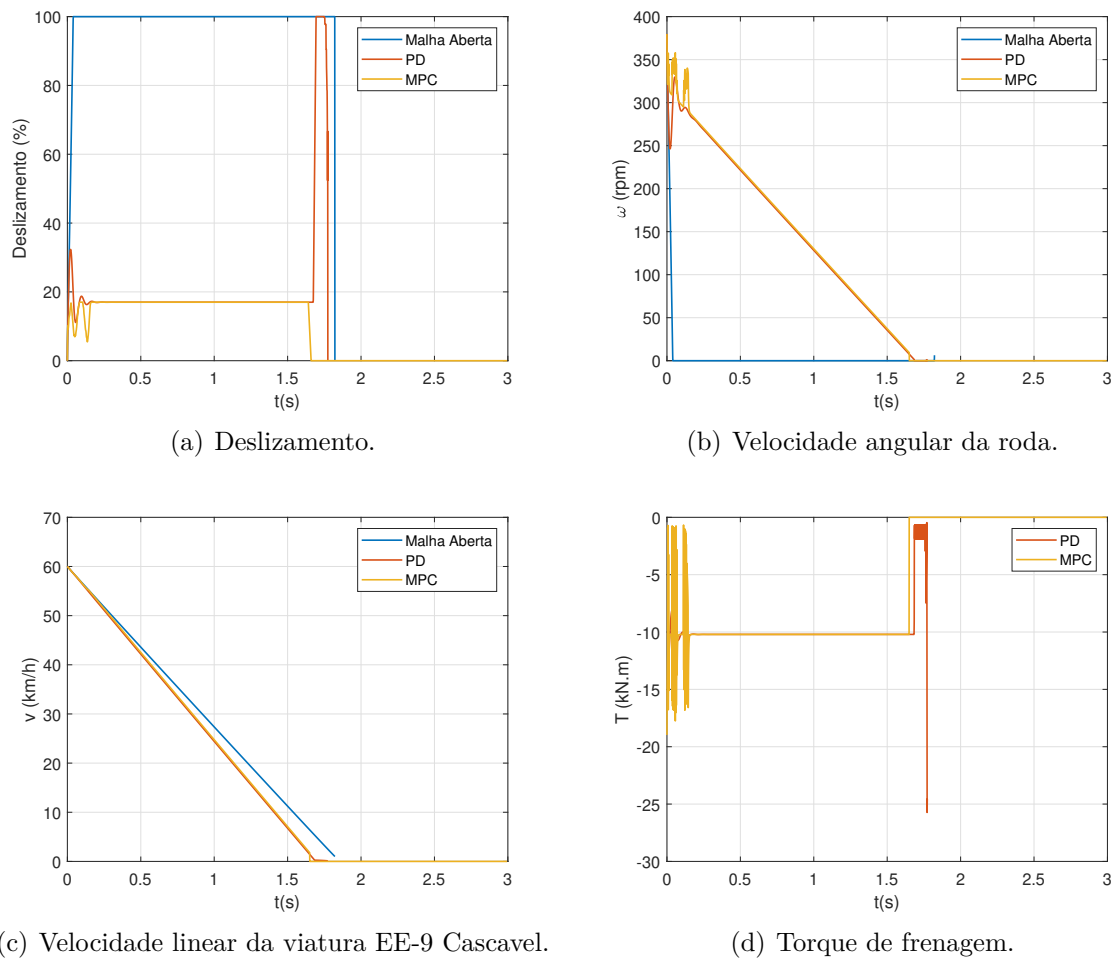


Figura 19 – Comparação entre os resultados do sistema em malha aberta, com controle PD, e com MPC, para a modelagem de solo rígido, com sistema de freios hidráulico.

é praticamente igual a da seção 4.1. Porém, diferentemente do que foi feito naquela, os controladores PD e MPC não atuam diretamente no torque de frenagem, mas sim na pressão da linha de freio que chega ao cilindro de roda. Essa pressão é transformada em torque de frenagem por meio da Equação 3.22.

Analisando a Figura 20, verifica-se que o controle PD converge para o valor de referência de deslizamento praticamente ao mesmo tempo que o MPC. Porém, o PD sofre mais *overshoot*. Ademais, nos instantes finais da simulação, acontece um travamento da roda no sistema com controle PD.

Verificando a Figura 21, inicialmente, o MPC varia bruscamente o torque de frenagem, enquanto o PD causa variações suaves. Nos instantes finais, essa situação se inverte.

Os resultados da Tabela 8 mostram que a utilização do ABS reduziu a distância de frenagem em aproximadamente 8%. Porém, a distância de parada obtida com o MPC foi

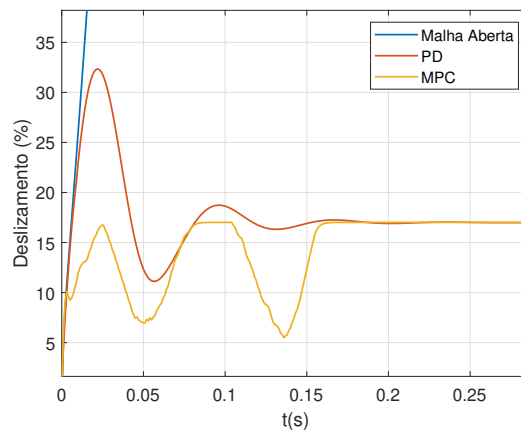
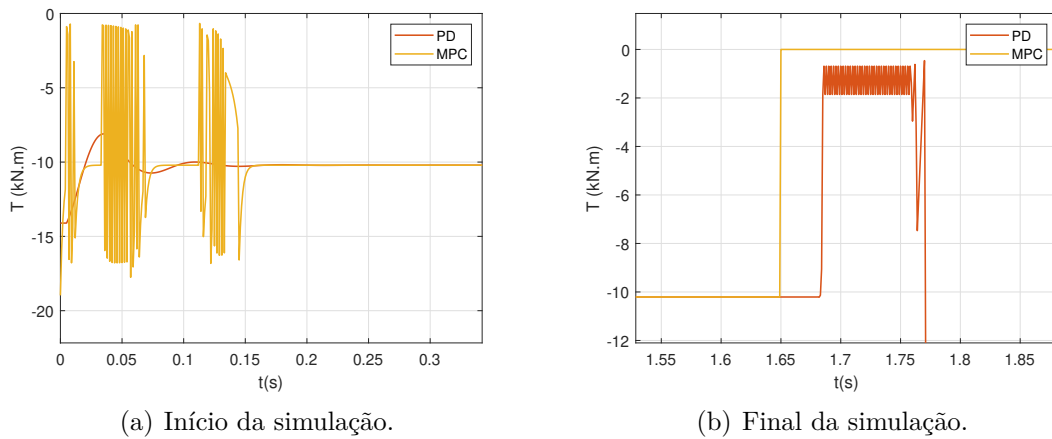


Figura 20 – Detalhe aproximado do deslizamento, no início da simulação, para a modelagem de solo rígido, com sistema de freios hidráulico.



(a) Início da simulação.

(b) Final da simulação.

Figura 21 – Detalhe aproximado do torque de frenagem ao longo do tempo, para a modelagem de solo rígido, com sistema de freios hidráulico.

consideravelmente maior do que a obtida com o controle PD.

Tabela 8 – Comparação entre as distâncias de parada do sistema em malha aberta, com controle PD, e com MPC, para modelo de solo rígido, com sistema de freios hidráulico.

$S_{MalhaAberta}$ (m)	S_{PD} (m)	S_{MPC} (m)
15,34	14,07	14,20

4.4 Modelo de Solo Deformável com Sistema de Freios Hidráulico

A simulação em solo deformável com sistema de freios hidráulico é análoga à da seção 4.3, porém, com a utilização da formulação de solo deformável da subseção 3.1.2, para descrever a interação do pneu com o terreno, ao invés do modelo de solo rígido.

Observa-se, na Figura 22, que novamente uma aplicação de força de 400 N no pedal de freio causa travamento da roda.

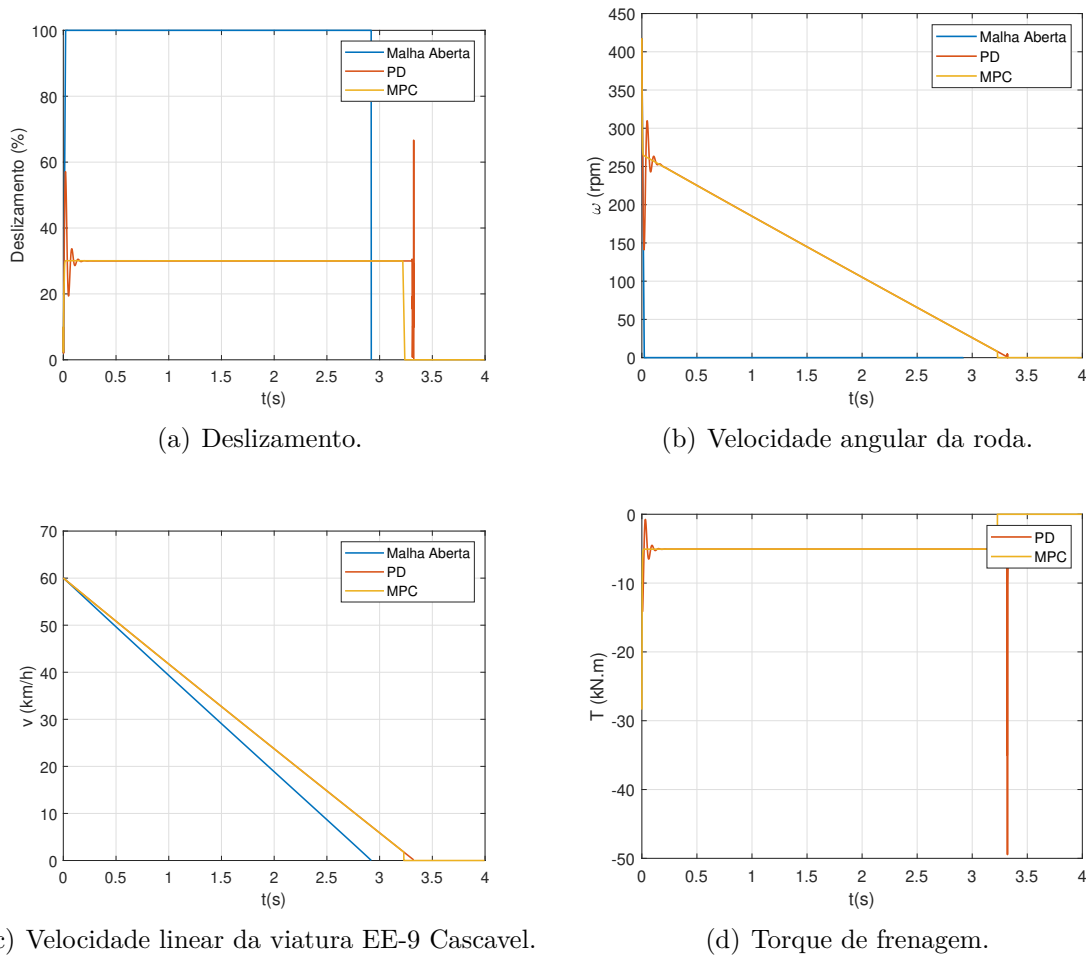


Figura 22 – Comparação entre os resultados do sistema em malha aberta, com controle PD, e com MPC, para a modelagem de solo deformável, com sistema de freios hidráulico.

Na Figura 23, verifica-se que o controle MPC permite uma rápida convergência do deslizamento para o valor alvo de 30%, sem o *overshoot* do controle PD. Em relação ao torque de frenagem, por meio da Figura 24, pode-se observar que o controle MPC causa pouca variação do mesmo, já o controle PD resulta em variações bruscas quando a viatura está quase parando.

4.5 Validação Utilizando Modelo de Meio Carro

Como ainda não foram realizados testes com o sistema ABS que está sendo implementado na viatura EE-9 Cascavel, realizou-se uma simulação em MatLab do veículo em frenagem de emergência no asfalto seco. Para isso, utiliza-se o modelo de meio carro,

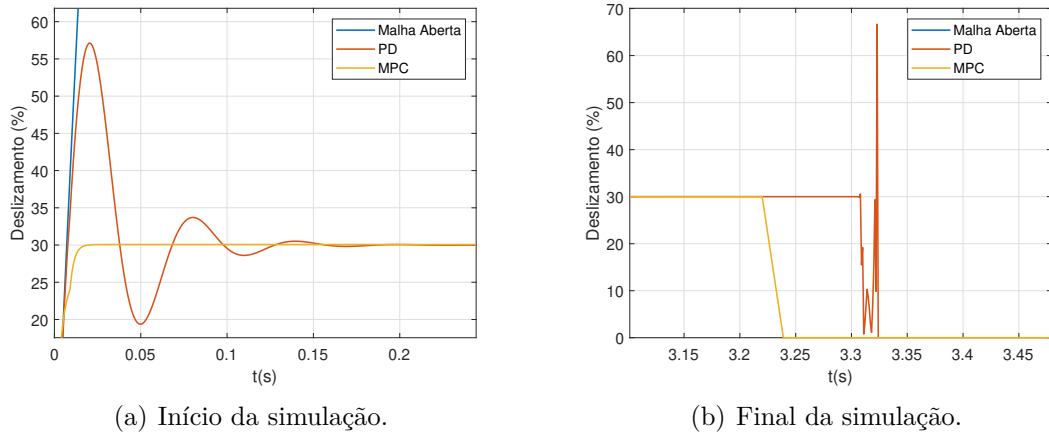


Figura 23 – Detalhe aproximado do deslizamento ao longo do tempo, para a modelagem de solo deformável, com sistema de freios hidráulico.

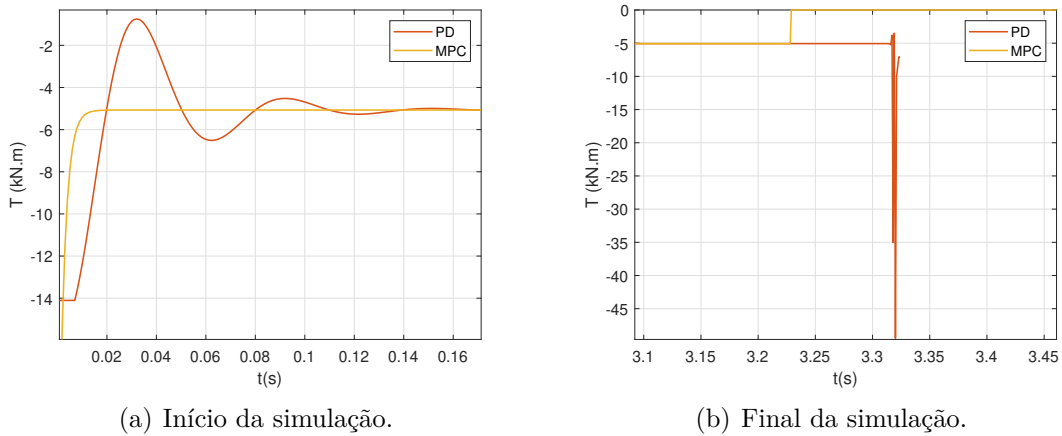


Figura 24 – Detalhe aproximado do torque de frenagem ao longo do tempo, para a modelagem de solo deformável, com sistema de freios hidráulico.

explicado na seção 3.3, com a formulação de solo rígido explicada na subseção 3.1.1. Para a implementação da transferência dinâmica de peso, utiliza-se os dados da Tabela 9.

Tabela 9 – Comprimento entre eixos, altura do centro de gravidade, considerado como 30% da altura total da viatura, e distância adimensional na direção longitudinal do centro de gravidade da viatura até o eixo dianteiro (valor estimado).

L (m)	h_{cg} (cm)	l_f/L
3,53	70,8	40 %

Além disso, integra-se ao sistema de freios um controle ABS com a lógica semelhante a que foi utilizada na tese de Moreira (2000). O sistema atua somente quando o deslizamento for superior a 15% e ele tenta mantê-lo entre este valor e 20%. Caso o deslizamento esteja dentro desse intervalo, a pressão é mantida, caso seja maior que 20%, reduz-se a pressão,

caso se torne inferior a 15%, aumenta-se a pressão. As condições iniciais foram as mesmas das simulações de um quarto de carro, com aplicação inicial de 400 N no pedal de freio também.

Conforme se observa na Figura 25, as rodas dianteiras ativam o sistema de controle anti-bloqueio após 1,7 segundos decorridos. Entretanto, as rodas traseiras têm uma grande tendência ao travamento, verificado pelo comportamento do torque de frenagem, nesse eixo, que precisa variar bastante desde os instantes iniciais da simulação para evitar o travamento das rodas.

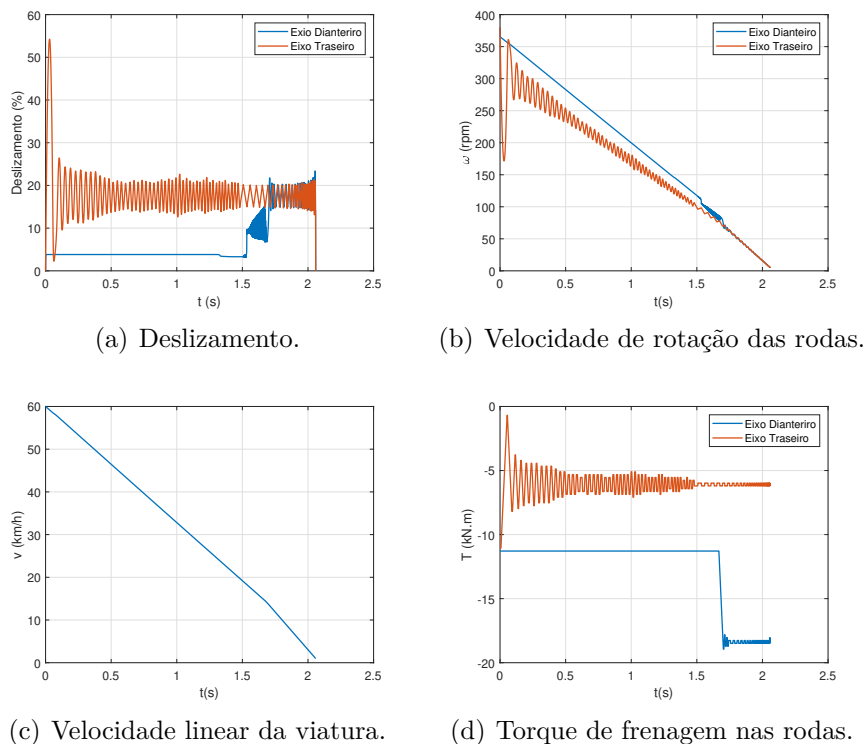


Figura 25 – Deslizamento, velocidade de rotação das rodas, velocidade linear da viatura, e torque de frenagem nas rodas, utilizando modelo de solo rígido com sistema ABS integrado aos freios.

A distância de parada nessa simulação foi de 18,16 m, valor próximo aos que foram obtidos nas Seções 4.1 e 4.3, demonstrando, assim, que as simulações realizadas utilizando o modelo de um quarto de carro são coerentes. Espera-se realmente que a distância de parada seja um pouco maior com o modelo de meio carro, já que a transferência dinâmica de peso, reduz a aderência nas rodas traseiras, reduzindo levemente a desaceleração. Além de que o sistema ABS que é utilizado nesta seção não mantém o deslizamento no valor de referência de 17,0% durante toda a simulação, de modo que nem no eixo dianteiro, nem no eixo traseiro a força de frenagem é máxima.

5 CONCLUSÃO

Os resultados obtidos mostram que o freio ABS é muito importante para a melhoria das condições de segurança da viatura EE-9 Cascavel, tanto por diminuir a distância percorrida ao frear, em solo rígido, quanto por melhorar a dirigibilidade do veículo enquanto é freado, pois impede o travamento das rodas. Em solo deformável, apesar de a distância de parada aumentar, a frenagem ocorre de maneira mais segura, já que não há travamento. Portanto, é uma melhoria indispensável de ser implementada na modernização dessa viatura.

Comparando as simulações de solo rígido com as de solo deformável, obteve-se resultados coerentes, pois a distância de parada em asfalto seco foi menor do que em solo médio. Porém, é interessante destacar que, neste, ao utilizar MPC no ABS, exige-se menos do sistema de freios do que naquele, visto que o torque de frenagem sofre variações menos abruptas.

Ademais, observa-se que a distância de parada ao se utilizar um controle MPC é ligeiramente menor do que a de um ABS com PD, em quase todas as simulações realizadas. Outrossim, a dirigibilidade é mantida mais segura com o MPC, além de a exigência do sistema de freios ser menor, pois há uma variação menor do torque de frenagem.

Contudo, o controle MPC mostra-se inviável de ser implementado na prática, visto que as simulações com ele duram em torno de 15 segundos, o que é um tempo muito maior do que a duração da própria frenagem que é de menos de 4 segundos. Por outro lado, as simulações com controle PD duram cerca de 60 milissegundos.

Ademais, o modelo de meio carro da seção 4.5 validou as simulações realizadas, além de mostrar que o controle MPC pode contribuir sobremaneira para a evolução do sistema ABS, já que ele consegue evitar o travamento das rodas ao longo de toda a frenagem e diminui bastante a distância de frenagem.

Portanto, sugere-se para trabalhos futuros adaptar o controle MPC com o intuito de executá-lo mais rapidamente. Também, é necessário evitar que o torque de frenagem sofra variações de alta frequência, o que não seria possível fisicamente. Com isso, ele poderia ser realmente implementado em um sistema ABS, visto que, neste trabalho, verificou-se que o mesmo é capaz de fornecer uma frenagem bastante segura.

REFERÊNCIAS

- BORBA, T. de et al. Comparação do desempenho em frenagem de veículo com sistema abs ativo e inativo. 2016.
- CAMACHO, E.; ALBA, C. *Model Predictive Control*. Springer London, 2013. (Advanced Textbooks in Control and Signal Processing). ISBN 9780857293985. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=tXZDAAAQBAJ>>.
- CARRYER, J.; OHLIN, R.; KENNY, T. *Introduction to Mechatronic Design*. Prentice Hall, 2011. ISBN 9780131433564. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=Wcc7PQAACAAJ>>.
- ECKERT, J. J. Análise comparativa entre os métodos de cálculo da dinâmica longitudinal em veículos. *Msc diss., State University of Campinas*, 2013.
- EXÉRCITO, N. do. *Exército assina contrato para modernização de Viaturas Blindadas Cascavel*. 2022. 8 jul. de 2022. Disponível em: <https://www.eb.mil.br/web/noticias/noticiario-do-exercito/-/asset_publisher/U3X7kX8FkEXD/content/id/15780096>.
- GHESHLAGHI, F.; EL-SAYEGH, Z.; SHARIFI, M.; EL-GINDY, M. Prediction and validation of terramechanics models for estimation of tyre rolling resistance coefficient. *International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing*, Inderscience Publishers (IEL), v. 14, n. 1, p. 71–82, 2020.
- HE, R.; SANDU, C.; KHAN, A. K.; GUTHRIE, A. G.; ELS, P. S.; HAMERSMA, H. A. Review of terramechanics models and their applicability to real-time applications. *Journal of Terramechanics*, Elsevier, v. 81, p. 3–22, 2019.
- JANARTHANAN, B.; PADMANABHAN, C.; SUJATHA, C. Longitudinal dynamics of a tracked vehicle: Simulation and experiment. *Journal of Terramechanics*, Elsevier, v. 49, n. 2, p. 63–72, 2012.
- JAZAR, R. *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. 2. ed. New York: Springer New York, 2014. 1066 p.
- LIMPERT, R. *Brake design and safety*. [S.l.]: SAE international, 2011.
- LOPES, E. D. R. Análise do comportamento dinâmico de um veículo leve 4x4 com sistema de controle de tração. 2015.
- LOPES, E. D. R. *Advanced Estimation and Control Applied to Vehicle Dynamic Systems*. 142 p. Tese apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da PUC-Rio — Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2022.
- LOPES, E. D. R.; RODRIGUES, G. S.; AYALA, H. V. H. Comparison of nonlinear receding-horizon and extended kalman filter strategies for ground vehicles longitudinal slip estimation. In: *Congresso Brasileiro de Automática-CBA*. [S.l.: s.n.], 2020. v. 2, n. 1.
- MAJDOUBI, R.; MASMOUDI, L.; ELHARIF, A. Explicite model of a wheel-soil interaction over a rough terrain using terramechanics low. In: *IEEE. 2022 IEEE International IOT, Electronics and Mechatronics Conference (IEMTRONICS)*. [S.l.], 2022. p. 1–7.

MATHWORKS. *Tire-Road Interaction (Magic Formula)*. c2023. 09 ago. de 2023. Disponível em: <<https://www.mathworks.com/help/sdl/ref/tireroadinteractionmagicformula.html>>.

MEIRION-GRIFFITH, G.; SPENKO, M. Simulation and experimental validation of a modified terramechanics model for small-wheeled vehicles. *International journal of vehicle design*, Inderscience Publishers Ltd, v. 64, n. 2-4, p. 153–169, 2014.

MOORE, H. F. Análise de desempenho de um controlador bang-bang em um sistema de freio abs. 2014.

MOREIRA, A. L. *Análise do Comportamento Dinâmico de um Veículo Leve com Sistema Antibloqueio de Rodas*. Tese submetida como requisito parcial para a obtenção do grau de mestre em ciências em engenharia mecânica — Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2000.

OLIVEIRA, A. N. de; CAMPOS, C. G.; PERALTA, A. O.; NETO, R. T. da C.; CALDEIRA, A. B. Estudo de modelos de pneu segundo a teoria de julien e a fórmula mágica de pacejka. *Revista Militar de Ciência e Tecnologia*, v. 35, n. 1, p. 3–9, 2018.

PACEJKA, H. B.; BAKKER, E. The magic formula tyre model. *Vehicle System Dynamics*, Taylor Francis, v. 21, n. sup001, p. 1–18, 1992. Disponível em: <<https://doi.org/10.1080/00423119208969994>>.

PINTO, H. B.; FERREIRA, A. R. S.; MEGGIOLARO, M. A.; AYALA, H. V. H. Controle preditivo da frenagem de um monociclo em terreno desconhecido. In: *Simpósio Brasileiro de Automação Inteligente-SBAI*. [S.l.: s.n.], 2021. v. 1, n. 1.

SALAMA, M.; VANTSEVICH, V. V. Tire-terrain normal and longitudinal dynamics and slip power losses of an unmanned ground vehicle. In: AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. [S.l.], 2013. v. 56246, p. V04AT04A032.

SOUSA, L. C.; NETO, R. T. Estudo da dinâmica longitudinal de um veículo leve mono-tripulado utilizando modelagens de pneus em piso rígido. *Revista Militar de Ciência e Tecnologia*, v. 36, n. 3, 2019.

TAHERI, S.; SANDU, C.; TAHERI, S.; PINTO, E.; GORSICH, D. A technical survey on terramechanics models for tire–terrain interaction used in modeling and simulation of wheeled vehicles. *Journal of Terramechanics*, Elsevier, v. 57, p. 1–22, 2015.

TAVERNINI, D.; VACCA, F.; METZLER, M.; SAVITSKI, D.; IVANOV, V.; GRUBER, P.; HARTAVI, A. E.; DHAENS, M.; SORNIOTTI, A. An explicit nonlinear model predictive abs controller for electro-hydraulic braking systems. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, IEEE, v. 67, n. 5, p. 3990–4001, 2019.

VAEZI, M.; HESAM, E. S. J.; ANWAR, S. Imc-pid traction control system for an automobile via engine torque control. In: IEEE. *2015 IEEE International Conference on Industrial Technology (ICIT)*. [S.l.], 2015. p. 296–302.

WATANABE, Y.; NAKANO, S.; SUZUKI, H.; OZAKI, S. Numerical analysis of wheel locomotion on soft soil using the extended terramechanics model based on cellular automata. *Journal of Terramechanics*, Elsevier, v. 109, p. 9–20, 2023.

WONG, J. *Terramechanics and Off-road Vehicles*. Elsevier, 1989. ISBN 9780444883018. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=YHdTAAAAMAAJ>>.

WONG, J. Y. *Theory of ground vehicles*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2022.

ZHENG, L.; ZHANG, X. Chapter 8 - numerical methods. In: ZHENG, L.; ZHANG, X. (Ed.). *Modeling and Analysis of Modern Fluid Problems*. Academic Press, 2017, (Mathematics in Science and Engineering). p. 361–455. ISBN 978-0-12-811753-8. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780128117538000086>>.