

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DA PARAÍBA
CAMPUS CAJAZEIRAS

JONAS BENTO SOUSA
LAURA FORTE CHAVES

**ESTUDO SOBRE A APLICABILIDADE DE SISTEMAS DE AMORTECIMENTO
ELETROMAGNÉTICO NO ASSENTO DO MOTORISTA DE ÔNIBUS URBANO**

Cajazeiras-PB
2025

JONAS BENTO SOUSA
LAURA FORTE CHAVES

**ESTUDO SOBRE A APLICABILIDADE DE SISTEMAS DE AMORTECIMENTO
ELETROMAGNÉTICO NO ASSENTO DO MOTORISTA DE ÔNIBUS URBANO**

Trabalho de Conclusão de Curso submetido à Coordenação do Curso de Bacharelado em Engenharia de Controle e Automação do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia da Paraíba-*Campus* Cajazeiras, sob Orientação do Prof. Francisco Mendes de Abreu.

Cajazeiras-PB
2025

IFPB / Campus Cajazeiras
Coordenação de Biblioteca
Biblioteca Prof. Ribamar da Silva
Catalogação na fonte: Cícero Luciano Félix CRB-15/750

S725e	<p>Sousa, Jonas Bento.</p> <p>Estudo sobre a aplicabilidade de sistemas de amortecimento eletromagnético no assento do motorista de ônibus urbano / Jonas Bento Sousa, Laura Forte Chaves.– 2025.</p> <p>53f. : il.</p> <p>Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia de Controle e Automação) - Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia da Paraíba, Cajazeiras, 2025.</p> <p>Orientador(a): Prof. Francisco Mendes de Abreu.</p> <p>1. Controle automático. 2. Amortecimento eletromagnético. 3. Suspensão ativa. 4. Controlador PID. I. Chaves, Laura Forte. II. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia da Paraíba. III. Título.</p>
-------	--

JONAS BENTO SOUSA
LAURA FORTE CHAVES

**ESTUDO SOBRE A APLICABILIDADE DE SISTEMAS DE AMORTECIMENTO
ELETROMAGNÉTICO NO ASSENTO DO MOTORISTA DE ÔNIBUS URBANO**

Trabalho de Conclusão de Curso submetido à Coordenação do Curso de Bacharelado em Engenharia de Controle e Automação do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia da Paraíba-*Campus* Cajazeiras, sob Orientação do Prof. Francisco Mendes de Abreu.

Aprovado em 28 de agosto de 2025.

BANCA EXAMINADORA

Documento assinado digitalmente
 FRANCISCO MENDES DE ABREU
Data: 28/08/2025 21:02:50-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Francisco Mendes de Abreu – IFPB-*Campus* Cajazeiras
Orientador

Documento assinado digitalmente
 MARTILIANO SOARES FILHO
Data: 28/08/2025 21:45:54-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Martiliano Soares Filho – IFPB-*Campus* Cajazeiras
Examinador 1

Documento assinado digitalmente
 EMANOEL RAIMUNDO QUEIROZ CHAVES JUNIOR
Data: 28/08/2025 22:05:02-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Emanoel Raimundo Queiroz Chaves Junior – IFPB-*Campus* Cajazeiras
Examinador 2

Dedicamos este trabalho aos nossos pais, que sempre nos apoiaram e incentivaram, aos nossos familiares e amigos pelo apoio, às nossas companheiras, pelo carinho, compreensão e motivação nos momentos mais exigentes, e a todos os professores que ao longo da graduação contribuíram com conhecimento, orientação e inspiração.

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo teórico e computacional sobre a aplicação de sistemas de amortecimento eletromagnético, com foco na sua utilização em assentos de veículos, especialmente ônibus. O objetivo foi compreender o funcionamento desse tipo de sistema e analisar seu desempenho por meio de simulações comparativas entre um sistema passivo e um sistema com controle ativo baseado em um controlador PID. O modelo dinâmico foi desenvolvido considerando os principais parâmetros do sistema, e as simulações demonstraram uma significativa redução nas vibrações transmitidas ao assento, destacando as vantagens da atuação ativa no conforto do condutor. Além disso, foram explorados aspectos construtivos do atuador eletromagnético estudado, como topologia, materiais e geração da força magnética, entre outros componentes do sistema. Embora não desenvolva um projeto prático de atuador eletromagnético, esta pesquisa fornece diretrizes iniciais que podem orientar o desenvolvimento de sistemas de amortecimento eletromagnético aplicáveis em contextos reais.

Palavras-chave: amortecimento eletromagnético; controlador PID; modelagem dinâmica; suspensão ativa.

ABSTRACT

This work presents a theoretical and computational study on the application of electromagnetic damping systems, focusing on their use in vehicle seats, especially in buses. The objective was to understand the operation of this type of system and evaluate its performance through comparative simulations between a passive system and one with active control based on a PID controller. The dynamic model was developed considering the main parameters of the system, and the simulations showed a significant reduction in vibrations transmitted to the seat, highlighting the advantages of active control in enhancing driver comfort. Additionally, constructive aspects of the studied electromagnetic actuator were explored, such as topology, materials, and magnetic force generation, along with other system components. Although it does not develop a practical actuator design, this research provides initial guidelines that may support the development of electromagnetic damping systems applicable to real-world scenarios.

Keywords: electromagnetic damping; PID controller; dynamic modeling; active suspension.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	9
1.1	JUSTIFICATIVA.....	10
1.2	OBJETIVOS	11
1.2.1	Objetivo Geral.....	11
1.2.2	Objetivos específicos	11
2	METODOLOGIA	12
3	VIBRAÇÕES MECÂNICAS E AMORTECIMENTO	14
3.1	SISTEMA MASSA-MOLA-AMORTECEDOR.....	15
3.2	MODELAGEM MATEMÁTICA DA DINÂMICA DO BANCO.....	17
3.3	SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DO MODELO PROPOSTO	20
4	ESTUDO DO MECANISMO DE AMORTECIMENTO ELETROMAGNÉTICO	27
4.1	TOPOLOGIA DO SISTEMA	27
4.2	FORÇA ELETROMAGNÉTICA	30
4.2.1	Linearização do modelo	32
4.3	ANÁLISE DOS ASPECTOS CONSTRUTIVOS	34
4.3.1	Ímãs	34
4.3.2	Bobinas.....	35
4.3.3	Armadura.....	35
5	ESTUDO DO SISTEMA DE CONTROLE	37
5.1	CONTROLE PID	38
5.2	CONTROLADOR, CONVERSOR DE POTÊNCIA E SENSORES.....	38
5.2.1	Controlador eletrônico	39
5.2.2	Conversor de potência.....	40
5.2.3	Sensores	41

5.3	SIMULAÇÃO DO SISTEMA COM E SEM O CONTROLADOR PID.....	42
6	CONCLUSÃO	49
7	RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	50

1 INTRODUÇÃO

Conforme a norma regulamentadora NR 15 (Ministério do Trabalho e Emprego, 2022) as atividades que expõem trabalhadores a vibrações de corpo inteiro, como aquelas enfrentadas por motoristas profissionais, são consideradas insalubres quando os níveis de exposição ultrapassam os limites estabelecidos, sendo necessário avaliar tanto a aceleração resultante quanto a dose de vibração resultante. A norma internacional ISO 2631-1 (*International Organization for Standardization*, 1997) serve como referência técnica para a avaliação dessas exposições, embora não defina limites específicos, sendo complementada pelas diretrizes nacionais da Fundação Jorge Duprat Figueiredo de Segurança e Medicina do Trabalho (FUNDACENTRO), fundação pública brasileira vinculada ao Ministério do Trabalho e Emprego.

De acordo com a norma ISO 2631-1 (*International Organization for Standardization*, 1997), que define os princípios gerais para a avaliação da exposição humana à vibração de corpo inteiro, os veículos submetem os ocupantes a vibrações mecânicas que podem ser periódicas, aleatórias ou transitórias, as quais têm potencial para afetar o conforto, o desempenho das atividades e a saúde dos indivíduos expostos. Essas vibrações e impactos gerados pelo terreno irregular podem comprometer a ergonomia e a estabilidade do condutor, aumentando sua fadiga e reduzindo seu desempenho durante a pilotagem. Alguns valores de aceleração RMS (*Root Mean Square*) como uma indicação das reações com relação ao conforto podem ser observados na Tabela 1.

Tabela 1 – Faixa de aceleração para conforto.

Aceleração RMS (m/s²)	Reações com relação ao conforto
< 0,315 m/s ²	confortável
0,315 a 0,63 m/s ²	um pouco confortável
0,8 a 1,6 m/s ²	desconfortável
1,25 a 2,5 m/s ²	muito desconfortável
> 2,0 m/s ²	extremamente desconfortável

Fonte: Balbinot e Tamagna (2002).

O corpo humano pode ser caracterizado como uma sofisticada estrutura biomecânica e a sensibilidade à vibração pode envolver diversos fatores, tais como, postura, tensão muscular, frequência, amplitude e direção da vibração, além do que, a duração e a dose da exposição (Balbinot; Tamagna, 2002). Chaffin, Andersson e Martin (1999) explicam que exposições à

vibração vertical, na faixa de 5 a 10 Hz, causam ressonância no sistema tórax-abdômen e na faixa de 20 a 30 Hz no sistema cabeça-pescoço-ombros.

Diante desse cenário, sistemas de amortecimento desempenham um papel crucial na dissipação de energia das vibrações [...] (Genta; Morello, 2009). Portanto, este trabalho tem como objetivo realizar um estudo sobre a aplicabilidade de sistemas de amortecimento eletromagnético na cadeira do motorista de ônibus urbano, analisando suas vantagens, desafios e viabilidade de implementação por meio de revisão bibliográfica e simulações computacionais. O estudo buscará entender os impactos dessa tecnologia na dinâmica do veículo e no conforto do condutor, contribuindo para a evolução dos sistemas de suspensão ativas utilizados em máquinas e veículos.

Estes sistemas utilizam forças eletromagnéticas para resistir ao movimento relativo entre componentes, podendo atuar de forma ativa ou passiva (Choi; Ahn, 2013). O funcionamento desses dispositivos baseia-se no princípio da indução eletromagnética, no qual um campo magnético variável gera forças de resistência ao movimento, convertendo a energia mecânica dissipada em energia elétrica que pode ser reutilizada (Li; Zhang; Wang, 2020).

1.1 JUSTIFICATIVA

Tradicionalmente, amortecedores hidráulicos e pneumáticos são utilizados nesses tipos de assentos, proporcionando uma resposta satisfatória em diversas condições. No entanto, a busca por novas tecnologias leva ao estudo de sistemas de amortecimento eletromagnético, que apresentam vantagens como controle mais preciso do amortecimento, menor necessidade de manutenção e maior eficiência na conversão de energia (Morris; Philip, 2018).

Além disso, estudos sobre amortecedores eletromagnéticos demonstram que sua utilização pode contribuir para maior sustentabilidade, uma vez que parte da energia dissipada pode ser recuperada e utilizada em outros sistemas do veículo. Conforme Li, Zhang e Wang (2020), a crescente adoção de tecnologias inteligentes nos sistemas automotivos também favorece a viabilidade desse tipo de amortecimento, pois pode ser integrado a sistemas de controle eletrônico para otimizar sua resposta em tempo real de acordo com as condições do terreno.

Além dos aspectos técnicos e ergonômicos, a adoção de amortecedores eletromagnéticos pode trazer benefícios para a durabilidade da estrutura do veículo, reduzindo esforços transmitidos ao assoalho e aos componentes mecânicos. No entanto, a implementação dessa tecnologia também apresenta desafios, como custos elevados de desenvolvimento e

integração, além a necessidade de estudos aprofundados sobre sua eficiência e viabilidade prática (Choi; Ahn, 2013).

Dessa forma, o estudo de soluções inovadoras de amortecimento, como o uso de atuadores eletromagnéticos em assentos de motoristas de ônibus, mostra-se relevante tanto do ponto de vista técnico quanto ergonômico, justificando sua investigação no presente trabalho.

1.2 OBJETIVOS

Nesta seção, apresentam-se o objetivo geral e os objetivos específicos do estudo proposto.

1.2.1 Objetivo Geral

Desenvolver um estudo teórico e computacional sobre a aplicabilidade de sistemas de amortecimento eletromagnético na cadeira do motorista de ônibus urbano.

1.2.2 Objetivos específicos

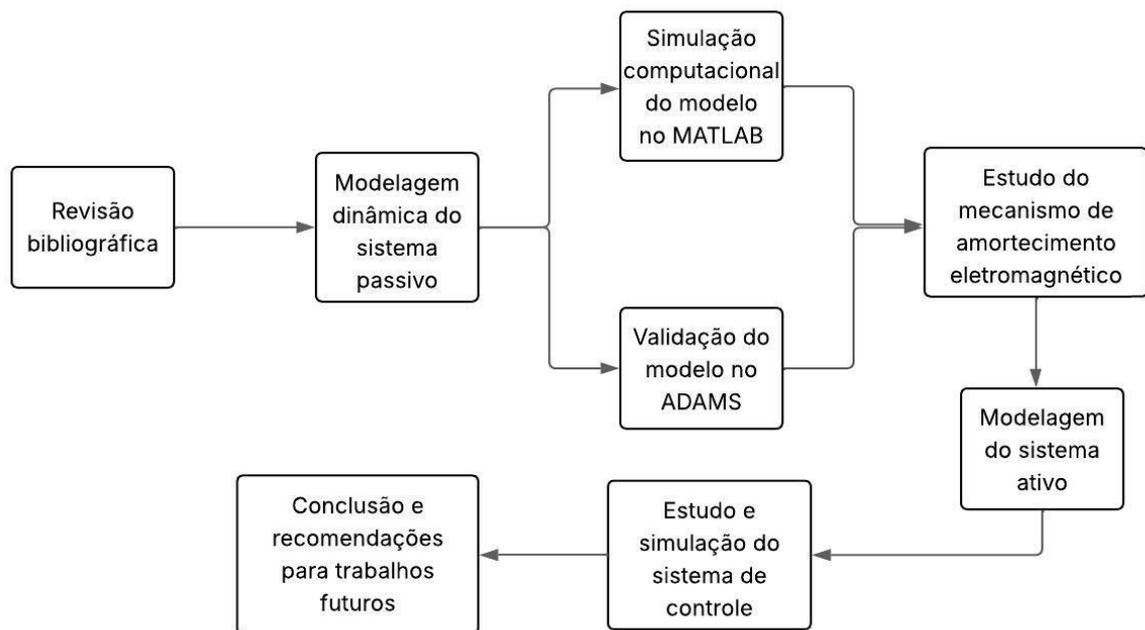
Para atingir o objetivo geral, foram delineados os seguintes objetivos específicos:

- analisar os princípios físicos e matemáticos do amortecimento eletromagnético e comparar com os sistemas convencionais de amortecimento utilizados em ônibus, destacando suas vantagens e limitações;
- modelar o comportamento dinâmico da cadeira do motorista utilizando um sistema massa-mola-amortecedor, incorporando o efeito do amortecimento eletromagnético para simular a dissipação de energia e as interações dinâmicas com o veículo;
- realizar simulações computacionais utilizando MATLAB para avaliar a eficiência do sistema de amortecimento eletromagnético na atenuação de vibrações;
- simular o sistema no *software ADAMS* para modelar a interação multicorpo entre a cadeira do motorista, a suspensão do veículo e as condições de terreno, validando os resultados obtidos nas simulações do MATLAB;
- aplicar a técnica de controle PID para controlar o campo magnético afim de otimizar a resposta dinâmica do sistema de amortecimento eletromagnético, ajustando-o em tempo real às condições de pilotagem;
- analisar os aspectos construtivos e os componentes de um mecanismo de amortecimento eletromagnético.

2 METODOLOGIA

Neste capítulo estão descritas as etapas metodológicas para o desenvolvimento deste estudo de acordo com o fluxograma apresentado na Figura 1. Esta pesquisa pode ser classificada como qualitativa, porém com elementos de pesquisa quantitativa, apresentando fundamentos teóricos e práticos a respeito das áreas da engenharia abordadas no trabalho.

Figura 1 - Fluxograma de estudo.



Fonte: Autoria própria.

Inicialmente foi realizada uma revisão bibliográfica na literatura científica sobre amortecimento eletromagnético, dinâmica veicular e controle de vibrações mecânicas, utilizando base de dados conhecidas como IEEE Xplore, ScienceDirect e Google Scholar. Nesta etapa os conhecimentos adquiridos serão indispensáveis para a etapa seguinte, a modelagem matemática.

Na próxima etapa o comportamento dinâmico do banco do motorista foi modelado como um sistema-massa-mola-amortecedor, considerando o assento convencional. Com isso, foram seguidas as etapas de simulações:

- utilizando o *software* MATLAB, foi realizada simulação do sistema de amortecimento eletromagnético para avaliar sua eficiência na atenuação de vibrações transmitidas ao motorista;
- o sistema também foi modelado no *software* ADAMS para verificar a resposta do sistema e validar os resultados obtidos nas simulações no MATLAB.

Após a modelagem dinâmica e simulação do banco passivo, foi feito um estudo a

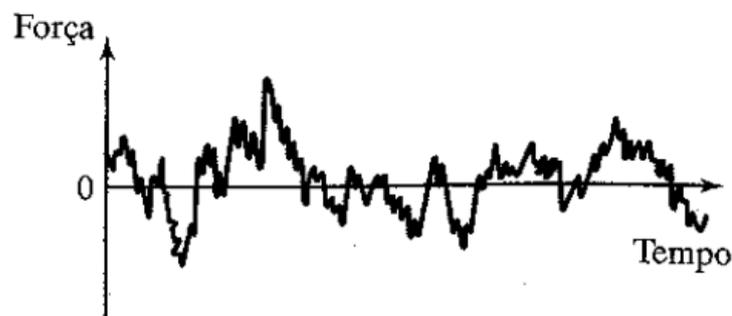
respeito do mecanismo de amortecimento eletromagnético e a modelagem dinâmica do assento ativo. A etapa seguinte teve como objetivo estudar o sistema de controle de corrente do campo eletromagnético. Para isso foi investigada a estratégia de controle PID a fim de otimizar a resposta do amortecedor eletromagnético em função das condições a quais o sistema está submetido. Nesta etapa também foi feita um breve estudo sobre os componentes do sistema de controle, como o controlador eletrônico, o conversor de potência e os sensores.

Após todo o estudo do sistema ativo controlado, foram realizadas as simulações para compará-lo com soluções convencionais de amortecimento, analisando as vantagens e desafios da implementação do sistema eletromagnético. E finalmente foram feitas as devidas conclusões e recomendações com base nos achados do estudo para futuras pesquisas e possíveis aplicações da tecnologia em ônibus urbano, máquinas e em outros sistemas automotivos.

3 VIBRAÇÕES MECÂNICAS E AMORTECIMENTO

Segundo Hibbeler (2005), vibração é todo movimento periódico de um corpo ou sistema de corpos interligados, em torno de uma posição de equilíbrio. A vibração surge de um movimento que oscila com o tempo, e é a variação dessa oscilação que indica a sua intensidade. Em alguns casos, ela acontece em uma única frequência, mas em muitos sistemas como nos motores dos veículos, diferentes peças vibram de formas distintas ao mesmo tempo, gerando uma mistura de frequências de excitação aleatórias (Jean, 2019), conforme a Figura 2

Figura 2 – Excitação aleatória.



Fonte: Rao (2017).

As vibrações podem ser divididas em dois tipos básicos: livres ou forçadas. Hibbeler (2005) descreve que as vibrações livres são caracterizadas pela ocorrência de forças restauradoras gravitacionais ou elásticas, como o movimento de vai-e-vem de um pêndulo. Já uma vibração forçada é causada por uma força externa periódica ou intermitente aplicada ao sistema.

De acordo com Fernandes (2017), os veículos estão sujeitos a diferentes fontes de excitação, que geralmente se dividem em duas categorias: (1) irregularidades do solo, onde as vibrações são transmitidas através dos pneus, e (2) fontes internas, onde o funcionamento do próprio veículo geram estas excitações, como o conjunto roda/pneu, sistema de transmissão e o motor.

A maior parte das vibrações em máquinas e estruturas é indesejável devido ao aumento de tensões e às perdas de energia que as acompanham. Elas deveriam, portanto, ser eliminadas ou reduzidas, tanto quanto possível, por meio de projetos adequados (Beer; Johnston Junior; Cornwell, 2012). A análise de vibrações mecânicas é essencial para entender o comportamento dinâmico dos sistemas em que as forças externas atuam sobre componentes móveis. Essas excitações podem comprometer a estabilidade do veículo e aumentar a fadiga do motorista, sendo, portanto, necessário o uso de sistemas de amortecimento eficazes.

Sabe-se que as vibrações mecânicas podem ou não serem amortecidas, porém na realidade, todas as vibrações são amortecidas em algum grau pelas forças de atrito. Essas forças podem ser causadas pelo atrito seco, ou atrito de Coulomb, entre corpos rígidos, por atrito fluido, quando um corpo rígido se move em um fluido, ou por atrito interno, entre as moléculas de um corpo aparentemente elástico (Beer; Johnston Junior; Cornwell, 2012). Além disso, as vibrações mecânicas em sistemas físicos podem apresentar um ou mais graus de liberdade, o que torna essencial a identificação prévia das coordenadas responsáveis por descrever a posição dos elementos vibratórios ao longo do tempo. Nesse contexto, Rao (2017) explica que o grau de liberdade de um sistema corresponde ao número mínimo de coordenadas independentes necessárias para caracterizar completamente o seu movimento. Essa definição é fundamental para a modelagem matemática de sistemas dinâmicos, uma vez que o número de graus de liberdade determina a complexidade das equações envolvidas na análise vibracional.

Segundo Fernandes (2017), o amortecimento é uma característica natural dos materiais, que atua impedindo que o material vibre indefinidamente. Isso ocorre devido às forças de coesão entre os átomos e ao atrito entre moléculas do próprio material que dissipam a energia das vibrações com o tempo. A autora também afirma que os sistemas de suspensão de assento podem ser classificados em ativos e passivos. Nos sistemas ativos, é necessário o uso de sensores capazes de detectar vibrações no assento e enviar sinais para os atuadores para reduzir estas vibrações. Já os sistemas passivos utilizam elementos como molas e amortecedores para suavizar as vibrações, sem a necessidade de componentes eletrônicos ou sensores (Fernandes, 2017).

Para este estudo, foi utilizada a suspensão ativa, uma vez que ela é capaz de ajustar seus parâmetros de acordo com as condições de operação. Em contrapartida, a suspensão passiva possui parâmetros fixos já definidos previamente, o que limita seu desempenho diante das variações de terreno e, portanto, não é tão eficaz quanto a suspensão ativa.

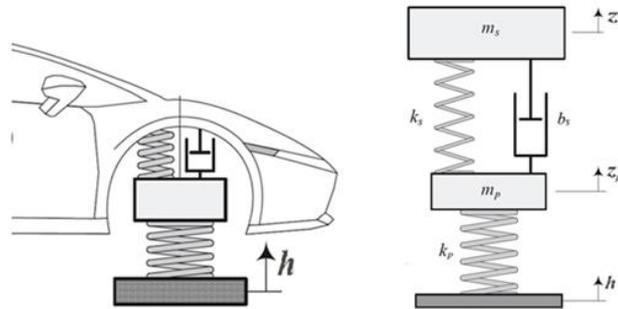
3.1 SISTEMA MASSA-MOLA-AMORTECEDOR

O sistema massa-mola-amortecedor é um modelo dinâmico fundamental amplamente utilizado na engenharia para a análise de vibrações mecânicas. Ele é composto por três elementos principais: uma massa que representa a inércia do corpo, uma mola responsável pela força restauradora proporcional ao deslocamento, e um amortecedor que dissipa energia através de uma força proporcional à velocidade. Conforme Rao (2017), esse sistema é essencial para descrever o movimento vibratório, pois integra as três forças básicas que governam o comportamento oscilatório de estruturas mecânicas. O modelo massa-mola-amortecedor

desempenhará um papel fundamental na representação do comportamento dinâmico tanto do sistema de suspensão veicular quanto do assento do condutor, permitindo uma análise mais precisa das vibrações transmitidas ao longo do veículo.

Os modelos matemáticos mais utilizados para avaliação dinâmica são: *Quarter Car*, *Half Car* e o *Full Car*. De acordo com Basilio (2019), o *Quarter Car* (Figura 3) é o modelo dinâmico mais tradicional e simplificado, pois ele considera apenas uma roda, um conjunto de suspensão e $\frac{1}{4}$ da massa da carroceria. O *Quarter Car* tem dois graus de liberdade, onde cada massa corresponde a um grau de liberdade, e ele permite apenas o estudo do movimento vertical.

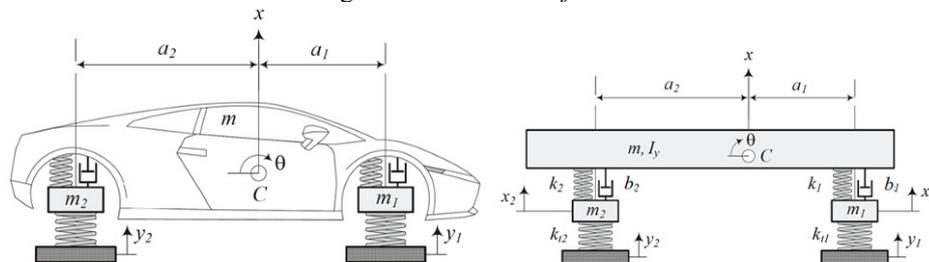
Figura 3 – Modelo *Quarter Car*.



Fonte: Basilio (2019).

Segundo Mrad (2018), no modelo *Half Car*, como o *Quarter Car*, modela-se o veículo a partir de molas, amortecedores e massas, mas neste modelo é simulado o movimento de duas das quatro rodas, podendo as rodas estarem no mesmo eixo ou uma roda de cada eixo. O *Half Car* (Figura 4) permite a aplicação de uma metodologia que resolve sistemas não amortecidos com vários graus de liberdade, o que facilita a análise de movimentos mais complexos, como o comportamento do veículo nas direções longitudinal e vertical.

Figura 4 – Modelo *Half Car*.

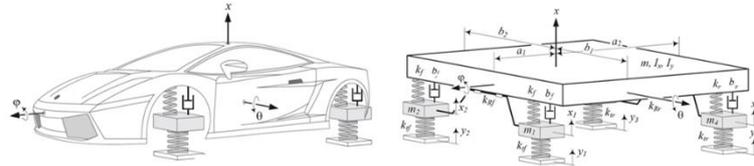


Fonte: Basilio (2019).

Por fim, tem-se o modelo *Full-Car* (Figura 5) que é o mais complexo e apresenta mais graus de liberdade que os modelos anteriores. Este modelo se torna mais complexo, pois considera as quatro rodas do veículo, podendo incluir ainda mais elementos como barras

estabilizadoras, além de ser possível a análise de *bounce*, *pitch* e *roll* no mesmo modelo (Mrad, 2018).

Figura - 5 Modelo *Full-Car*.



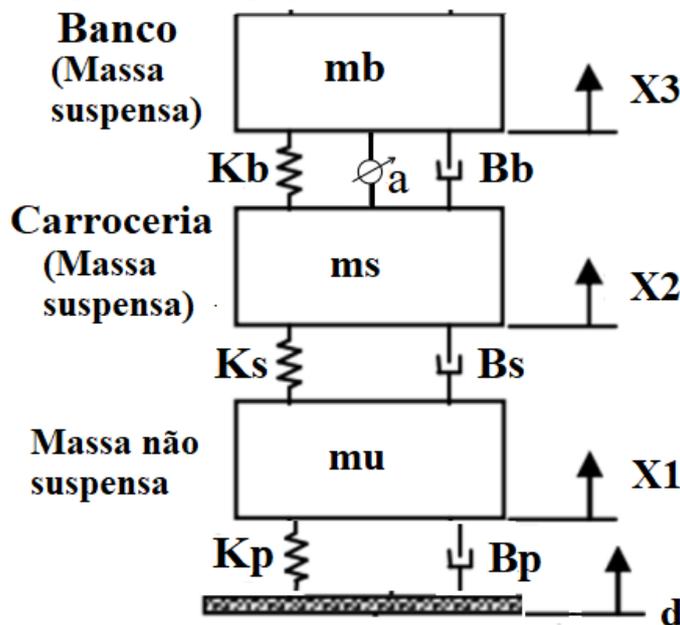
Fonte: Basilio (2019).

3.2 MODELAGEM MATEMÁTICA DA DINÂMICA DO BANCO

O modelo utilizado neste trabalho baseia-se no modelo *Quarter Car*, sendo que, foi feita a modelagem do banco considerando uma suspensão ativa acoplada entre a carroceria e o assento do veículo, representada pela letra “a”, como pode-se observar na Figura 6. De acordo com Diniz (2014) deve-se assumir as seguintes hipóteses neste modelo:

- não considerar alguns componentes da suspensão e nem sua geometria;
- os parâmetros devem ser tratados de forma linear;
- só devem ser consideradas as excitações provenientes do solo.

Figura 6 - Modelo proposto baseado no modelo *Quarter Car*.



Fonte: Adaptado de Becker (2006) *apud* Mrad (2018).

Para a análise proposta neste trabalho, optou-se por um modelo que melhor se adapta à situação em estudo, tendo em vista que o foco principal da modelagem é compreender o comportamento dinâmico do banco do condutor. Considerando essa delimitação, foi necessário adotar algumas simplificações e adaptações no modelo original, com o objetivo de evitar

complexidades excessivas que poderiam dificultar a realização dos cálculos e das simulações computacionais. Essa abordagem permite concentrar a análise nos aspectos mais relevantes do sistema, sem comprometer a representatividade dos resultados.

Neste modelo, foram utilizadas as seguintes variáveis, conforme indicadas no diagrama de corpo livre:

m_u – massa não suspensa, composta pela roda e uma parte da suspensão;

m_s – massa suspensa, especificamente a carroceria;

m_b – massa do banco, ou seja, parte da massa suspensa;

K_p – rigidez do pneu;

B_p – coeficiente de amortecimento do pneu.

K_s – rigidez da suspensão;

B_s – coeficiente de amortecimento da suspensão;

K_b – rigidez do banco;

B_b – coeficiente de amortecimento do banco;

a – atuador da suspensão ativa;

d – excitação proveniente do solo (irregularidades da pista);

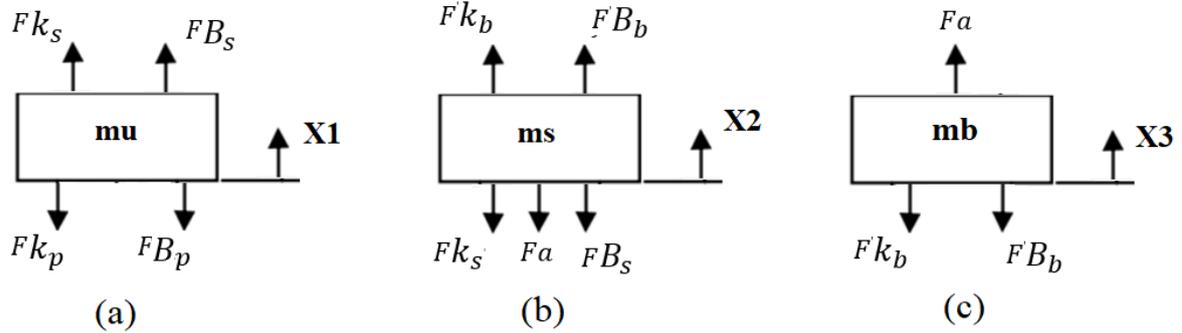
X1– deslocamento da massa não suspensa;

X2– deslocamento da carroceria;

X3– deslocamento do banco;

Com base no modelo proposto, procede-se à elaboração do diagrama de corpo livre individual para cada massa presente no sistema. Essa etapa é fundamental para identificar os esforços que atuam sobre os corpos e compreender de que forma esses esforços influenciam em seus deslocamentos. A partir dessa análise, torna-se possível estabelecer as equações de equilíbrio que descrevem o comportamento dinâmico do sistema. O diagrama de corpo livre correspondente pode ser visualizado na Figura 7, nele encontram-se as forças provenientes dos coeficientes de amortecimento e rigidez, bem como a força “ Fa ” introduzida pela suspensão ativa.

Figura 7 – Diagrama de corpo livre de cada massa para modelo proposto. (a) massa não suspensa; (b) massa suspensa (carroceria); (c) banco do motorista.



Fonte: Autoria própria.

Para que o sistema encontre o equilíbrio é necessário que a força (F) obedeça ao princípio fundamental da dinâmica de Newton, expresso pela Equação 01

$$\sum F = ma \quad (01)$$

Em que m representa a massa e a corresponde à aceleração do corpo. A partir dessa relação fundamental, devem ser definidas as equações de equilíbrio para cada elemento com inércia presente no modelo. Considerando que a aceleração é a segunda derivada do deslocamento em relação ao tempo, inicia-se, a partir desse ponto, o processo de equacionamento dinâmico do sistema.

Para a massa não suspensa, utiliza-se a Equação 02.

$$F_{K_s} + F_{B_s} - F_{K_p} - F_{B_p} = m_u \ddot{X}_1 \quad (02)$$

Para a carroceria, utiliza-se:

$$F_{K_b} + F_{B_b} - F_{K_s} - F_{B_s} - Fa = m_s \ddot{X}_2 \quad (03)$$

Agora para o banco do motorista:

$$-F_{K_b} - F_{B_b} + Fa = m_b \ddot{X}_3 \quad (04)$$

Os esforços podem ser calculados pelas Equações abaixo:

$$F_{K_p} = K_p(X_1 - d) \quad (05)$$

$$F_{B_p} = B_p(\dot{X}_1 - \dot{d}) \quad (06)$$

$$F_{B_s} = B_s(\dot{X}_2 - \dot{X}_1) \quad (07)$$

$$F_{K_s} = K_s(X_2 - X_1) \quad (08)$$

$$F_{K_b} = K_b(X_3 - X_2) \quad (09)$$

$$F_{B_b} = B_b(\dot{X}_3 - \dot{X}_2) \quad (10)$$

Para obter as equações de equilíbrio dinâmico basta substituir as forças nas respectivas equações de equilíbrio em cada elemento. Dessa forma obtém-se as seguintes equações:

a) Massa não suspensa:

$$m_u \ddot{X}_1 = K_s(X_2 - X_1) + B_s(\dot{X}_2 - \dot{X}_1) - K_p(X_1 - d) - B_p(\dot{X}_1 - \dot{d}) \quad (11)$$

$$\ddot{X}_1 = \frac{B_s}{m_u} \dot{X}_2 - \frac{(B_s + B_p)}{m_u} \dot{X}_1 + \frac{K_s}{m_u} X_2 - \frac{(K_s + K_p)}{m_u} X_1 + \frac{K_p}{m_u} d + \frac{B_p}{m_u} \dot{d} \quad (12)$$

b) Carroceria/massa suspensa:

$$m_s \ddot{X}_2 = K_b(X_3 - X_2) + B_b(\dot{X}_3 - \dot{X}_2) - K_s(X_2 - X_1) - B_s(\dot{X}_2 - \dot{X}_1) - Fa \quad (13)$$

$$\ddot{X}_2 = \frac{B_b}{m_s} \dot{X}_3 - \frac{(B_b + B_s)}{m_s} \dot{X}_2 + \frac{B_s}{m_s} \dot{X}_1 + \frac{K_b}{m_s} X_3 - \frac{(K_b + K_s)}{m_s} X_2 + \frac{K_s}{m_s} X_1 - \frac{1}{m_s} Fa \quad (14)$$

c) Banco/massa suspensa:

$$m_b * \ddot{X}_3 = -K_b * (X_3 - X_2) - B_b * (\dot{X}_3 - \dot{X}_2) + Fa \quad (15)$$

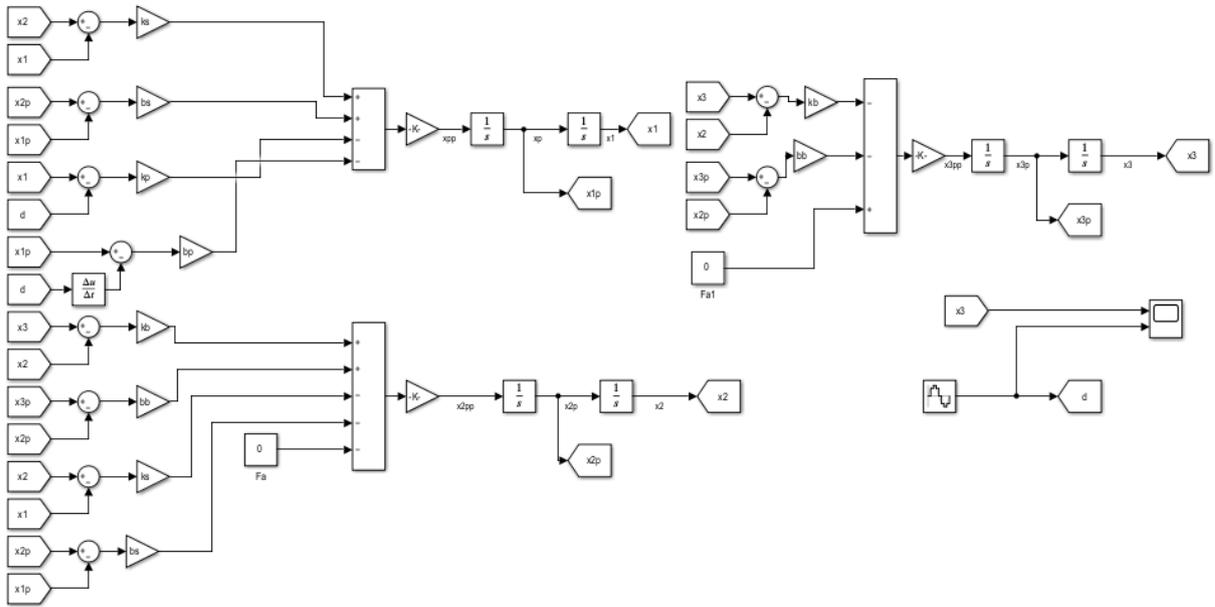
$$\ddot{X}_3 = -\frac{K_b}{m_b} X_3 + \frac{K_b}{m_b} X_2 - \frac{B_b}{m_b} \dot{X}_3 + \frac{B_b}{m_b} \dot{X}_2 + \frac{1}{m_b} Fa \quad (16)$$

3.3 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DO MODELO PROPOSTO

A validação do modelo matemático foi realizada por meio de simulações computacionais em dois ambientes: MATLAB/Simulink e *Adams View*. Cada um oferece uma perspectiva diferente da análise, enquanto o primeiro foca em aspectos matemáticos e controle, o segundo permite visualizar o sistema de forma mais próxima da realidade física.

No Simulink, a modelagem foi feita a partir das equações diferenciais desenvolvidas anteriormente, organizadas na forma de espaço de estados. A estrutura do modelo foi montada por meio de um diagrama de blocos (Figura 8), o que facilita tanto a visualização das relações entre as variáveis quanto os ajustes dos parâmetros do sistema.

Figura 8 - Modelagem do sistema no MATLAB/Simulink com diagrama de blocos.



Fonte: Autoria própria.

Na Tabela 2 estão dispostos os valores utilizados na simulação do comportamento dinâmico do sistema. Os parâmetros da suspensão foram obtidos a partir da monografia de Mizushima (2017), que serviu como uma referência para os valores de entrada do sistema. É importante destacar que neste primeiro momento a força eletromagnética é desconsiderada, restando apenas um assento com sistema de amortecimento passivo comumente utilizado em ônibus urbanos.

Tabela 2 – Valores de entrada utilizados na simulação do modelo.

Elemento	Descrição	Valor
K_p	Rigidez do pneu	1000000 N/m
B_p	Coefficiente de amortecimento do pneu	150 N.s/m
K_s	Rigidez da suspensão	750000 N/m
B_s	Coefficiente de amortecimento da suspensão	20000 N.s/m
K_b	Rigidez da mola no assento do motorista	10000 N/m
B_b	Coefficiente de amortecimento no assento do motorista	750 N.s/m
m_u	Massa não suspensa	400 Kg
m_s	Massa da carroceria completamente carregada (massa suspensa)	6353 Kg
m_b	Massa do assento e motorista	100 Kg

Fonte: Autoria própria e baseado em Mizushima (2017).

Para simular o comportamento do assento às irregularidades da pista, foi utilizado um bloco *Sine Wave*, que gerou ondas com amplitude de 0,05 m e frequência de 15 Hz. Este sinal foi enviado ao bloco *Goto* onde está armazenado na variável “d” que representa a perturbação no solo (Figura 9). Com isso, foi possível visualizar de forma mais clara como o assento reage

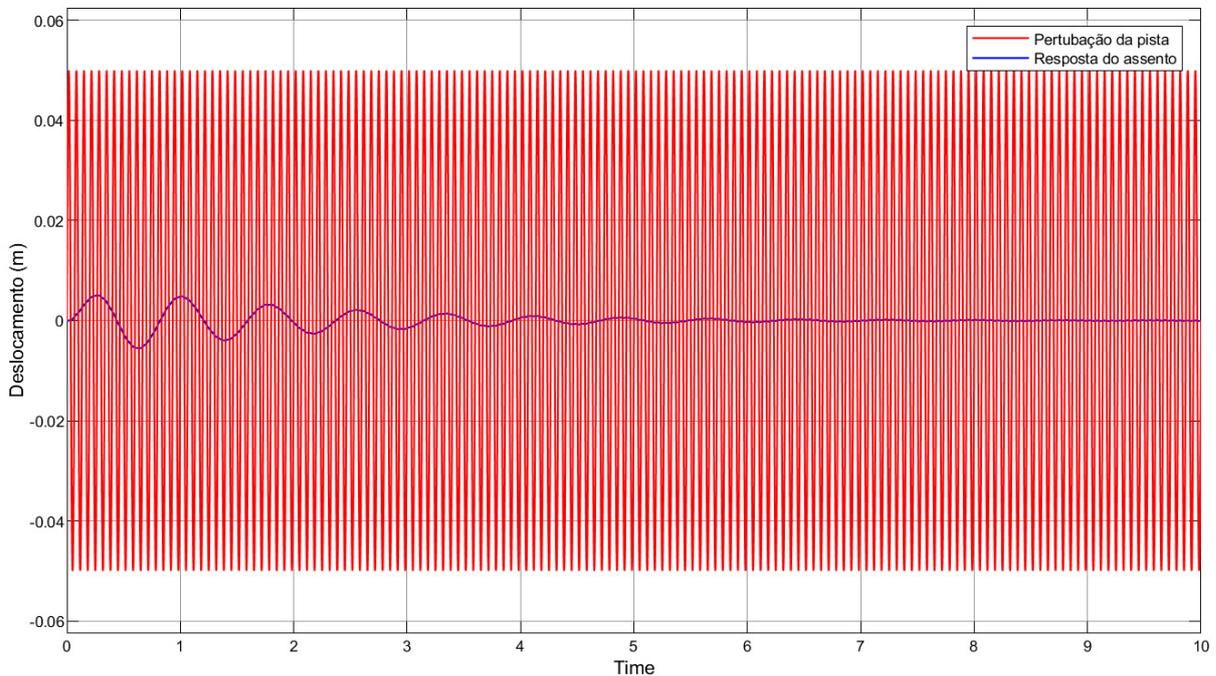
às excitações verticais (Figura 10), assim, sendo possível observar o comportamento dinâmico do conjunto. Como a amplitude de excitação da pista é maior que a obtida na resposta do assento, a visualização da curva fica de certa forma comprometida. Logo, a Figura 11 mostra apenas a resposta dinâmica do assento ampliada para uma melhor visualização do comportamento.

Figura 9 - Sinal de perturbação aplicado via bloco *Sine Wave*, direcionado ao sistema por meio do bloco *Goto*, representando irregularidades da pista.



Fonte: Autoria própria.

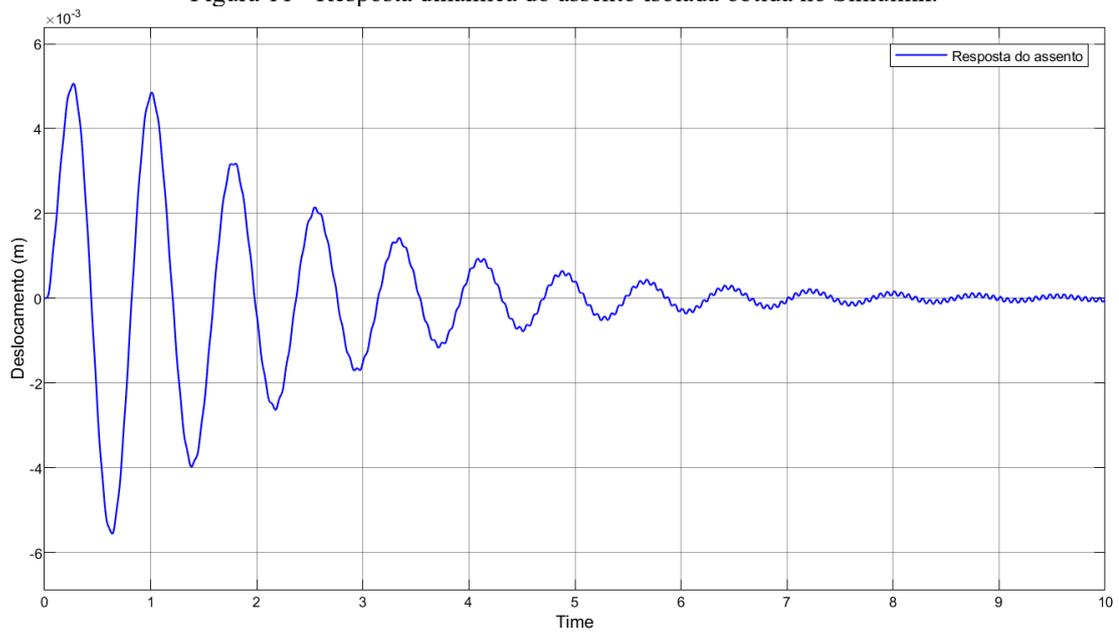
Figura 10 - Resposta dinâmica do assento obtida no Simulink/MATLAB.



Fonte: Autoria própria.

O gráfico obtido mostra a resposta temporal do assento quando o sistema é submetido a uma excitação externa (força ou deslocamento imposto na base). Em outras palavras, retrata como o assento vibra ao longo do tempo após receber uma entrada dinâmica no modelo do Simulink/MATLAB. O comportamento vibratório do assento nos mostra que no início há oscilações maiores devido ao choque inicial causado pela excitação externa. Depois a vibração diminui gradualmente por conta do amortecimento (representando perdas de energia no sistema) e ao final o assento alcança um regime estável.

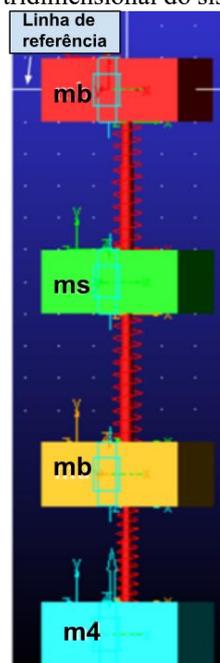
Figura 11 - Resposta dinâmica do assento isolada obtida no Simulink.



Fonte: Autoria própria.

No *Adams View* foi criado um modelo do sistema (Figura 12), com as representações de massas, molas e amortecedores configurados de acordo com os parâmetros já especificados no Quadro 1. Foi adicionada uma massa auxiliar “m4”, com peso desprezível, apenas para que fosse possível a aplicação de um movimento (que neste caso seria provocado por um o sinal gerado no MATLAB) diretamente na mola que representa o pneu. Essa solução foi necessária pois o *Adams* não permite que o movimento seja aplicado em um ponto que esteja fixo ao solo (*ground*).

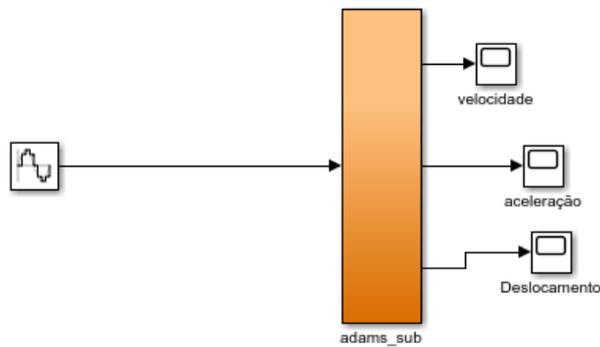
Figura 12 – Modelo tridimensional do sistema no *Adams View*.



Fonte: Autoria própria.

Para aplicar uma excitação vertical ao sistema, foi realizada uma co-simulação com o MATLAB, apenas para inserir o sinal no modelo já existente no *Adams*. Para isso, o *Controls Plant* foi gerado no *Adams View* e exportado para o MATLAB, que enviou o sinal de entrada para a simulação dinâmica. Esta co-simulação permite que o MATLAB exiba um gráfico da resposta da massa do assento ao sinal aplicado, enquanto o *Adams View* mostra a animação visual do comportamento do assento sob a perturbação. Para garantir a comparação, foi utilizado o mesmo sinal já empregado anteriormente na simulação no modelo do Simulink (Figura 13).

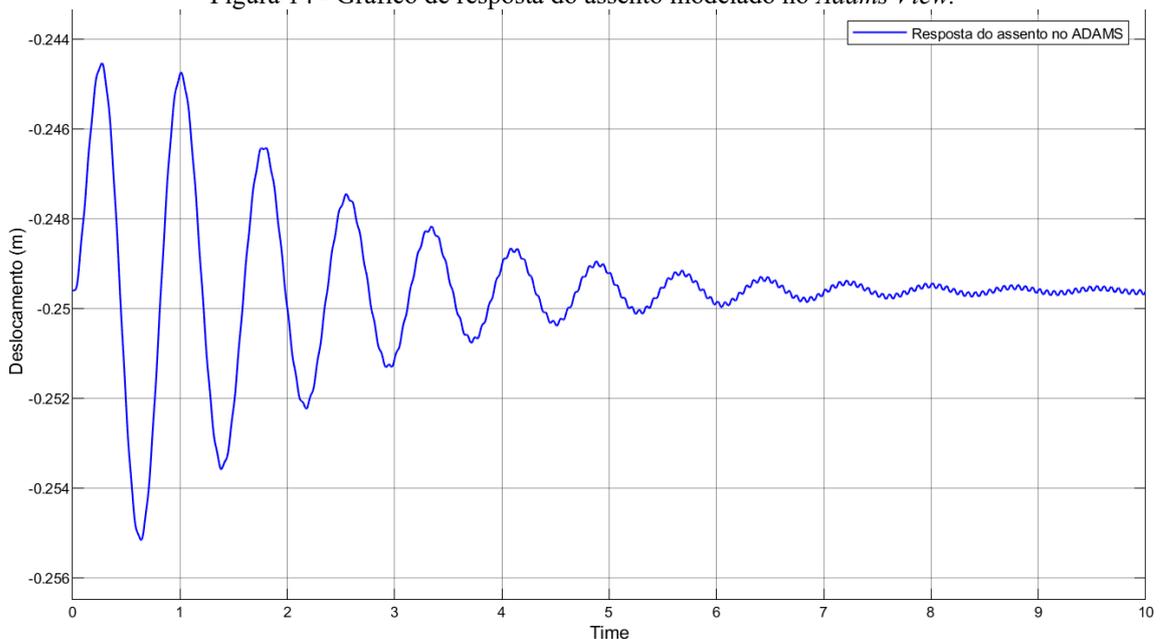
Figura 13 - Sinal aplicado ao bloco exportado do *Adams View*.



Fonte: Autoria própria.

A Figura 14 apresenta o gráfico gerado no MATLAB, mostrando o deslocamento da massa do assento em resposta ao sinal de entrada aplicado na simulação.

Figura 14 - Gráfico de resposta do assento modelado no *Adams View*.

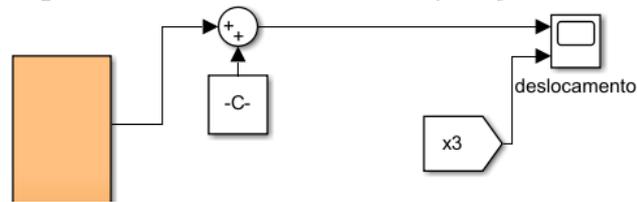


Fonte: Autoria própria.

Ao analisar os dois gráficos, nota-se que a curva obtida no *Adams* inicia no ponto de aproximadamente -0,2496 enquanto a do Simulink começa em zero. Isso ocorre porque o *Adams* utiliza como referência o eixo próprio do ambiente de simulação, e não o centro da massa do assento em si. Além disso, quando o sistema é modelado no *Adams*, as molas estão em comprimento livre, assim que a simulação se inicia, as molas comprimem até atingirem o comprimento de pré-carga, assim fazendo com que o deslocamento inicial fique abaixo da linha de referência do ambiente de simulação.

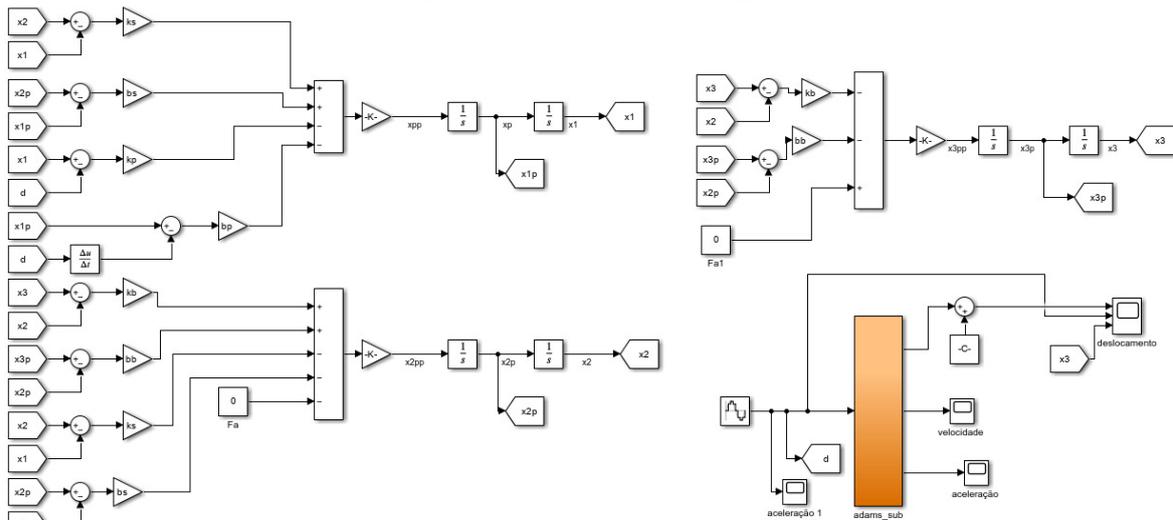
Para viabilizar a comparação entre os dois gráficos, a solução adotada foi ajustar o sinal de saída do assento usando um bloco *Sum* no Simulink, somando o sinal com uma constante com o mesmo valor do deslocamento inicial da simulação (Figura 14). Dessa forma, a curva do gráfico do modelo no *Adams* passa a iniciar em zero, permitindo que ambos os sinais comecem a partir do mesmo ponto de referência. Além disso, as simulações do *Adams* e do MATLAB foram integradas no mesmo ambiente, de modo que os dois gráficos pudessem ser visualizados juntos, facilitando a análise comparativa das respostas (Figura 15).

Figura 14 - Bloco *Sum* e *Const* usados para ajuste do sinal



Fonte: Autoria própria.

Figura 15 - Junção dos dois diagramas.

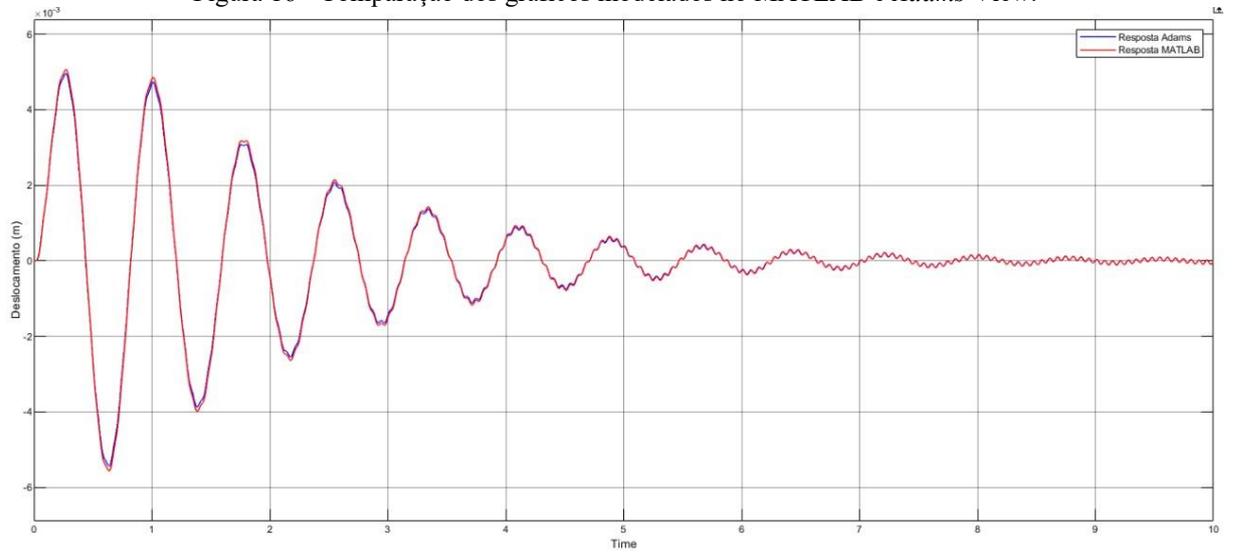


Fonte: Autoria própria.

Ao compararmos ambas as respostas obtidas (Figura 16), após os ajustes previamente descritos, observa-se que a validação do modelo proposto, por meio de dois ambientes distintos de simulação, foi bem-sucedida. Isso se deve ao fato de que ambos os gráficos apresentam

comportamentos praticamente idênticos, com uma divergência de apenas 0,000097m na amplitude.

Figura 16 - Comparação dos gráficos modelados no MATLAB e *Adams View*.



Fonte: Autoria própria.

4 ESTUDO DO MECANISMO DE AMORTECIMENTO ELETROMAGNÉTICO

Inicialmente pode-se classificar as suspensões em: passivas, semiativas e ativas (Fischer; Isermann, 2004). As suspensões passivas, também conhecidas como suspensões convencionais (por comporem a maioria dos sistemas), são compostas de elementos passivos não controláveis, como mola e amortecedor (Boff, 2023). Já uma suspensão semiativa caracteriza-se pela possibilidade de variar o coeficiente de amortecimento do amortecedor ou a constante elástica da mola através de um controle eletrônico sem inserir energia externa ao sistema, exceto a de controle do dispositivo que altera o coeficiente de amortecimento ou a constante elástica (Eckert, 2016). Com relação a suspensões ativas, Xue *et al.* (2011) explicam que elas apresentam um sistema composto por massa, mola e uma fonte de força, a qual é regulada através de alguma técnica de controle.

De acordo com Eckert (2016), embora existam diversas alternativas de elementos capazes de viabilizar a implementação de sistemas semiativos e ativos, é importante destacar que os atuadores eletromagnéticos apresentam a vantagem de permitir o fluxo de energia bidirecional, ou seja, podem operar tanto em modo motor quanto em modo gerador. Quando operam em modo motor, esses dispositivos introduzem energia no sistema de forma controlada, o que possibilita ganhos de desempenho em uma ampla faixa de frequências. O funcionamento em modo motor caracteriza, portanto, um sistema de suspensão ativa.

Com base nas características e definições apresentadas, dá-se início ao estudo do atuador eletromagnético, com foco em sua configuração construtiva e no princípio de geração da força magnética que será aplicada ao sistema de amortecimento do assento do motorista. Embora grande parte das referências abordem sistemas de suspensão ativa aplicados ao chassi veicular, os conceitos são igualmente válidos para o controle dinâmico do banco, que também pode ser caracterizado como um sistema de suspensão localizado, voltado à melhoria do conforto individual do ocupante frente às vibrações transmitidas pela estrutura do veículo.

4.1 TOPOLOGIA DO SISTEMA

Segundo Boff (2023, p. 34),

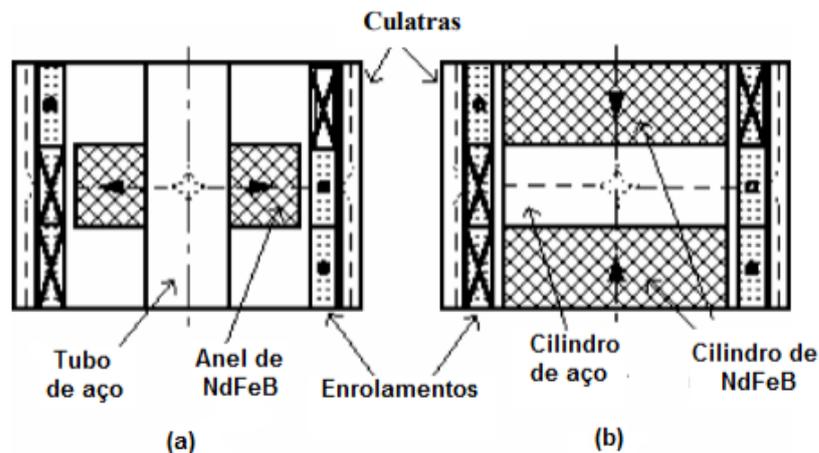
"atuadores eletromagnéticos para suspensão ativa são, em geral, máquinas elétricas acopladas a um sistema de suspensão, trabalhando em conjunto com uma mola e podem ser de topologia rotativa ou linear [...] como a conversão de movimento linear-rotacional ocasiona perdas energéticas no sistema, atuadores lineares são preferidos para esta aplicação" Boff (2023, p. 34).

Considerando essas vantagens, o presente trabalho adotará como base de estudo o atuador eletromagnético linear, uma vez que sua arquitetura mecânica favorece a simplicidade construtiva e proporciona maior eficiência energética, alinhando-se aos objetivos propostos na modelagem do sistema de amortecimento eletromagnético.

No contexto da aplicação de suspensão ativa, Martins *et al.* (1999) propõem um sistema híbrido que mantém a mola e o amortecedor passivo, mas adiciona um atuador eletromagnético linear, responsável por aplicar uma força adicional de baixa magnitude ao sistema. Com isso, espera-se um conjunto de amortecimento mais compacto, já que a exigência de força reduzida permite uma estrutura menos complexa para a armadura e os enrolamentos das bobinas.

Para tanto, torna-se necessário avaliar as características de sistemas de amortecimento eletromagnético descritos na literatura. Martins *et al.* (2006) *apud* Eckert (2016) investigaram duas topologias de atuadores eletromagnéticos tubulares, ambas compostas internamente por ímãs permanentes de NdFeB. A primeira topologia utiliza ímãs em formato anelar, com magnetização radial, enquanto a segunda adota ímãs cilíndricos com magnetização axial. Essas duas configurações estão representadas na Figura 17. Cabe destacar que, segundo os autores, a topologia com magnetização axial apresenta vantagens em relação aos níveis de força gerada.

Figura 17 – Topologia de atuador eletromagnético com (a) magnetização radial e (b) com magnetização axial.

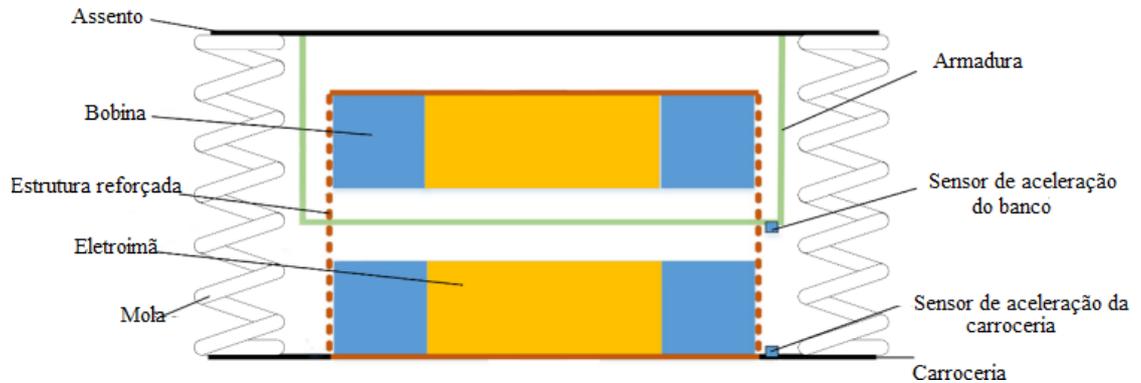


Fonte: Adaptado de Martins *et al.* (2006) *apud* Eckert (2016).

Para atender às condições de implementação do sistema de amortecimento no assento, pode-se empregar a topologia de magnetização axial do atuador eletromagnético, adaptando-a a um sistema composto por duas molas, dois ímãs permanentes e uma ampla área de contato com o assento. Neste contexto, o modelo de sistema de amortecimento eletromagnético apresentado por Xie *et al.* (2022) mostra-se o mais adequado para os propósitos deste estudo, conforme ilustrado nas Figuras 18 e 19. Esse sistema é constituído, principalmente, por quatro

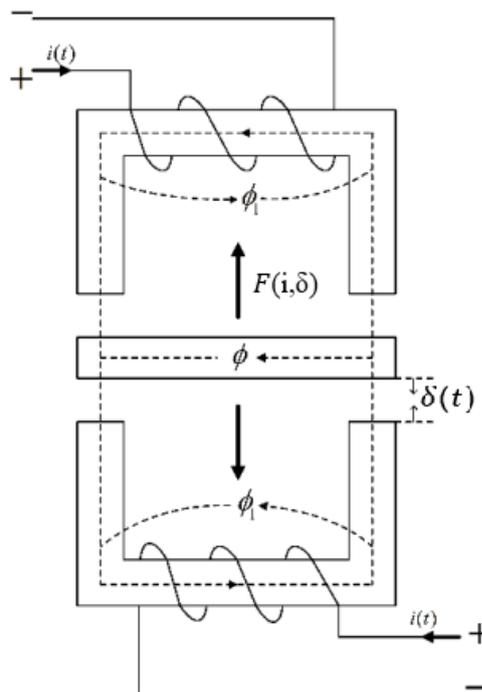
componentes: o eletroímã, a armadura do assento, o controlador e o atuador, sendo que este último incorpora o eletroímã e um amplificador de potência correspondente.

Figura 18 – Modelo ilustrativo do sistema de amortecimento eletromagnético.



Fonte: Adaptado de Xie *et al.* (2022)

Figura 19: Diagrama do sistema de amortecimento eletromagnético.



Fonte: Adaptado de Xie *et al.* (2022)

De acordo com os autores, o princípio de funcionamento deste sistema é que “quando o enrolamento do eletroímã é energizado, uma força de atração eletromagnética é gerada na armadura. Quando ocorre vibração, um dos eletroímãs é energizado e o outro é desenergizado. Dessa forma, uma mudança na direção da força de atração eletromagnética pode ser rapidamente realizada. Desde que a corrente no enrolamento do eletroímã seja controlada, o controle do deslocamento do assento pode ser realizado.”

Com a topologia e a técnica de atuação definida, pode-se iniciar uma análise de cada componente do sistema, com o intuito de avaliar os materiais e as dimensões que podem ser utilizadas para um modelo geral do sistema de amortecimento eletromagnético. Este capítulo tem como foco o estudo dos componentes construtivos do sistema, como ímãs, molas e armadura. Nos capítulos seguintes, serão analisados o circuito de potência e o controlador responsáveis pela implementação das técnicas de controle, com o objetivo de permitir o controle mais preciso possível da corrente nos enrolamentos.

4.2 FORÇA ELETROMAGNÉTICA

Neste tópico estão apresentadas as equações que descrevem os fenômenos eletromagnéticos envolvidos no funcionamento do sistema de amortecimento proposto. Tais equações são fundamentais para compreender o comportamento físico do atuador eletromagnético, relacionando grandezas como corrente elétrica, fluxo magnético, relutância e força gerada. A partir dessa base teórica, será possível, em capítulos posteriores, realizar o desenvolvimento de estratégias de controle para o sistema.

Conforme Xie *et al.* (2022), deve-se fazer as seguintes suposições iniciais para determinar as equações de força e densidade de fluxo magnético:

- a armadura é rígida e o coeficiente de rigidez é grande o suficiente;
- a massa da armadura é distribuída uniformemente;
- quando a armadura está na posição de equilíbrio, o entreferro entre a armadura e os eletroímãs superior e inferior é o mesmo e muito pequeno, para garantir que a linha de força magnética passe verticalmente;
- o fluxo magnético percorre o circuito magnético com a seção transversal S do polo do ímã;
- a permeabilidade do núcleo é considerada $\mu_c \gg 1$;
- o vazamento de fluxo magnético é ignorado.

É importante destacar que a equação da força eletromagnética é expressa em função da corrente i e do entreferro δ . A relutância magnética do circuito possui a relação definida pela Equação 17.

$$R = \frac{2\delta}{\mu_0 S} \quad (17)$$

A densidade de fluxo magnético no entreferro entre a armadura e o eletroímã pode ser expressa pela Equação 18.

$$B = \frac{\phi}{S \cos \varphi} \quad (18)$$

onde ϕ é o fluxo magnético no entreferro e φ é o ângulo entre a linha de fluxo magnético e a linha vertical na superfície do ímã. Como foi considerado um entreferro pequeno, a linha de fluxo magnético passa verticalmente, logo $\varphi = 0$.

A lei de Hopkinson (Equação 19) relaciona a força magnetomotriz, a relutância magnética e o fluxo magnético de um circuito.

$$Ni = R\phi \quad (19)$$

Pode-se utilizar a Equação 20 (força magnética de energia) sobre armadura para relacionar as equações anteriores:

$$F = \frac{B^2 S}{2\mu_0} \quad (20)$$

Dessa forma, obtém-se a Equação 21 para a força de atração eletromagnética:

$$F = \frac{N^2 i^2 \mu_0 S}{4\delta^2} \quad (21)$$

onde μ_0 é a permeabilidade do vácuo, $\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7} H/m$, S é a área condutora do eletroímã (seção transversal do núcleo magnético), N é o número de espiras da bobina, δ é distância entre o eletroímã e a armadura (entreferro) e i é a corrente de excitação na bobina.

Agora pode-se substituir a Equação 21 na Equação 16 para obter a equação dinâmica do banco do motorista (Equação 22) com adição dos efeitos eletromagnéticos do sistema de amortecimento.

$$\ddot{X}_3 = -\frac{K_b}{m_b} X_3 + \frac{K_b}{m_b} X_2 - \frac{B_b}{m_b} \dot{X}_3 + \frac{B_b}{m_b} \dot{X}_2 + \frac{N^2 i^2 \mu_0 S}{4\delta^2 m_b} \quad (22)$$

Para facilitar a manipulação matemática e a modelagem do sistema, a equação da força eletromagnética pode ser reescrita de forma simplificada, agrupando as constantes em um único termo. Dessa forma, define-se a constante K de acordo com a Equação 23.

$$K = \frac{N^2 \mu_0 S}{4} \quad (23)$$

Essa simplificação é útil, pois a força gerada pelo atuador eletromagnético é função direta da corrente elétrica i e do entreferro δ , ou seja, $F(i, \delta)$. Outra ponderação imprescindível é o fato de que o entreferro depende diretamente do deslocamento do assento (X_3). Com isso, é

possível representar a equação dinâmica da massa suspensa (no caso, o assento do motorista) por meio da Equação 24.

$$\ddot{X}_3 = -\frac{K_b}{m_b}X_3 + \frac{K_b}{m_b}X_2 - \frac{B_b}{m_b}\dot{X}_3 + \frac{B_b}{m_b}\dot{X}_2 + K\frac{i^2}{\delta(X_3)^2m_b} \quad (24)$$

4.2.1 Linearização do modelo

Para viabilizar o controle do sistema é necessário realizar um processo de linearização, que possibilite a definição de uma variável de controle diretamente relacionada à corrente da excitação. A técnica utilizada será a Linearização por realimentação, utilizando o conceito da derivada de Lie. Para isso, é necessário inicialmente definir um conjunto de variáveis de estado, cuja escolha depende diretamente da natureza física do sistema e das variáveis que se deseja controlar.

Considerando que o objetivo deste trabalho é reduzir as vibrações do sistema, foram adotadas as variáveis de estado $Z1(t) = X3$ (deslocamento do sistema) e $Z2(t) = \dot{X}_3(t)$ (velocidade, ou taxa de variação do deslocamento).

Como o valor do entreferro δ varia em função da posição do assento $X3$, e $Z1(t) = X3$, podemos escrever $\delta = \delta(Z1)$. A modelagem do sistema é realizada em forma de espaço de estados, buscando expressá-lo na forma da Equação 25.

$$\dot{X} = f(x) + g(x) \cdot u \quad (25)$$

onde $f(x)$ representa o comportamento natural do sistema, e $g(x) \cdot u$ representa o efeito da entrada de controle sobre esse sistema. A variável u é a entrada de controle, é definida como $u = i^2$.

Para determinar a ordem relativa e avaliar a linearizabilidade por realimentação do sistema, derivamos a saída do sistema representada pela Equação 26, até que a entrada u apareça explicitamente.

$$y = h(x) = X_3 \quad (26)$$

Derivando a primeira vez obtém-se a Equação 27. Como não conseguimos encontrar a entrada u , será necessário fazer uma segunda derivação e obtendo-se a Equação 28.

$$\dot{y} = \dot{X}_3 = Z_2 \quad (27)$$

$$\ddot{y} = \ddot{X}_3 = -\frac{K_b}{m_b}X_3 + \frac{K_b}{m_b}X_2 - \frac{B_b}{m_b}\dot{X}_3 + \frac{B_b}{m_b}\dot{X}_2 + \frac{K}{\delta(X_3)^2m_b}i^2 \quad (28)$$

Observa-se que ao derivar a saída $y = X3$ duas vezes, a entrada $u = i^2$ está aparente em $K \frac{i^2}{\delta(X3)^2 m_b}$. Esse termo corresponde ao $LgLfh(x)$ na notação de derivadas Lie. Considerando que os parâmetros físicos K e m_b são positivos e que o entreferro $\delta(X3)$ assume valores reais e finitos durante a operação, esse fator não se anula. Assim, $LgLfh(x) \neq 0$, e a ordem relativa $\gamma = 2$, que é igual a ordem do sistema, isso garante que o sistema é linearizável por realimentação. A Equação 29 apresenta a forma geral da saída e ambos os termos estão de acordo com as equações 30 e 31.

$$\ddot{y} = Lf^2 h(x) + LgLfh(x) \cdot u \quad (29)$$

$$L_f^2 h(x) = -\frac{K_b}{m_b} X3 + \frac{K_b}{m_b} X2 - \frac{B_b}{m_b} \dot{X}3 + \frac{B_b}{m_b} \dot{X}2 \quad (30)$$

$$LgLfh(x) = \frac{K}{\delta(X3)^2 m_b} \quad (31)$$

Será utilizada uma nova variável v para controlar o sistema resultante, e será reescrito na Equação 32, de forma que o sistema se torne linear:

$$u = \alpha(x) + \beta(x) \cdot v \quad (32)$$

Substituindo a Equação 32 na Equação 29 e aplicando a propriedade distributiva obtém-se a Equação 33.

$$\ddot{y} = L_f^2 h(x) + LgLfh(x) \cdot \alpha(x) + LgLfh(x) \cdot \beta(x) \cdot v \quad (33)$$

Para cancelarmos os termos não lineares escolhemos os valores para $\alpha(x)$ e $\beta(x)$ apresentados, respectivamente, pelas equações 34 e 35.

$$\alpha(x) = -\frac{L^2 fh(x)}{L_g Lfh(x)} \quad (34)$$

$$\beta(x) = \frac{1}{L_g Lfh(x)} \quad (35)$$

Substituindo as equações 34 e 35 na 33, obtém-se a saída (derivada) apresentada pela Equação 36.

$$\ddot{y} = L_f^2 h(x) + LgLfh(x) \cdot \left[-\frac{L^2 fh(x)}{L_g Lfh(x)} \right] + LgLfh(x) \cdot \left[\frac{1}{L_g Lfh(x)} \right] \cdot v \quad (36)$$

Dessa forma, $\ddot{y} = v$. Agora a partir da lei de controle (Equação 32), ao isolar v obtemos a relação explícita na Equação 37.

$$v = \frac{u - \alpha(x)}{\beta(x)} \quad (37)$$

Fazendo as devidas substituições obtemos a expressão completa para a nova variável de controle v , a partir dela, manipulamos para obter a expressão da corrente. Ambas as expressões estão apresentadas pelas equações 38 e 39 respectivamente.

$$v = \frac{Ki^2}{\delta(X3)^2 m_b} + \frac{(-K_b X3 + K_b X2 - B_b \dot{X}3 + B_b \dot{X}2)}{m_b} \quad (38)$$

$$i = \delta(X3) \sqrt{\left(v - \frac{(-K_b X3 + K_b X2 - B_b \dot{X}3 + B_b \dot{X}2)}{m_b} \right) \cdot \frac{m_b}{K}} \quad (39)$$

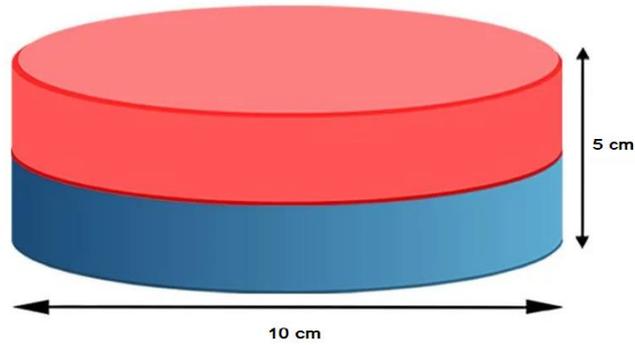
4.3 ANÁLISE DOS ASPECTOS CONSTRUTIVOS

Inicialmente, é importante compreender que o carregamento elétrico inicial deve ser uma estimativa da densidade de corrente eficaz em regime de operação contínua. Essa estimativa é fundamental para, futuramente, permitir o dimensionamento do volume ativo e das dimensões do atuador, desconsiderando, neste primeiro momento, restrições térmicas (Eckert, 2016). No entanto, como este trabalho se limita a um estudo de viabilidade e aplicabilidade, não será realizado o dimensionamento completo do sistema. Em vez disso, será considerada a distância entre o assento do motorista e o piso do veículo como parâmetro de referência para análise espacial. O foco recai sobre o levantamento de informações sobre materiais possíveis, limites dimensionais aproximados, volume disponível e diretrizes gerais que orientariam um projeto de atuador eletromagnético em aplicações práticas.

4.3.1 Ímãs

Para este sistema, pode-se utilizar um conjunto de dois ímãs permanentes de NdFeB (neodímio-ferro-boro) para a geração da força de atração magnética. Esses ímãs possuem uma resistência extraordinária mesmo em seu menor tamanho e estão entre os ímãs permanentes mais fortes do mundo (Supermagnete, 2025). A Figura 20 apresenta as dimensões e o formato possível para os ímãs a serem utilizados. O diâmetro do ímã serve como base para determinar as dimensões da armadura.

Figura 20 – Ímã de NdFeB com formato de disco.



Fonte: Loja do Ímã (2025).

4.3.2 Bobinas

Pode-se considerar a corrente máxima de 3,5 A como moderada para o sistema em questão, que será alimentado por uma fonte de 24 V. Com base nisso, é possível estimar tanto as dimensões das bobinas quanto o tipo de fio mais apropriado para o circuito. Para essa faixa de corrente, é recomendada a utilização de fio esmaltado AWG 16, que possui diâmetro aproximado de 1,3 mm. Supondo que a estrutura da bobina disponha de uma largura útil de 60 mm, o número de espiras que podem ser distribuídas horizontalmente pode ser estimado pela Equação 40.

$$N_h = \frac{L}{d} = \frac{100}{1,3} \approx 77 \quad (40)$$

Onde L é a largura e d é o diâmetro do fio. Logo, pode-se comportar aproximadamente 77 voltas do fio horizontalmente dentro da largura estimada para a bobina. A partir disso, se forem utilizadas 10000 espiras por bobina, a altura da mesma pode ser determinada pela Equação 41.

$$H = \frac{N}{N_h} d = \frac{10000}{77} \times 1,3 \approx 169 \quad (41)$$

Assim, obtém-se uma altura estimada de aproximadamente 169 mm para cada bobina, considerando a disposição linear e compacta dos fios. Este resultado é útil na etapa de pré-dimensionamento do sistema, contribuindo para verificar a viabilidade física da instalação no espaço disponível.

4.3.3 Armadura

Foram analisados diferentes modelos de bancos de motoristas de ônibus com o objetivo de determinar a altura ideal para o atuador eletromagnético, tomando como referência a distância entre o assento e o piso do veículo. A partir dessa análise, observou-se que, na maioria

dos modelos, essa distância é suficiente para a implementação do sistema, mesmo considerando variações entre os veículos. A Figura 21 apresenta um dos assentos analisados, no qual a distância mencionada é de aproximadamente 40 cm. Com base nesse e outros valores, verifica-se que o atuador pode ter uma altura de até 400 mm. Essa margem proporciona maior flexibilidade no posicionamento dos componentes internos do sistema. Com relação ao diâmetro da armadura, ao considerar os ímãs e as bobinas, pode-se estimar um diâmetro mínimo de 120 mm.

Figura 21 – Banco de motorista do ônibus Mercedes-Benz OF-1721 Euro VI carroceria Caio Apache.



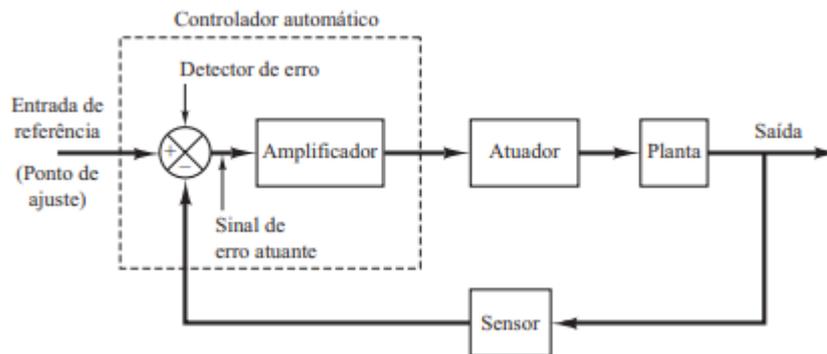
Fonte: Autoria própria.

Para a construção da armadura, é recomendável a utilização de um material ferromagnético, tendo em vista sua maior capacidade de conduzir linhas de fluxo magnético (Kraus; Fleisch, 1999). Sato, Correa e Bruno (2019) demonstraram que armaduras confeccionadas com materiais ferromagnéticos apresentam desempenho superior em relação à intensidade e ao comportamento das forças magnéticas, quando comparadas às fabricadas com materiais paramagnéticos. Assim, materiais como o aço de baixo carbono ou o ferro puro podem ser utilizados, dependendo das exigências de massa e robustez do atuador projetado.

5 ESTUDO DO SISTEMA DE CONTROLE

“Um sistema de controle consiste em subsistemas e processos (ou plantas) construídos com o objetivo de se obter uma saída desejada com um desempenho desejado, dada uma entrada especificada” (Nise, 2012, p. 28). Esses sistemas de controle estão presentes em diversas aplicações, como no posicionamento de servomecanismos multi-eixo (Zhang *et al.*, 2014), no controle de vazão (Pereira, 2014), em sistemas inteligentes de controle de tráfego semafórico (Corrêa, 2022), entre outras. A Figura 22 apresenta um diagrama exemplar de um sistema de controle genérico.

Figura 22 - Diagrama de blocos de um sistema de controle industrial.



Fonte: Ogata (2011).

No caso específico do sistema de amortecimento eletromagnético, torna-se essencial controlar com precisão a corrente nos enrolamentos do eletroímã, a fim de ajustar adequadamente a força de atração gerada. De acordo com Xie *et al.* (2022), a magnitude da força eletromagnética entre o eletroímã e o corpo flutuante é inversamente proporcional ao quadrado da distância entre eles, ou seja, quanto menor a distância, maior a força; e quanto maior a distância, menor a força. Dessa forma, justifica-se a necessidade de um controle rigoroso da corrente aplicada ao sistema. Para isso, é fundamental selecionar uma estratégia de controle adequada, que permita a resposta desejada em tempo real com estabilidade e precisão.

Existem diversas estratégias de controle utilizadas na engenharia de sistemas dinâmicos, entre as quais se destacam os controladores P, PI e PID, a lógica *fuzzy*, o controle por modos deslizantes (*sliding mode control*), as redes neurais artificiais e os métodos de controle adaptativo. Neste trabalho, será explorada a aplicação do controlador PID, com o objetivo de analisar seu desempenho e identificar os desafios associados a essa estratégia no controle do sistema de amortecimento eletromagnético proposto.

5.1 CONTROLE PID

Para ajustar a variável controlada, esses sistemas se baseiam no conceito de realimentação, que consiste em comparar continuamente a saída real do sistema com o valor de referência desejado. A partir dessa comparação, calcula-se o erro, que é então utilizado como base para corrigir a entrada do sistema (Åström; Hägglund, 2006). Essa estratégia permite que a saída seja ajustada em tempo real, promovendo a redução do erro e assegurando maior precisão e estabilidade ao sistema de controle. O controlador PID (Proporcional-Integral-Derivativo) é composto por três ações fundamentais: a ação proporcional (P), a ação integral (I) e a ação derivativa (D). Cada uma dessas ações contribui de maneira específica para o desempenho do sistema de controle. As Equações 43, 44 e 45 representam, respectivamente, as expressões matemáticas dessas três ações.

$$u(t) = k_p e(t) \quad (43)$$

$$u(t) = k_i \int_0^t e(\tau) d\tau \quad (44)$$

$$u(t) = k_d \frac{d}{dt} e(t) \quad (45)$$

A Equação 46 apresenta a expressão do controlador PID.

$$u(t) = k_p e(t) + k_i \int_0^t e(\tau) d\tau + k_d \frac{d}{dt} e(t) \quad (46)$$

onde $u(t)$ é a saída do controlador, $e(t)$ é o erro do sistema (diferença entre a saída desejada e saída real), $e(\tau)$ é o erro em função do tempo e k_p , k_i , e k_d são respectivamente os ganhos proporcional, integral e derivativo.

Conforme Åström e Hägglund (2006), a ação proporcional atua diretamente sobre o erro atual, promovendo uma resposta imediata ao ajustar a saída proporcionalmente ao desvio observado. A ação integral, por sua vez, acumula o erro ao longo do tempo, sendo responsável por eliminar o erro estacionário e garantir que a saída atinja o valor de referência. Já a ação derivativa possui caráter antecipativo, ao considerar a taxa de variação do erro, contribuindo para suavizar a resposta do sistema e melhorar sua estabilidade.

5.2 CONTROLADOR, CONVERSOR DE POTÊNCIA E SENSORES

Neste tópico, será realizada uma breve análise sobre os componentes fundamentais para o funcionamento do sistema de amortecimento eletromagnético: o controlador, o conversor de

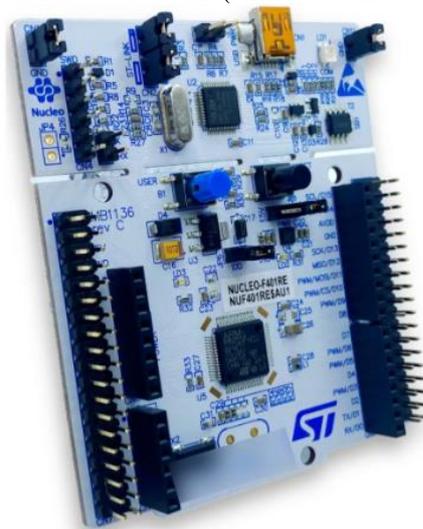
potência e os sensores. Tais elementos são essenciais para garantir o controle adequado da corrente nos enrolamentos dos eletroímãs, possibilitando a atuação precisa do sistema diante das vibrações.

5.2.1 Controlador eletrônico

Para controlar o deslocamento do banco no sistema de amortecimento proposto, é necessário, além da implementação de um controlador PID, o desenvolvimento de um algoritmo específico que estabeleça uma lógica de acionamento alternado dos eletroímãs. Isso porque, para que o banco se mova para cima ou para baixo, apenas um eletroímã deve ser ativado por vez, evitando que ambos atuem simultaneamente e comprometam o funcionamento adequado do sistema. Esse dispositivo também será responsável pela aquisição e manipulação de dados dos sensores. Dessa forma, fica evidente a necessidade de um controlador eletrônico com grandes capacidades de processamento, velocidade de reposta e que apresente um baixo consumo de energia.

Neste contexto, pode-se integrar ao sistema um microcontrolador da família STM32. Baseados no processador ARM Cortex-M3 (ou ARM Cortex-M4), estes microcontroladores oferecem uma estrutura para criação de uma vasta quantidade de sistemas embarcados, desde simples dongles alimentados a bateria até sistemas complexos de tempo real como helicópteros auto-pilotados (Brown, 2012 apud Brown, 2018). A Figura 23 mostra um exemplo deste tipo de microcontrolador.

Figura 23 – Placa Nucleo-F401RE (Arm STM32F401RE Cortex-M4).



Fonte: Mercado livre (2025).

Outra alternativa seria a utilização de um CLP (Controlador Lógico Programável). Esses dispositivos diferenciam-se de outros controladores por utilizarem lógica de programação

sequencial e serem projetados para ambientes industriais, suportando níveis elevados de ruído, interferências eletromagnéticas, variações de temperatura, vibrações mecânicas, entre outras condições, conforme especificado pelos fabricantes (Pereira *et al.*, 2009). O CLP Siemens S7-1500, modelo CPU 1518-4 PN/DP (Figura 24), pode apresentar um desempenho adequado para esta aplicação, pois, além de sua robustez, possui capacidade de processamento suficiente para executar estratégias avançadas de controle com maior precisão e velocidade. No entanto seu elevado custo e volume pode comprometer a viabilidade de implementação do sistema.

Figura 24 – Controlador lógico programável CPU 1518-3 PN/DP – SIMATIC S7-1500.



Fonte: Siemens (2025).

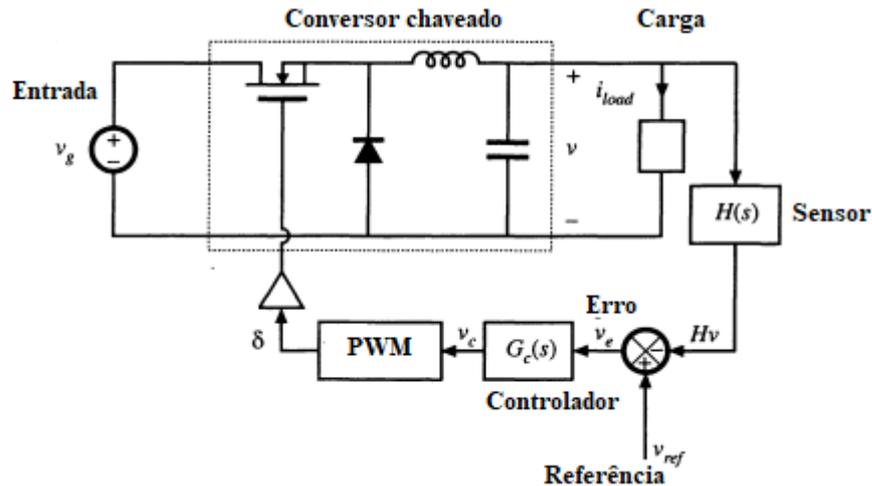
5.2.2 Conversor de potência

Para o funcionamento prático de um sistema de amortecimento eletromagnético, é indispensável a utilização de um conversor de potência do tipo corrente contínua para corrente contínua (CC-CC). Esse dispositivo tem como principal função regular a tensão e/ou a corrente elétrica fornecida ao atuador eletromagnético, conforme a demanda do sistema de controle. Por meio da modulação da largura de pulso (PWM – *Pulse Width Modulation*), o conversor CC-CC é capaz de ajustar dinamicamente a corrente que circula pela bobina do atuador, controlando, assim, a intensidade da força magnética aplicada ao sistema.

O ideal é que o conversor chaveado opere com um circuito de controle dedicado, responsável por ajustar automaticamente o ciclo de trabalho (*duty cycle*) conforme as necessidades do sistema. De acordo com Erickson e Maksimovic (2007), essa estratégia permite que o conversor mantenha uma tensão de saída estável e de alta qualidade, independentemente das variações nas condições de carga ou na tensão de entrada. Isso previne falhas e garante o funcionamento adequado dos dispositivos alimentados pelo conversor, especialmente em aplicações que exigem precisão e confiabilidade, como no sistema de amortecimento

eletromagnético. A Figura 25 apresenta um diagrama de conversores controlados comumente utilizados em aplicações desse tipo.

Figura 25 – Diagrama ilustrativo de conversor chaveado com sistema de controle integrado.



Fonte: Adaptado de Erickson e Maksimovic (2007).

5.2.3 Sensores

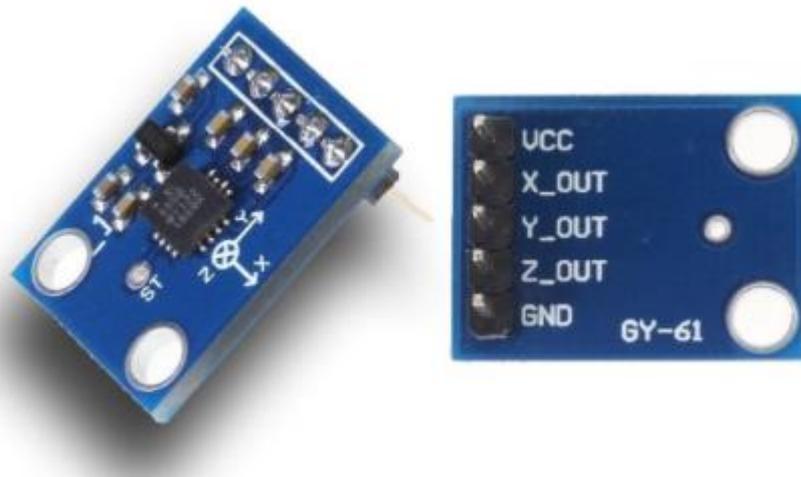
Como mencionado no capítulo 4, o mecanismo proposto deve contar com, no mínimo, dois sensores capazes de medir aceleração e, a partir dela, estimar o deslocamento. O primeiro sensor tem a função de monitorar continuamente o deslocamento do assento, permitindo que o sistema opere em malha fechada, ou seja, com atualização em tempo real da resposta do sistema. Ressalta-se que a corrente necessária para gerar a força eletromagnética depende diretamente da variação do entreferro, que, por sua vez, está relacionada ao deslocamento do assento. Portanto, medir essa variável é essencial para o correto funcionamento do sistema de controle. O segundo sensor deve ser posicionado de modo a medir o deslocamento da carroceria do veículo, servindo como base para gerar o sinal de referência. Esse sinal será utilizado pelo controlador para calcular o erro, o qual será processado pelo compensador a fim de ajustar a atuação do sistema.

Para essa aplicação, pode-se integrar sensores do tipo acelerômetros piezoelétricos, devido à sua alta sensibilidade e resposta rápida, além de sensores indutivos ou LVDTs (Transformadores Diferenciais Variáveis Lineares) para medição precisa de deslocamento. Alternativamente, sensores ópticos de posição também podem ser utilizados, especialmente em ambientes com baixa interferência eletromagnética. Este último pode apresentar problemas de medição justamente por haver interferência eletromagnética gerada pelo próprio mecanismo de

amortecimento, o que pode comprometer a precisão dos dados, especialmente se o sensor for instalado muito próximo à região de maior intensidade do campo magnético.

Portanto, a escolha do sensor deve levar em conta não apenas critérios como faixa de medição, precisão, robustez e compatibilidade com o ambiente operacional do veículo, mas também a imunidade a interferências eletromagnéticas, garantindo assim medições confiáveis mesmo em condições adversas. As Figuras 26 e 27 exibem, respectivamente, um sensor acelerômetro piezoelétrico e um LVDT, que podem ser utilizados nessa aplicação.

Figura 26 - Módulo acelerômetro ADXL335.



Fonte: ElectronicWings (2025).

Figura 27 – Sensor de posição LVDT TE Connectivity MHR 100 DC.



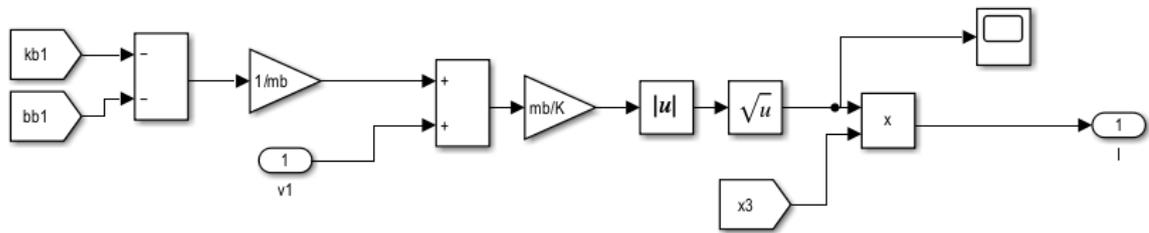
Fonte: RS Components (2025).

5.3 SIMULAÇÃO DO SISTEMA COM E SEM O CONTROLADOR PID

Inicialmente foram realizadas as simulações do sistema de amortecimento sem a presença do controlador PID, apenas para fins de comparação. Dessa forma, a simulação do

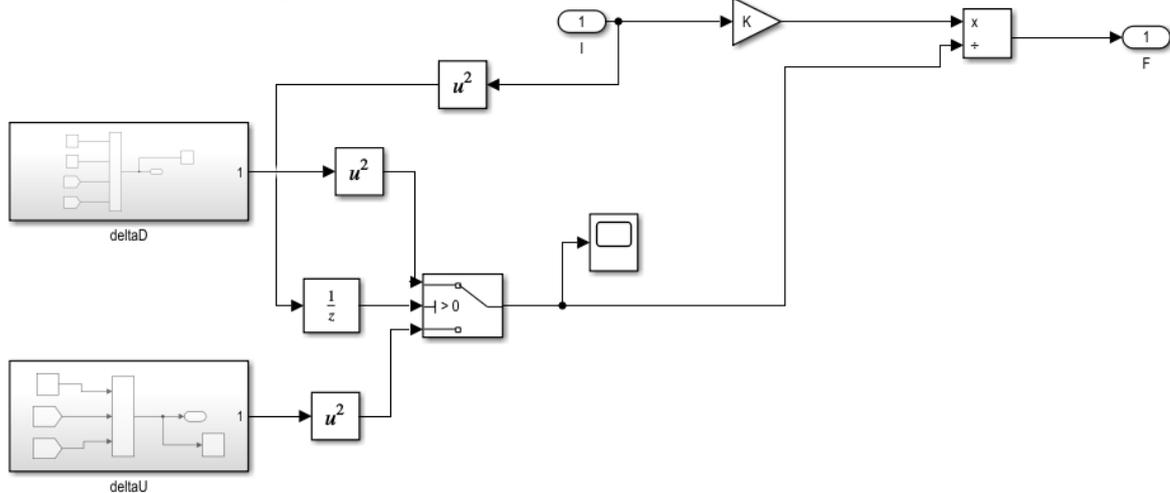
o sistema feita no capítulo 3 do trabalho foi mantida para que sejam aproveitados os diagramas que correspondem ao sistema mecânico obtido na modelagem dinâmica. Contudo, a frequência da excitação de entrada foi reduzida para 1 Hz com a finalidade de melhorar a visualização dos gráficos e observar os efeitos do controlador. Por meio da equação da corrente obtida no processo de linearização do sistema dinâmico, pode-se implementar o cálculo da corrente e da força no Simulink/MATLAB da forma como apresentam, respectivamente, as Figuras 28 e 29:

Figura 28 – Subsistema para cálculo da corrente em tempo real.



Fonte: Autoria própria.

Figura 29 – Subsistema para cálculo da força em tempo real.



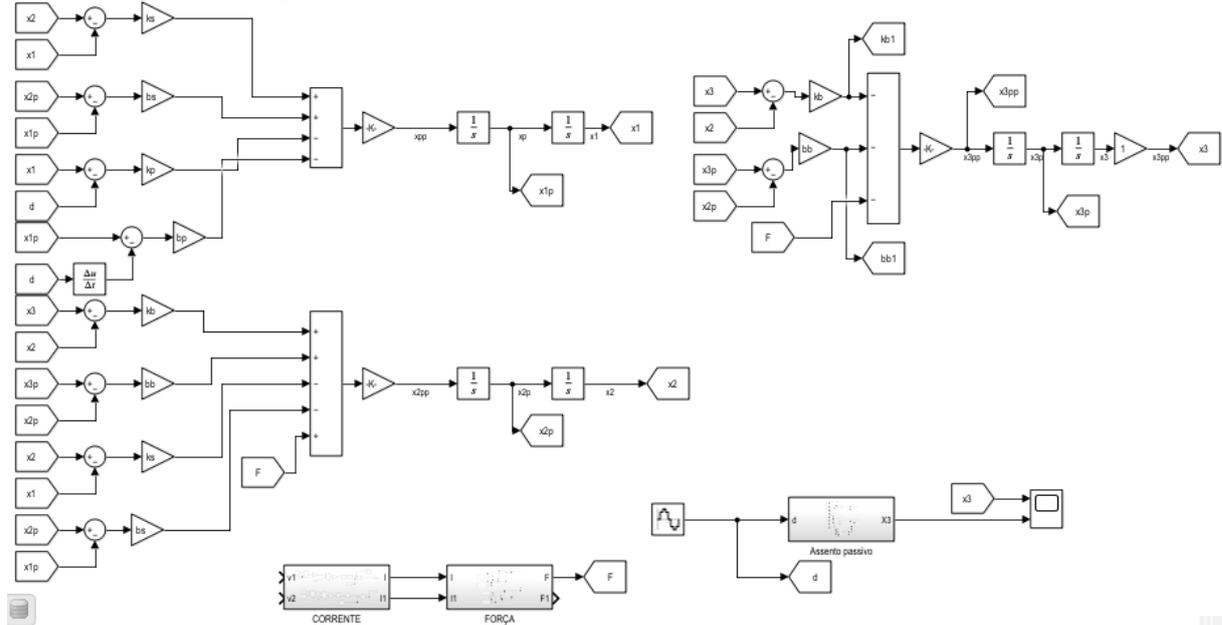
Fonte: Autoria própria.

É importante destacar que, nesta etapa inicial, a entrada de controle de corrente “ v ” foi desconectada para que não haja atuação de um controlador. Essa configuração visa demonstrar o comportamento do sistema em malha aberta, servindo como base comparativa para a análise posterior com o controlador PID acoplado à variável v . O valor de referência para o deslocamento foi definido como sendo 30% do deslocamento vertical da carroceria (X_2), o que representa uma estimativa razoável para a posição de equilíbrio desejada do assento em relação à excitação proveniente da estrutura do veículo.

Adicionalmente, foram considerados parâmetros físicos relevantes para o modelo: uma distância nominal de 0,2 m entre os eletroímãs e um deslocamento inicial de 0,05 m no assento,

simulando a deflexão causada pelo peso do motorista ao sentar-se. Para a constante K , associada às propriedades eletromagnéticas do atuador, foi adotado o valor de 1000, representando um ganho significativo na força gerada em resposta à corrente aplicada. Se caso a força gerada não for suficiente para mover o banco, deve-se aumentar o número de espiras de cada bobina e/ou aumentar a área da seção transversal do imã, o que resulta em um aumento da constante K . A Figura 30 mostra o diagrama da simulação no Simulink/MATLAB.

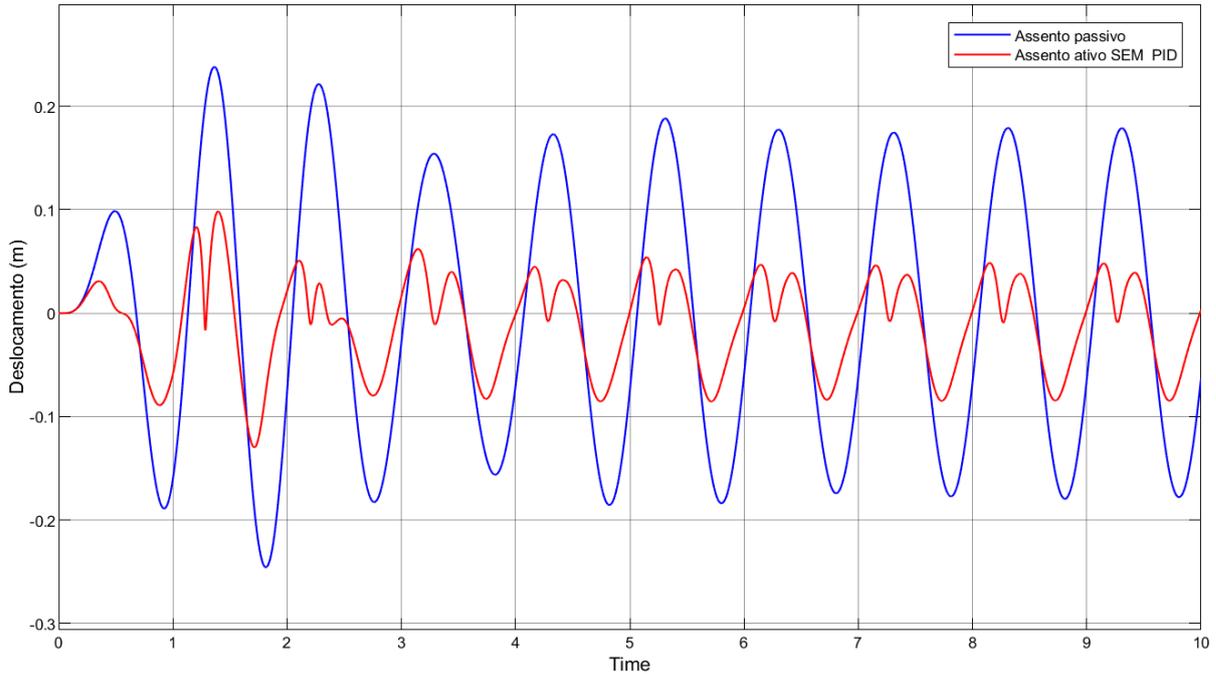
Figura 30– Diagrama completo da simulação sem o controlador PID no Simulink/MATLAB.



Fonte: Autoria própria.

A Figura 31 apresenta a resposta do sistema simulado. Observa-se que o deslocamento do banco foi reduzido em relação ao sistema passivo modelado no capítulo 3. Contudo, a curva resultante apresenta irregularidades e vibrações indesejáveis em todos os instantes da simulação. Este comportamento não é o desejado para a aplicação, podendo danificar os componentes e gerar desconforto para o motorista. Diante disso, torna-se necessário introduzir o controlador PID, cuja função é atuar sobre a corrente de controle, a fim de mitigar essas imperfeições e suavizar a resposta do deslocamento.

Figura 31 – Resposta em deslocamento do assento ativo sem controlador em comparação com o assento passivo.



Fonte: Autoria própria.

Para a implementação do controlador PID, foi utilizado o bloco *PID Controller* do Simulink, cuja saída foi conectada ao subsistema responsável pelo cálculo da corrente, enquanto a entrada de erro foi conectada à diferença entre a referência e o deslocamento real do sistema. A definição inicial dos ganhos foi realizada por meio da funcionalidade *Automated Tuning*, disponível no próprio Simulink, a qual utiliza algoritmos de sintonia automática com base na resposta do sistema em malha fechada.

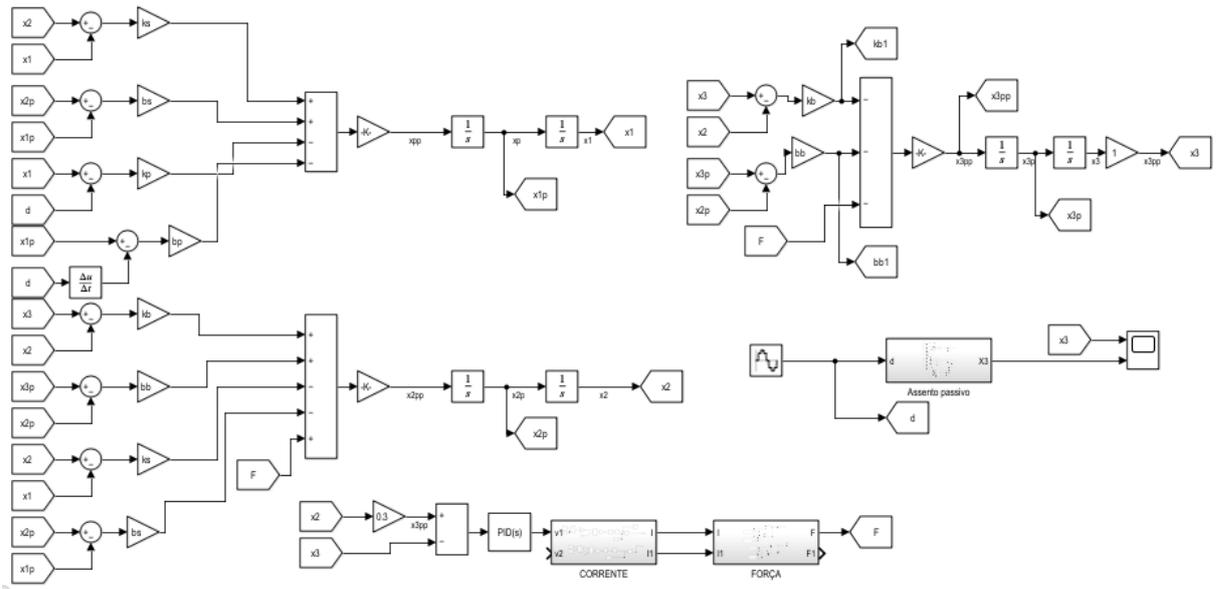
Contudo, após análises e simulações, verificou-se a necessidade de ajustes manuais nos parâmetros do controlador, de modo a obter um desempenho dinâmico mais estável e com menor sobrelevação. Os valores dos ganhos utilizados estão apresentados na Tabela 3. As Figuras 32 e 33 ilustram, respectivamente, o diagrama da simulação no ambiente MATLAB/Simulink e o gráfico do comportamento do sistema com o controlador implementado.

Tabela 3 – Ganhos do controlador PID.

	GANHOS
P	198,4
I	1
D	36,77

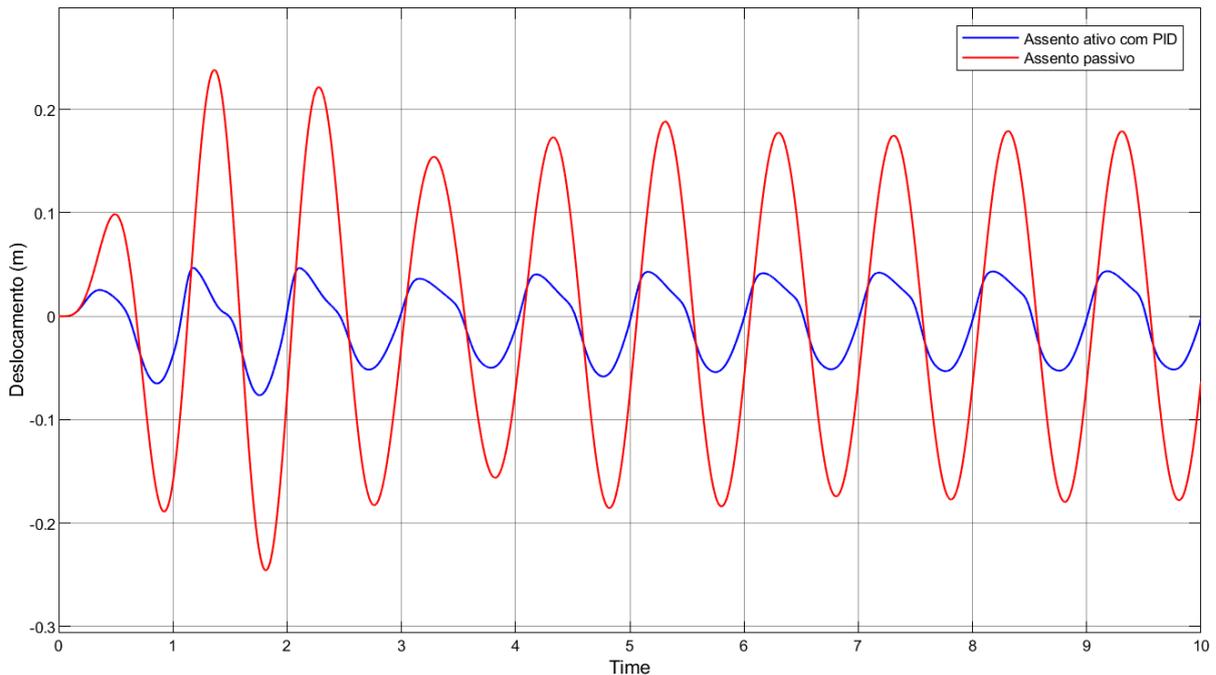
Fonte: Autoria própria.

Figura 32 – Diagrama completo da simulação do sistema com PID no Simulink/MATLAB.



Fonte: Autoria própria.

Figura 33 – Resposta em deslocamento do assento ativo com PID em comparação com a resposta do assento passivo.

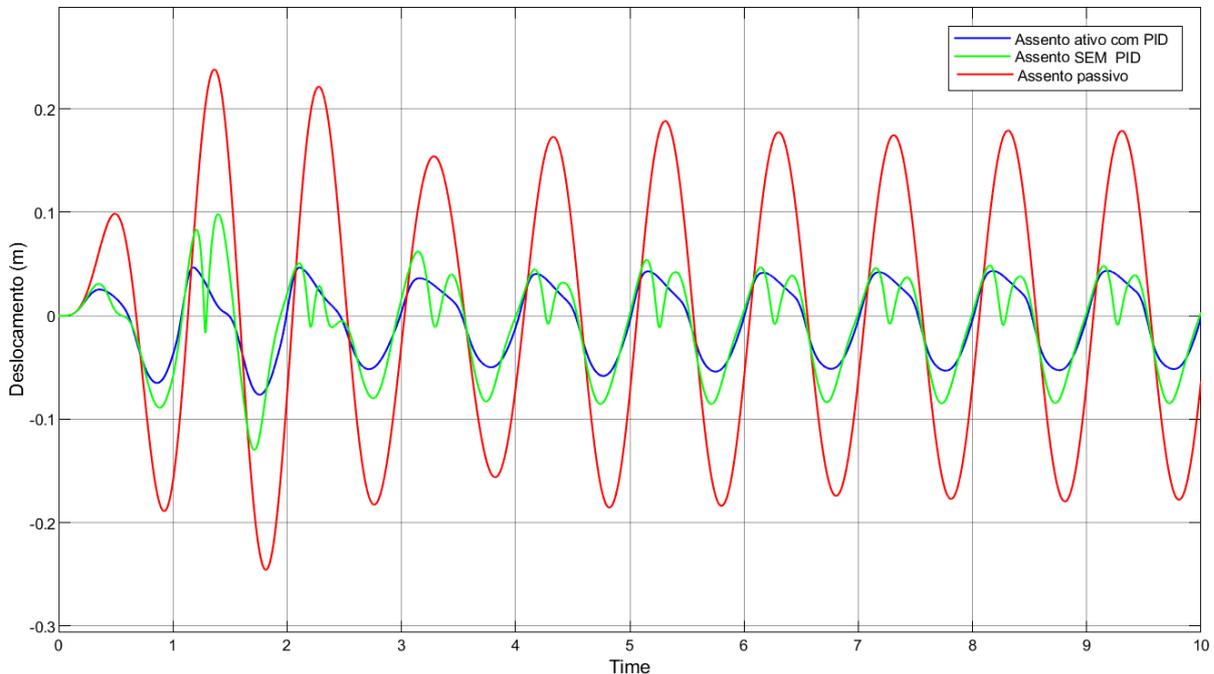


Fonte: Autoria própria.

Ao observar o gráfico, tornam-se evidentes os efeitos da atuação do controlador PID sobre a dinâmica do sistema. A resposta do deslocamento apresenta uma amplitude significativamente menor e uma atenuação notável das oscilações indesejadas, que estavam presentes na simulação sem controle. Essa melhora reflete a capacidade do PID em agir diretamente na corrente de excitação do atuador eletromagnético, proporcionando um

amortecimento mais eficiente. A Figura 34 apresenta o comparativo entre os três cenários simulados, evidenciando a superioridade da resposta com controle ativo.

Figura 34 – Comparativo entre as respostas em deslocamento dos três sistemas simulados no Simulink/MATLAB.

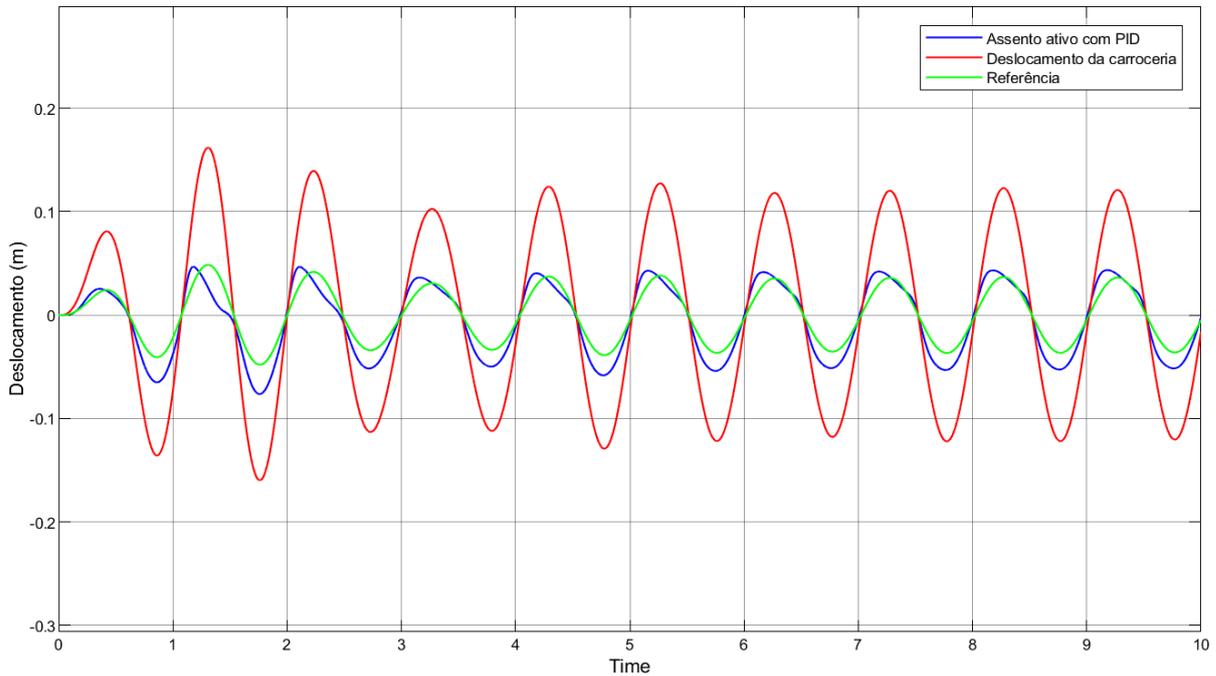


Fonte: Autoria própria.

A Figura 35 ilustra a comparação entre o deslocamento de referência e a resposta real do sistema com o controlador PID implementado. Observa-se que, apesar da atuação do controlador na tentativa de seguir a referência, ainda persiste um erro entre as curvas, mais evidente nas primeiras oscilações da resposta. Essa discrepância é atribuída às limitações da sintonia automática do PID, que, embora prática, nem sempre resulta em um desempenho ótimo para sistemas dinâmicos mais complexos. Além disso, é importante destacar que a referência utilizada é uma onda senoidal, enquanto o controlador PID foi sintonizado para responder adequadamente a uma referência unitária, como um degrau. Essa incompatibilidade entre o tipo de referência e o modelo de controle contribui significativamente para o erro de rastreamento observado.

Para mitigar esse erro e aprimorar a precisão do sistema, seria necessário realizar o projeto completo do controlador, definindo critérios de desempenho, como a margem de erro admissível, para então calcular os parâmetros PID de forma mais adequada às exigências da aplicação. Outra alternativa seria a utilização de um controlador ressonante, pois como a referência é caracterizada por um sinal senoidal, ele possui um desempenho melhor ao rastrear este tipo de sinal, quando comparado ao controlador PID.

Figura 35 – Comparativo entre o deslocamento da carroceria, a referência e o valor real de deslocamento do assento ativo controlado.



Fonte: Autoria própria.

Contudo, apesar da presença do erro em relação à referência, o sistema apresentou um desempenho satisfatório dentro do escopo proposto, demonstrando a viabilidade funcional de um atenuador de vibrações eletromagnético baseado na configuração estudada neste trabalho. A resposta obtida evidenciou a capacidade do sistema ativo em reduzir significativamente o deslocamento e suavizar as oscilações do sistema, contribuindo para o aumento do conforto dinâmico.

6 CONCLUSÃO

Este trabalho teve como objetivo, por meio de um estudo teórico e computacional, compreender o funcionamento e a viabilidade de implementação de um sistema de amortecimento eletromagnético. A proposta não se restringe apenas à aplicação em assentos de ônibus, mas se estende a diversos tipos de veículos automotores expostos continuamente a vibrações oriundas das irregularidades do solo.

Para tal, foram realizadas simulações comparativas entre o comportamento dinâmico de um assento convencional (passivo) e de um assento equipado com sistema de amortecimento ativo, com foco na resposta de deslocamento vertical. Essas análises permitiram evidenciar as vantagens da aplicação de sistemas ativos de controle de vibração, especialmente no que diz respeito à redução de oscilações e ao aumento do conforto ao usuário. As simulações foram baseadas em modelos extraídos da literatura, adaptados e integrados a estratégias de controle utilizando um controlador PID.

Adicionalmente, o trabalho abordou aspectos construtivos do mecanismo, como a topologia do atuador eletromagnético, os componentes necessários para seu funcionamento e os materiais adequados para sua construção. Com isso, esta pesquisa fornece diretrizes iniciais que podem orientar o desenvolvimento prático de sistemas de amortecimento eletromagnético, contribuindo com o avanço de soluções inovadoras no setor automotivo, especialmente no que se refere ao conforto e segurança veicular.

7 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para estudos futuros voltados à implementação prática de um sistema de amortecimento eletromagnético, é essencial realizar simulações do campo magnético gerado pelo atuador. Essas simulações possibilitam a análise da distribuição e intensidade das forças de atração ou repulsão que atuam sobre a armadura do mecanismo, permitindo avaliar seu desempenho físico antes da construção do protótipo. Além disso, é fundamental realizar um estudo detalhado sobre a corrente elétrica necessária para gerar o campo magnético desejado, uma vez que este parâmetro influencia diretamente o dimensionamento dos componentes do sistema.

Tais análises podem ser conduzidas por meio do *software* FEMM (*Finite Element Method Magnetics*), um conjunto de ferramentas baseadas no método dos elementos finitos, capaz de resolver problemas eletromagnéticos de baixa frequência em geometrias bidimensionais planas ou em estruturas tridimensionais com simetria axial (Sato; Correa; Bruno, 2019).

No que se refere ao sistema de controle, recomenda-se a investigação e implementação de estratégias de controle mais robustas e avançadas, tais como lógica *fuzzy*, controle por modos deslizantes (*Sliding Mode Control*), controle adaptativo, controlador ressonante e controle por realimentação de estados, que podem proporcionar melhor desempenho frente às não linearidades e incertezas do sistema. Caso se opte por manter a utilização de um controlador PID, é altamente recomendável realizar o projeto completo do controlador, com base nos critérios de desempenho desejados, como tempo de acomodação, ultrapassagem e erro em regime permanente. Essa abordagem garante que os parâmetros de controle sejam determinados de forma criteriosa, resultando em uma resposta mais eficiente e estável do sistema.

Com o objetivo de proporcionar maior conforto ao condutor, uma recomendação relevante seria o aprimoramento do sistema de amortecimento para que este seja capaz de atenuar não apenas vibrações na direção vertical, mas também aquelas oriundas de movimentos horizontais, como os causados pelo balanço lateral da carroceria, curvas acentuadas e outras perturbações dinâmicas do veículo.

Para alcançar esse nível de desempenho, seria necessário desenvolver um modelo dinâmico com mais graus de liberdade, que represente de forma mais abrangente os movimentos do assento e da carroceria. Uma alternativa eficaz seria a adoção do modelo *full-car*, que permite uma análise mais precisa dos modos de vibração *bounce* (movimento vertical), *pitch* (movimento de cabeceio) e *roll* (movimento de rolamento), fornecendo uma base mais robusta para o desenvolvimento de estratégias de controle em múltiplos eixos.

REFERÊNCIAS

- ÅSTRÖM, K. J.; HÄGGLUND, T. **Advanced PID control**. ISA-The Instrumentation, Systems and Automation Society, 2006.
- BALBINOT, A.; TAMAGNA, A. Avaliação da transmissibilidade da vibração em bancos de motoristas de ônibus urbanos: um enfoque no conforto e na saúde. **Revista Brasileira de Engenharia Biomédica**, v. 18, n. 1, p. 31-38, jan/abr 2002.
- BASILIO, J. C. **Simulação e otimização de uma suspensão veicular considerando segurança e conforto do usuário em um perfil de estrada irregular**. 2019. 162 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2019.
- BEER, F.; JOHNSTON JUNIOR, E. R.; CORNWELL, P. J. **Mecânica vetorial para engenheiros: dinâmica**. 9. ed. São Paulo: AMGH, 2012.
- BOFF, B. H. B. **Modelagem e controle de um atuador eletromagnético linear tubular para aplicação em suspensão ativa**. 2023. 90 f. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2023.
- BROWN, Geoffrey. Descobrindo o microcontrolador STM32. Tradução da turma de Engenharia de Automação e Controle do Instituto Federal do Espírito Santo – Campus Serra, como trabalho da disciplina Arquitetura de Computadores. Serra: IFES, 2018. Tradução de: **Discovering the STM32 Microcontroller**. 2012. Disponível em: https://www.academia.edu/download/64863872/Descobrindo_o_STM32.pdf. Acesso em: 12 jun. 2025.
- CHAFFIN, D. B., ANDERSSON, G. B. J., MARTIN, B. J. **Occupational biomechanics**. New York: WileyInterscience, 1999.
- CHOI, S. B.; AHN, K. K. **Magnetorheological fluid fechnology: applications in Vehicle systems**. Boca Raton. CRC Press, 2012.
- CORRÊA, J. H. D. **Controle inteligente de semáforos utilizando a lógica fuzzy**. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Eletrônica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Campo Mourão, 2022.
- DINIZ, D. **Estudo da dinâmica vertical em suspensão duplo a de um veículo off-road tipo baja**. Dissertação (Pós-Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Campina Grande, 2014.
- ECKERT, P. R. **Metodologia de projeto de atuador eletromagnético linear para sistemas de suspensão semiativa e ativa**. 2016. 161 f. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.
- ELECTRONICWINGS. **ADXL335 Accelerometer Module**. Disponível em: <https://www.electronicwings.com/sensors-modules/adxl335-accelerometer-module>. Acesso em: 01 jul. 2025.

ERICKSON, R. W.; MAKSIMOVIC, D. **Fundamentals of power electronics**. Springer Science & Business Media, 2007.

FISCHER, D.; ISERMANN, R. Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions. **Control Engineering Practice**, Amsterdam, v. 12, n. 11, p. 1353–1367, nov. 2004.

GENTA, G.; MORELLO, L. **The automotive chassis: volume: 2: system design**. New York. Springer, 2009.

HIBBELER, R. **Dinâmica: mecânica para engenharia**. 10. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2005.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 2631-1: mechanical vibration and shock – evaluation of human exposure to whole-body vibration – part 1: general requirements**. Geneva, Switzerland: ISO, 1997.

JEAN, S. **Estudo de vibrações aplicada a um protótipo veicular modelo baja SAE**. UEMA, 2019.

FERNANDES, J. da S. **Uso de suspensão ativa na redução da vibração ocupacional transmitida a operadores de trator agrícola através do assento**. 2017. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul-UFRGS, 2017.

KRAUS, J. D.; FLEISCH, D. A. **Electromagnetics with Applications**. 5. ed. McGraw-Hill, 1999.

LI, P.; ZHANG, W.; WANG, X. **Electromagnetic suspension systems: modeling and control**. Elsevier, 2020.

LOJA DO ÍMÃ. **Ímãs de neodímio–disco**. Loja do Ímã. Disponível em: <https://www.lojadoima.com.br/imas-de-neodimio/disco>. Acesso em: 15 jun. 2025.

MARTINS, I.; ESTEVES, M.; SILVA, F.; VERDELHO, P. Electromagnetic hybrid active-passive vehicle suspension system. In: VEHICULAR TECHNOLOGY CONFERENCE, 49., 1999, Houston. **Proceedings...** New York: IEEE, 2007. p. 2273-2277.

MERCADO LIVRE. **Arm STM32F401RE Cortex-M4 Nucleo F401RE F4 MCU STM32-F401RE**. Disponível em: https://produto.mercadolivre.com.br/MLB-2067332108-arm-stm32f401re-cortex-m4-nucleo-f401re-f4-mcu-stm32-f401re-_JM. Acesso em: 15 jul. 2025.

MINISTÉRIO DO TRABALHO E EMPREGO. **NR 15 :Atividades e operações insalubres**. Portaria n.º 3.214, de 08 de junho de 1978. Brasília: MTE, 1978. Disponível em: <https://www.gov.br/trabalho-e-emprego/pt-br>. Acesso em: 09 jun. 2025.

MIZUSHIMA, D. M. **Otimização de parâmetros de suspensão veicular com algoritmo heurístico QPSO**. 2017. 27 f. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.

MORRIS, C.; PHILIP, B. **Advanced automotive suspension technologies**. Wiley, 2018.

MRAD, L. F. **Modelo computacional half-car para estudos de resposta vibracional e do conforto de veículos de passeio considerando o banco e o motorista**. UFMG, 2018.

NISE, N. S. **Engenharia de sistemas de controle**. 6. ed. São Paulo: LTC, 2012.

OGATA, K. **Engenharia de Controle moderno**. 5. ed. Editora LTC, 2011.

PEREIRA, F.; BOTELHO, G.; ROSÁRIO, M.; MENDES, M. **Controle de eixos de máquinas industriais utilizando CLP e inversor de frequência**. Monografia (Tecnólogo em Manutenção Industrial) - UNIVALE Universidade Vale do Rio Doce FENG: Faculdade de Engenharia, Governador Valadares, 2009.

PEREIRA, P. V. Sintonia de um controlador PID em um sistema de controle de vazão.

Revista da Graduação, v. 7, n. 2, 2014. Disponível em:

<https://revistaseletronicas.pucrs.br/graduacao/article/view/19526>. Acesso em: 2 jul. 2025.

RAO, S. S. **Mechanical vibrations**. 6. ed. New Jersey: Pearson, 2017.

RS COMPONENTS. **LVDT Position Sensor: TE Connectivity MHR 100 DC, ±2.5 mm, IP65**. Disponível em: <https://uk.rs-online.com/web/p/motion-control-sensors/7271350>.

Acesso em: 29 jul. 2025.

SATO, A. A.; CORREA, E. L.; BRUNO, F. O. **Desenvolvimento de um amortecedor mecânico ativo baseado em princípios eletromagnéticos e de controle de sistemas**. 90 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia de Controle e Automação) – Departamento Acadêmico de Eletrotécnica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2017.

SIEMENS. **Controlador lógico programável CPU 1518-3 PN/DP – SIMATIC S7-1500**.

Disponível em:

<https://mall.industry.siemens.com/mall/pt/br/Catalog/Product?mlfb=6ES7518-3AT10-0AB0&SiepCountryCode=BR>. Acesso em: 15 jul. 2025.

SUPERMAGNETE. **Neodymium magnets: the super-strong ones**. 2025. Disponível em:

<https://www.supermagnete.de/eng/supermagnete-strong-neodymium-magnets>. Acesso em: 11 ago. 2025.

XIE, P.; CHE, Y.; LIU, Z.; WANG, G. Research on vibration reduction performance of electromagnetic active seat suspension based on sliding mode control. **Sensors**, Basel: MDPI, v. 22, n. 15, p. 1–19, ago. 2022. Disponível em: <https://www.mdpi.com/1424-8220/22/15/5916>. Acesso em: 11 jun. 2025.

XUE, X.; CHENG, K.; ZHANG, Z.; LIN, J.; WANG, D.; BAO, Y.; WONG, M.; CHUENG, N. Study of art of automotive active suspensions. **2011 4th International Conference on Power Electronics Systems and Applications, PESA 2011**, p. 1–7, 2011.

ZHANG, Z.; YAN, P.; JIANG, H.; YE, P. A discrete time-varying internal model-based approach for high precision tracking of a multi-axis servo gantry. **ISA Transactions**, v. 53, n. 5, p. 1695–1703, 2014.

	INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DA PARAÍBA
	Campus Cajazeiras - Código INEP: 25008978
	Rua José Antônio da Silva, 300, Jardim Oásis, CEP 58.900-000, Cajazeiras (PB)
	CNPJ: 10.783.898/0005-07 - Telefone: (83) 3532-4100

Documento Digitalizado Restrito

TCC

Assunto:	TCC
Assinado por:	Jonas Sousa
Tipo do Documento:	Dissertação
Situação:	Finalizado
Nível de Acesso:	Restrito
Hipótese Legal:	Informação Pessoal (Art. 31 da Lei no 12.527/2011)
Tipo do Conferência:	Cópia Simples

Documento assinado eletronicamente por:

- Jonas Bento Sousa, ALUNO (202012240007) DE BACHARELADO EM ENGENHARIA DE CONTROLE E AUTOMAÇÃO - CAMPUS CAJAZEIRAS, em 29/08/2025 14:46:28.

Este documento foi armazenado no SUAP em 29/08/2025. Para comprovar sua integridade, faça a leitura do QRCode ao lado ou acesse <https://suap.ifpb.edu.br/verificar-documento-externo/> e forneça os dados abaixo:

Código Verificador: 1590877
Código de Autenticação: fc62c7725a

