

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

ANÁLISE COMPARATIVA DE MÉTODOS DE CONTROLE APLICADOS A SUSPENSÃO
VEICULAR SEMIATIVA

por

Kevin Ceccon Seifert

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, fevereiro de 2024.

CIP - Catalogação na Publicação

Seifert, Kevin Ceccon
Análise comparativa de métodos de controle aplicados à suspensão
veicular semiativa. Kevin Ceccon Seifert. -- 2024.
15 f.

Orientador : Herbert Martins Gomes.
Coorientador: Walter Jesus Paucar Casas.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) -- Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto Alegre, BR-RS, 2024.

1.Controle semi-ativo de vibrações. 2. VFC. 3.Dinâmica veicular. 4.PID. 5.Vibrações. I. Gomes, Herbert Martins, orient. II. Casas, Walter Jesus Paucar, coorient. III. Título.

Elaborada pelo Sistema de Geração Automática de Ficha Catalográfica da UFRGS com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Kevin Ceccon Seifert

ANÁLISE COMPARATIVA DE MÉTODOS DE CONTROLE APLICADOS À SUSPENSÃO
VEICULAR SEMIATIVA

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS RE-
QUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Ignácio Iturrioz
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador : Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Coorientador: Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Ignácio Iturrioz

Prof. Dr. Juan Pablo Raggio Quintas

Prof. Dr. Felipe Tempel Stumpf

Porto Alegre, fevereiro de 2024.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho de conclusão ao meu pai, Marco André Seifert, que tanto me apoiou ao longo de todos os anos que durou minha graduação; à minha mãe, aos meus avós e ao meu irmão pelo incentivo que me deram, em especial, durante o período da realização deste trabalho. Aos meus amigos, sempre preocupados com meu bem-estar, que me proporcionaram momentos inesquecíveis de alegria. Ao meu orientador, Herbert Martins Gomes, por toda a contribuição que tornou possível este trabalho, e especialmente pela sua compreensão e paciência para lidar com situações adversas que surgiram ao longo do caminho. Por fim, a todos que me acompanharam e auxiliaram nessa jornada.

EPÍGRAFE

“O conhecimento é uma questão de ciência, não admite a menor desonestidade ou presunção. O que se requer é precisamente o contrário - honestidade e modéstia”

Mao Zedong

SUMÁRIO

DEDICATÓRIA.....	iv
EPIGRAFE.....	v
SUMÁRIO.....	vi
LISTA DE FIGURAS	vii
LISTA DE TABELAS	viii
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Motivação.....	1
1.2 Objetivos	2
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	2
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	3
3.1 Modelagem do sistema.....	3
3.1.1 Equações de movimento.....	4
3.1.2 Variáveis em Espaço de estados	4
3.2 Controle de sistemas	5
3.2.1 Controlador proporcional, integrativo e derivativo (PID)	5
3.2.2 Controlador Linear Quadrático (LQR)	5
3.2.3 Controlador por feedback variacional (VFC).....	6
3.3 Parâmetro para comparação de conforto.....	8
4. METODOLOGIA.....	8
4.1 Modelagem do sistema em <i>Simulink</i>	8
4.2 Descrição dos casos a serem analisados.....	8
5. RESULTADOS	8
5.1 Suspensão passiva	9
5.2 Controle PID	10
5.3 Controle LQR.....	12
5.4 Controle VFC.....	12
5.5 Comparação dos resultados.....	13
6. CONCLUSÃO.....	14
6.1 Sugestões para trabalhos futuros.....	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	15

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Sistema de $\frac{1}{4}$ de veículo com 2 GDLs (Adaptado de Jazar, 2008).	3
Figura 2 – Controle PID aplicado a um sistema (planta) genérico.....	5
Figura 3 – Controle LQR aplicado a um sistema qualquer.	6
Figura 4 – Diagrama do controle VFC (Adaptado de Carcaterra e Pepe, 2016).	7
Figura 5 – Irregularidade de pista do tipo semi-seno (lombada).	9
Figura 6 – <i>Simulink</i> para o modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo com suspensão passiva.	9
Figura 7 – Aceleração da suspensão passiva para o perfil degrau.....	10
Figura 8 – Aceleração da suspensão passiva para o perfil lombada.	10
Figura 9 – <i>Simulink</i> para o modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo com controle ativo PID.	11
Figura 10 – Aceleração da suspensão semiativa com controle PID para o perfil degrau.....	11
Figura 11 – Aceleração da suspensão semiativa com controle PID para o perfil lombada.....	11
Figura 12 – Aceleração da suspensão ativa com controle LQR para o perfil lombada.	12
Figura 13 – Modelo em <i>Simulink</i> para o modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo com controle ativo VFC.....	13
Figura 14 – Aceleração da suspensão semiativa com controle VFC para o perfil degrau.....	13
Figura 15 – Aceleração da suspensão semiativa com controle VFC para o perfil lombada.....	13

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados de rigidez, massa e amortecimento para o modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo (Adaptado de Carcaterra e Pepe, 2016).	4
Tabela 2 – Acelerações obtidas para a suspensão passiva.....	9
Tabela 3 – Acelerações obtidas para a suspensão semiativa com controlador PID.	10
Tabela 4 – Acelerações obtidas para a suspensão semiativa com controlador PID.	12
Tabela 5 – Reduções percentuais de cada método de controle.....	14

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO – 2023

ANÁLISE COMPARATIVA DE MÉTODOS DE CONTROLE APLICADOS À
SUSPENSÃO VEICULAR SEMIATIVA

Seifert, Kevin Ceccon

cseifertkevin@gmail.com

Resumo. A exposição de um motorista à vibração do veículo, quando por longos períodos, pode ocasionar o surgimento de diversos problemas de saúde. Tendo isso em vista, a atenuação das vibrações causadas pelo perfil das estradas se torna algo basilar para se garantir a boa saúde de motoristas de caminhões, taxis e ônibus; visto que estes estão expostos por várias horas ao dia. Para se atenuar as vibrações pode-se utilizar uma suspensão ativa, semiativa ou passiva, sendo aplicado um método de controle para as duas primeiras formas. Este trabalho visa analisar e comparar o desempenho dos controles PID (proporcional, integrativo e derivativo) e VFC (controlador de feedback variacional) quando aplicados a um sistema de suspensão semiativa. Para isso, serão realizadas simulações através do ambiente Simulink do software Matlab com diferentes perfis de estrada.

Palavras-chave: Controle Semiativo de Vibrações, VFC, Dinâmica veicular, PID, Vibrações.

Comparative analysis of control methods applied to semi-active vehicle suspension

Abstract. The exposure of a driver to vehicle vibration, especially over extended periods, can lead to the development of a variety of health issues. Bearing this in mind, mitigating said vibrations becomes fundamental to ensuring a good health of workers such as truck, bus and taxi drivers, as they are exposed for several hours daily. To attenuate the vibrations, active, semi-active or passive suspension systems can be employed, with a control method being applied to the first two cases. This study aims to analyze and compare the performance of different control methods applied to a semi-active suspension system. The methods studied are the PID e VFC controls; for each one, simulations of different road profiles will be run through Simulink, a platform of the Matlab software, and the acceleration data will be collected, as it will be the main information to be used for the performance comparison.

Keywords: Semiactive Vibration Control, VFC, Vehicle Dynamics, PID, Vibrations.

1. INTRODUÇÃO

A importância do controle da vibração em veículos está em garantir o conforto dos ocupantes, assim como preservar a integridade estrutural do veículo. Vibrações indesejadas podem resultar em desconforto para os passageiros e até mesmo causar fadiga ao longo do tempo, afetando a qualidade da experiência de condução. Além disso, a vibração excessiva pode ter efeitos negativos sobre os componentes mecânicos do veículo (fadiga), contribuindo para o desgaste prematuro e possíveis falhas. Em sistemas automotivos, a vibração pode ser originada de diversas fontes, como irregularidades na superfície da estrada, motor, desbalanceamento nas rodas, ou até mesmo de componentes mecânicos mal projetados.

Para controlar a vibração em veículos, são aplicadas técnicas de engenharia que envolvem o projeto adequado de suspensões, amortecedores e sistemas de isolamento. Algoritmos de controle ativo, que ajustam dinamicamente as características do sistema em tempo real, também são empregados para otimizar o desempenho de supressão de vibrações, entretanto apenas em situações específicas não sendo tão difundida quanto à atenuação por sistemas passivos. Quando se trata de sistemas automotivos, as suspensões desempenham um papel fundamental na suavização dos movimentos resultantes das imperfeições encontradas nas estradas, como buracos, que causam vibrações verticais de diversas intensidades no veículo, provocando desconforto aos ocupantes.

As suspensões veiculares podem ser classificadas em três categorias: passiva, ativa e semiativa, sendo a suspensão passiva a mais comumente utilizada nos dias de hoje. A suspensão passiva simplesmente dissipa a energia mecânica através de um amortecedor, sem aplicar nenhum tipo de controle, enquanto que as outras suspensões possibilitam a aplicação de métodos de controle com realimentação. A suspensão semiativa, em particular, oferece a possibilidade de controlar o amortecimento do sistema, o que resulta numa atenuação das vibrações mais eficiente. Nesse contexto, em termos de conforto, a suspensão semiativa supera a passiva. Tendo esse aumento de eficiência na atenuação das vibrações como objetivo, podem-se aplicar diversos métodos de controle para o amortecimento do sistema.

1.1 Motivação

O estudo do controle de vibração ativa em veículos é motivado por diversos fatores que têm impacto direto na segurança, conforto e desempenho dos veículos. O controle pode minimizar a transmissão de vibrações indesejadas do veículo para os ocupantes, fator importante para veículos de passageiros. Em termos de segurança, as vibrações excessivas podem comprometer a segurança do veículo, afetando o desempenho dos sistemas mecânicos, como freios e suspensões, podendo o controle ativo preservar a estabilidade e integridade estrutural do veículo. Em termos de veículos de alto desempenho, como automóveis esportivos, o controle ativo de vibração é essencial para otimizar o desempenho dinâmico fazendo-o manter uma aderência eficaz à estrada, contribuindo para uma melhor dirigibilidade e controle. Além do mais, ainda é possível melhorar a eficiência de consumo de combustível e a autonomia nos veículos elétricos.

Por outro lado, a exposição de uma pessoa a vibrações de forma contínua e por longos períodos pode ocasionar o desenvolvimento diversos problemas de saúde; um trabalhador, dependendo de seu setor, pode se encontrar em situações de exposição a vibrações por períodos prolongados. Pode-se dar destaque, dentro desta situação, aos motoristas de caminhão, ônibus e taxi, cujas jornadas de trabalho incluem a exposição à vibração em sua totalidade, portanto tendo em vista a preservação da saúde desses trabalhadores, a atenuação das vibrações é de suma importância ao se projetar um veículo. Em se tratando de maximizar essa atenuação, torna-se interessante o uso de sistemas de suspensão controlados, visto que um sistema de suspensão passiva tem sua eficiência limitada quando as excitações são diferentes daquelas para as quais o sistema foi projetado. Tendo-se determinado que o uso de um sistema semiativo ou ativo é preferível, sobra a questão de qual método de controle se utilizar no projeto do sistema.

1.2 Objetivos

Este trabalho tem por objetivo estudar o comportamento de dois métodos de controle frente a diferentes excitações sofridas por um sistema de suspensão semiativa e comparar o desempenho de cada método através de um índice de conforto. O objetivo fundamental do trabalho é, portanto, determinar qual método de controle tem o melhor desempenho na atenuação das vibrações.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

As vibrações transmitidas ao corpo humano podem ser classificadas em dois grupos: vibração transmitida ao corpo inteiro (VCI) e vibração localizada (VL) (Lopes, 2012). A exposição a essas vibrações tem efeitos danosos à saúde humana, efeitos esses que vão desde distúrbios na lombar, como a hérnia de disco, para a VCI até a deterioração de células receptoras, no caso das VL (Bovenzi, 2005).

O tema de controle ativo e semiativo tem tido interesse desde longa data. Em Gordon et al. (1994) foi comparado o desempenho das concepções de controladores de suspensão de segunda geração com um controlador de suspensão ativa de referência simples. O estudo demonstrou as vantagens potenciais destes sistemas de segunda geração, alargando o índice de desempenho com abordagens de controle ativo tipo LQG/LQR. Foram investigados: controle ótimo não linear, controle com previsão da superfície da estrada e controle ótimo H_∞ , comparando seus desempenhos com um controlador LQG de referência numa série de condições de funcionamento. Eles concluem que as concepções de segunda geração têm o potencial de melhorar significativamente o desempenho da suspensão, em especial quando se dispõe de um conhecimento prévio da pista.

As possibilidades de melhorar o desempenho de condução e manuseamento dos caminhões de distribuição utilizando sistemas mecatrônicos modernos é discutido em Holdmann e Holle (1999), centrando-se especificamente na análise dos efeitos de diferentes sistemas de suspensão no conforto do veículo e na segurança da condução. O estudo se utilizou de simulações numéricas para analisar o desempenho de um caminhão de entregas com vários sistemas de suspensão, incluindo sistemas adaptativos, semiativos e ativos. Os resultados mostram que estes sistemas podem melhorar significativamente o conforto e a segurança da condução, principalmente na redução dos movimentos da carroceria provocados pelos movimentos de arfagem e rolagem. Os autores salientam também a importância de testes de condução reais para avaliar o impacto efetivo destas melhorias.

Em Ezeta et al. (2013) é feita a modelagem e simulação de sistemas de suspensão ativa e semiativa, incluindo diferentes abordagens, ferramentas e aplicações no contexto da dinâmica veicular. São desenvolvidas as soluções para simulação em *Simulink* e *SimMechanics* do modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo. Os autores concluem que a suspensão ativa e semiativa de fato melhora significativamente o conforto e a segurança dos passageiros em veículos. Dentre as estratégias inteligentes de controle investigadas como o controle Fuzzy e o controle baseado em Redes Neurais, mostraram resultados promissores em termos de desempenho e eficiência em comparação com metodologias clássicas de controle.

Mais recentemente Chen et al. (2022) investigaram a identificação dos parâmetros de um modelo de amortecedor magnetoreológico (MRD) utilizando um algoritmo *Firefly* melhorado e a criação de um sistema de controle semiativo do assento com três graus de liberdade para melhorar o conforto da condução. O estudo comparou diferentes algoritmos de controle, como o controle PID e o controle Fuzzy-PID, para reduzir a aceleração do assento e o curso do assento. As conclusões dos autores destacam a eficácia do algoritmo *Firefly* para a identificação de parâmetros, a melhoria do conforto de condução com o sistema de controle do assento semiativo de 3 GDL e também o potencial do controle Fuzzy-PID para melhorar o conforto de condução em comparação com os métodos de controle tradicionais.

Em Wu et al. (2023) os principais aspectos do desenvolvimento de um modelo matemático de um sistema de suspensão de um quarto de carro juntamente com a avaliação de suas desvantagens e das estratégias de controle convencionais são discutidos. No trabalho é feita a proposição de um sistema de controle PID adaptativo Fuzzy para suspensões semiativas. Ao final os autores reportam que o sistema de controle PID adaptativo Fuzzy demonstra superioridade em relação à suspensão passiva e

ao controle PID na redução da aceleração da massa suspensa (chassi), do espaço de trabalho da suspensão e da carga dinâmica dos pneus, melhorando assim o conforto de condução e a estabilidade de condução dos automóveis.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O sistema de suspensão em veículos automotores consiste basicamente em um mecanismo deformável que sustenta o corpo do veículo automotor sobre os eixos, garantindo a união das rodas com a carroceria de forma flexível. Neste contexto a massa não suspensa refere-se à massa da roda, pneus e afins no entorno dos semieixos e da suspensão enquanto a massa suspensa traz a massa da carroceria, motor e demais componentes mecânicos.

3.1 Modelagem do sistema

Primeiramente se faz uma análise do Sistema do problema, conforme explicitado no parágrafo anterior.

A partir disso, começamos a analisar o recorte do problema pela ótica do objetivo; como o objetivo do trabalho está em comparar os métodos de controle, torna-se interessante aplicar simplificações à modelagem do sistema com a intenção de reduzir o seu número de graus de liberdade. As simplificações a serem adotadas devem causar o mínimo impacto possível no comportamento dos métodos de controle a serem estudados, além disso elas devem afastar a situação teórica da situação real o mínimo possível.

Tendo as definições anteriores sobre a simplificação como guia, a simplificação que mais reduz a complexidade do sistema causando a menor distorção da teoria é a de se considerar os efeitos da pista atuando apenas na roda dianteira, do lado do motorista. Essa simplificação resulta, portanto, em um quarto do carro, compreendendo uma massa suspensa para representar a carroceria e uma massa da roda, ligadas uma à outra por uma mola e um amortecedor, esses representando o sistema de suspensão. A massa da roda se conecta à pista através, também, de uma mola e um amortecedor, esses representando as propriedades mecânicas do pneu do carro.

Esse tipo de modelo escolhido é chamado de modelo *quarter-car*, por representar apenas um quarto do veículo. Através dele é possível reduzir o problema para um sistema com dois graus de liberdade, isso se deve ao descarte das influências das outras 3 rodas, descarte esse que acaba por suprimir, como consequência, as oscilações rotacionais ao redor dos eixos longitudinal e transversal do veículo. A Figura 1 mostra a representação do sistema, uma vez que o modelo *quarter-car* foi adotado.

Para fins de comparação com resultados apresentados na literatura, os seguintes parâmetros do modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo (Tabela 1) serão empregados, baseados nos dados publicados por Carcaterra e Pepe (2016).

Figura 1 – Sistema de $\frac{1}{4}$ de veículo com 2 GDLs (Adaptado de Jazar, 2008).

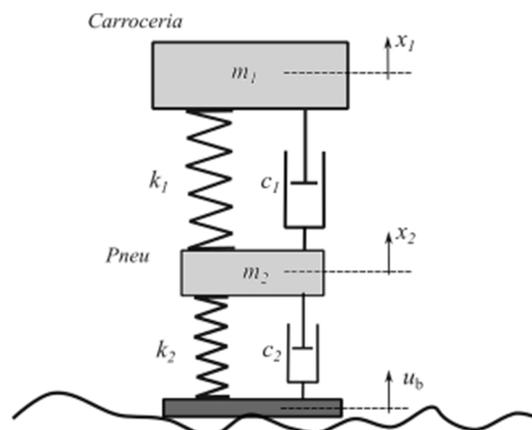


Tabela 1 – Dados de rigidez, massa e amortecimento para o modelo de ¼ de veículo (Adaptado de Carcaterra e Pepe, 2016).

Parâmetros	Símbolo	Valor	Unidades
Massa da carroceria	m_1	250	Kg
Massa da suspensão	m_2	25	Kg
Rigidez da suspensão	k_1	15421	N/m
Rigidez do pneu	k_2	200000	N/m
Amort. Pneu	c_2	0.0	Ns/m
Amort. Suspensão	c_1	2776.8	Ns/m
Mín Amort. da Suspensão	$c_{1,min}$	138.8	Ns/m
Máx. Amort. da Suspensão	$c_{1,max}$	2776.8	Ns/m

3.1.1 Equações de movimento

Para obter-se as equações que regem o movimento de cada uma das massas do sistema deve-se aplicar a segunda lei de Newton, mostrada na Equação (1), relacionando as forças exercidas pelos componentes do sistema de suspensão com a aceleração de cada massa.

$$m\ddot{x}_i = \sum F_i, \quad (1)$$

onde F_i representa uma força qualquer na direção do grau de liberdade (GDL) i , m representa a massa e x_i a posição vertical. Tomando-se o modelo *quarter-car* e aplicando a equação (1) para cada massa, obtêm-se as Equações (2) e (3), representando, respectivamente, a massa suspensa e a massa da roda.

$$m_1\ddot{x}_2 = c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) \quad (2)$$

$$m_2\ddot{x}_2 = c_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_1(x_2 - x_1) + c_2(\dot{u} - \dot{x}_1) + k_2(u - x_1) \quad (3)$$

Onde u é o deslocamento da base (perfil da estrada). Para melhor representar o modelo, inclui-se nas equações um amortecimento referente ao pneu (c_u). Uma vez em posse das equações de movimento, é possível modelar o problema considerando que será aplicado um controle sobre o amortecedor da suspensão (controle semi-ativo). Para realizar essa modelagem é utilizada a interface *Simulink* do *software* MatLab (2012).

3.1.2 Variáveis em Espaço de estados

Observando-se as equações de movimento obtidas anteriormente, pode-se notar que tratam de equações diferenciais de segunda ordem. Essas mesmas equações de movimento podem ser representadas como um sistema de equações diferenciais de primeira ordem seguindo o formato apresentado na Equação (4).

$$\dot{x} = [A] \cdot x + [B] \cdot u \quad y = [C] \cdot x + [D] \cdot u \quad (4)$$

Onde y representa o conjunto de variáveis de saída de interesse. Para poder-se realizar essa simplificação, deve-se definir o vetor das variáveis de estado. Além do vetor das variáveis de estado, também é necessário definir qual o vetor de saída, y , para que assim se possam determinar as matrizes $[A]$, $[B]$, $[C]$ e $[D]$. Nas Equações (5) e (6) estão definidos esses vetores.

$$x = [x_1 \ \dot{x}_1 \ x_2 \ \dot{x}_2] \quad (5)$$

$$y = [\ddot{x}_2] \quad (6)$$

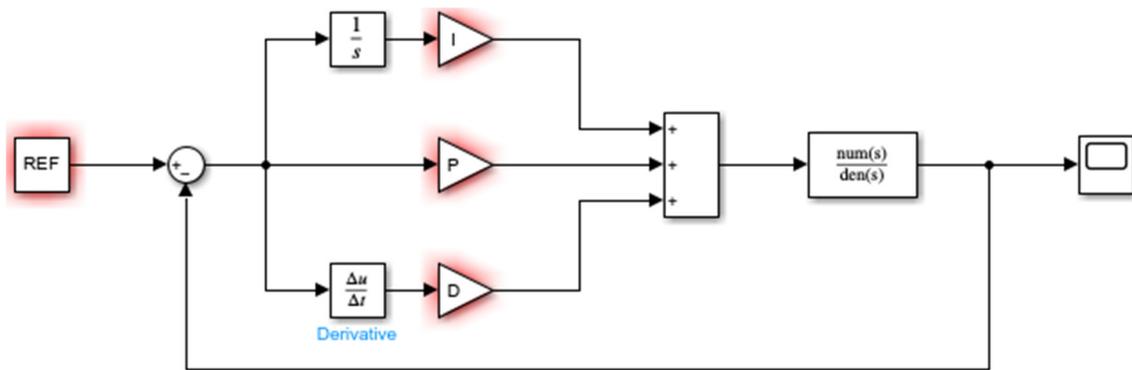
Definidos os vetores das variáveis de estado e das saídas, pode-se encontrar as matrizes a partir das relações apresentadas anteriormente, nas Equações (2) e (3).

3.2 Controle de sistemas

3.2.1 Controlador proporcional, integrativo e derivativo (PID)

Para este trabalho, serão realizadas simulações para 3 tipos distintos de controle: O PID, o LQR (regulador quadrático linear) e o VFC (controlador de *feedback* variacional). O primeiro controle a ser estudado é o PID, que aplica ganhos à derivada, à integral e à diferença entre a saída do sistema (planta) e um sinal de referência (REF). A Figura 2 ilustra esse sistema.

Figura 2 – Controle PID aplicado a um sistema (planta) genérico.



O controle PID é uma abordagem clássica e amplamente utilizada para controlar e ajustar o desempenho de sistemas dinâmicos. O termo proporcional está relacionado à magnitude do erro $e(t)$ no instante de tempo t , que é a diferença entre a saída desejada $REF=d(t)$ e a saída real do sistema $e(t) = d(t) - y(t)$. Este termo gera um sinal de controle proporcional ao erro instantâneo, buscando reduzi-lo. Isso ajuda a melhorar a resposta transitória do sistema. A parcela integral está associada ao acúmulo do erro ao longo do tempo e visa corrigir erros residuais acumulados ao longo do tempo, contribuindo para eliminar o viés no estado estacionário e melhorar a precisão do sistema. Por último, o termo derivativo está relacionado à taxa de variação do erro instantâneo, prevenindo o aumento excessivo do sinal de controle, agindo para reduzir a velocidade com que o erro está mudando. Isso ajuda a evitar oscilações indesejadas e o *overshooting*. A combinação desses três componentes resulta no sinal de controle total gerado pelo controlador PID, conforme expresso pela equação geral:

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (7)$$

onde $u(t)$ é o sinal de controle, $e(t)$ é o erro atual, K_p , K_i , e K_d são os ganhos proporcional, integral e derivativo, respectivamente.

O controle PID é amplamente aplicado devido à sua simplicidade, eficácia e facilidade de implementação. Entretanto, em alguns casos, pode ser necessário ajustar cuidadosamente os parâmetros do PID (K_p , K_i , e K_d) para obter um desempenho ótimo utilizando, por exemplo como neste trabalho, a regra heurística de sintonia de Ziegler e Nichols (1942).

3.2.2 Controlador Linear Quadrático (LQR)

Para realizar o controle do sistema, um dos possíveis controles se dá seguindo a teoria do LQR, *Linear Quadratic Regulator*, que é baseada na teoria do controle ótimo e visa encontrar a entrada de controle $u(t)$ que minimize o índice de performance J . Um índice frequentemente utilizado é representado pela Equação (8), ao mesmo tempo em que satisfaz a Equação (9):

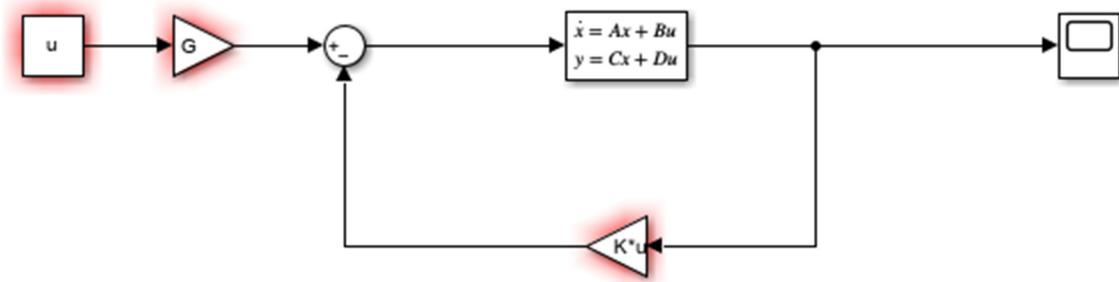
$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} (\bar{x}^T [Q] \bar{x} + \bar{u}^T [R] \bar{u}) dt, \quad (8)$$

$$\dot{\bar{x}} = [A] \bar{x} + [B] \bar{u}, \text{ para dado } \bar{x}(0), \quad (9)$$

onde $\bar{x}(t)$ e $\bar{u}(t)$ são os vetores de estado e de controle, respectivamente. $[Q]$ é uma matriz de pesos positivo-definida ou semidefinida tal que $\bar{x}^T [Q] \bar{x} \geq 0$ para $\bar{x} \neq 0$, e $[R]$ é uma matriz positivo-definida tal que $\bar{u}^T [R] \bar{u} > 0$ para $\bar{u} \neq 0$.

Uma vez em posse dessas matrizes, é possível determinar uma matriz de ganho $[K]$ que será aplicada ao sistema para controlar o vetor de entrada $\bar{u}(t)$ a partir da resolução da equação de Riccati de forma que $\bar{u} = -[K] \bar{x}$. Esse sistema é representado, em diagrama de blocos, pela Figura 3.

Figura 3 – Controle LQR aplicado a um sistema qualquer.



3.2.3 Controlador por feedback variacional (VFC)

O controlador VFC (*Variational Feedback Control*) é uma abordagem inovadora no campo de controle ótimo. Diferentemente dos métodos convencionais que se baseiam em equações diferenciais, o VFC utiliza princípios variacionais para otimizar o desempenho do sistema. A ideia fundamental por trás do VFC é formular o problema de controle como um problema variacional, onde o objetivo é minimizar ou maximizar uma função de custo global. O VFC representa uma abordagem avançada que tem sido aplicada em diversas áreas, incluindo engenharia de controle, dinâmica de voo, robótica e biologia. No entanto, sua implementação pode ser desafiadora devido à complexidade matemática associada às equações variacionais. O problema de controle pode ser colocado da seguinte forma (Carcatterra e Pepe, 2016):

$$\begin{aligned} \text{Minimize } J &= \int_{t_0}^{t_f} L(f(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \mathbf{y}), \mathbf{y}) dt \\ \text{Sujeito a } \dot{\mathbf{x}} &= f(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \mathbf{y}) \\ \mathbf{x}(t_0) &= \mathbf{x}_{t_0}, \end{aligned} \quad (10)$$

onde o vetor de estados consiste em N_{eqs} componentes, $n(t) = x_1(t), \dots, x_{N_{eqs}}(t)$, enquanto que o vetor de controle $\mathbf{u}(t)$ é composto por N_u componentes $u(t) = u_1(t), \dots, u_{N_u}(t)$. Fazendo o variacional do funcional J , chega-se a :

$$\delta J = \delta \int_{t_0}^{t_f} \{L(f(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \mathbf{y}), \mathbf{y}) + \boldsymbol{\lambda}^T (\dot{\mathbf{x}} - f(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \mathbf{y}))\} dt = 0 \quad \text{com } \mathbf{x}(t_0) = \mathbf{x}_{t_0} \quad (11)$$

O que resulta nas seguintes equações de Euler-Lagrange:

$$\begin{aligned} (L - \boldsymbol{\lambda})^T \mathbf{f}_x &= \boldsymbol{\lambda}^T \\ (L - \boldsymbol{\lambda})^T \mathbf{f}_u &= \mathbf{0}^T \\ \dot{\mathbf{x}} &= f(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \mathbf{y}) \\ \mathbf{x}(t_0) &= \mathbf{x}_{t_0} \end{aligned} \quad (12)$$

$$\lambda^T(t_f)\delta_x(t_f) = 0$$

Segundo Carcaterra e Pepe (2016) a sua solução geral não pode ser encontrada de forma fechada e a satisfação das condições de transversalidade nos multiplicadores de Lagrange também gera as dificuldades mencionadas na secção anterior. No entanto, a forma simplificada da Eq. (10) sugere uma maneira mais e simples de descobrir o sinal de controle de *feedback*.

Ainda segundo Carcaterra e Pepe (2016), ao assumir-se L de forma quadrática, pode-se a dinâmica do sistema ser decomposta como:

$$L(\mathbf{f}, \mathbf{y}) = \mathbf{f}^T \mathbf{A} \mathbf{f} + \mathbf{f}^T \mathbf{B} \mathbf{y}, \quad (13)$$

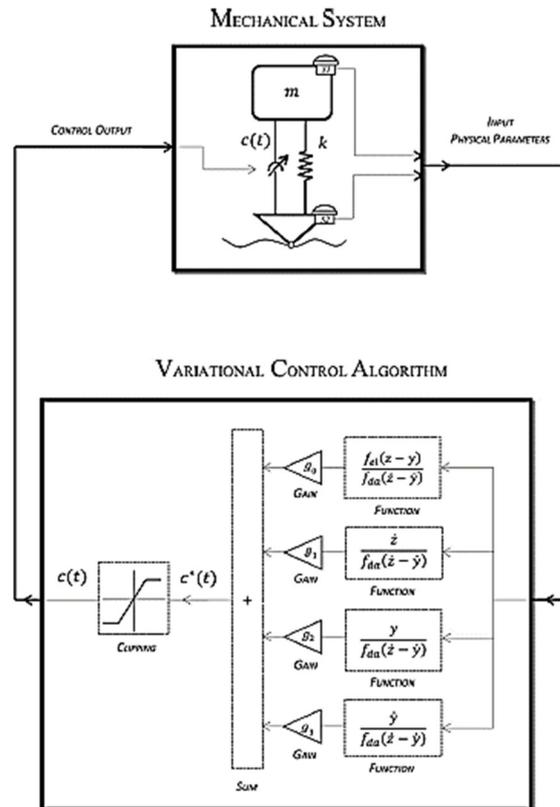
$$f(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \mathbf{y}) = \varphi(\mathbf{x}, \mathbf{y}) + \mathbf{S}(\mathbf{x}, \mathbf{y}) \mathbf{u}, \quad (14)$$

se chegará a uma solução mais simples para a Equação (10) para o sinal de controle, que será do tipo:

$$u(t) = \left(\mathbf{I} \mathbf{S}_1 + \sum_{i=2}^k \mathbf{A}_{r1}^{-1} \mathbf{A}_{ri} \mathbf{S}_i \right)^{-1} \left(-\varphi_1 - \sum_{i=2}^k \mathbf{A}_{r1}^{-1} \mathbf{A}_{ri} \varphi_i - \sum_{j=2}^{N_y} \mathbf{A}_{r1}^{-1} \mathbf{B}_{rj} \mathbf{y}_j \right) \quad (15)$$

O controle via controlador de *feedback* variacional, assim como o LQR, se baseiam na teoria do controle ótimo. Para minimizar a função de custo, porém, é tomada uma abordagem diferente da utilizada para o controlador LQR. Para o controlador VFC são aplicados ganhos em funções que relacionam as saídas do sistema e a entrada, isso é apresentado na Figura 4.

Figura 4 – Diagrama do controle VFC (Adaptado de Carcaterra e Pepe, 2016).



3.3 Parâmetro para comparação de conforto

Os índices de conforto baseados nos valores máximos, mínimos e Root Mean Square (*RMS*) de aceleração são parâmetros frequentemente utilizados na avaliação do conforto humano em estruturas sujeitas a vibrações.

Esses índices visam quantificar a experiência subjetiva de desconforto ou tolerabilidade das vibrações por parte dos ocupantes. A aceleração máxima representa o pico mais alto de aceleração experimentado durante um evento vibratório. É frequentemente utilizado para avaliar o potencial de danos estruturais ou desconforto humano agudo. Já a aceleração mínima indicará (se for de sinal negativo) a possibilidade de que tanto o ocupante do veículo ou mesmo o veículo sofrerá um descolamento da pista na qual trafega. A literatura sugere que valores de a_{max} abaixo de certos limites são desejáveis para garantir o conforto humano, e esses limites podem variar dependendo do tipo de estrutura e da aplicação.

O valor *RMS* de aceleração é uma medida estatística que representa a média quadrática das amplitudes das acelerações ao longo de um período de tempo. É frequentemente utilizado como um indicador de intensidade total da vibração, fornecendo uma visão mais abrangente da resposta vibratória em comparação com os valores máximo e mínimo. A norma ISO 2631-1 (1997), por exemplo, traz valores que definem limiares tanto para conforto quanto limites para que a vibração recebida seja considerada segura à saúde. A forma de se calcular o valor *RMS* está apresentada na equação (16).

$$a_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} [a(t)]^2 dt} \quad (16)$$

4. METODOLOGIA

4.1 Modelagem do sistema em *Simulink*

O *Simulink* é uma ferramenta de simulação e modelagem de sistemas dinâmicos baseada em blocos, desenvolvida pela MathWorks. Ele é uma extensão do Matlab (2012) e é amplamente utilizado em engenharia, ciências aplicadas e outras disciplinas relacionadas para projetar, simular e analisar sistemas dinâmicos. Ele será empregado aqui na sua versão atualmente licenciada para a UFRGS.

4.2 Descrição dos casos a serem analisados

Serão investigados dois tipos de obstáculos, lombada e degrau, para cada uma das estratégias de controle propostas. Serão comparados os valores de pico de aceleração (em valor absoluto) na carroceria assim como os valores *RMS* desta mesma aceleração. Os gráficos referentes aos históricos no tempo da aceleração serão também apresentados para fins de comparação das performances das estratégias.

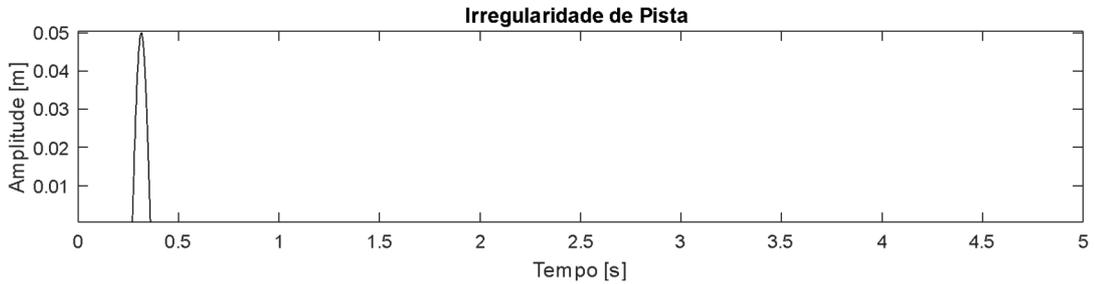
Para todos os casos será considerada a mesma velocidade constante do veículo de 20 km/h, o que é razoável para o caso de um obstáculo. Serão avaliados os casos de suspensão passiva, controle semiativo PID, controle semiativo VFC. Como referência para atenuação máxima possível, a estratégia LQR em uma suspensão ativa será utilizada, entretanto seus resultados não podem ser comparados diretamente com os das outras estratégias de controle semiativo.

5. RESULTADOS

Aqui serão apresentados os resultados para as estratégias de controle investigadas com relação ao caso de uma irregularidade de semi-seno (lombada) para diversas velocidades do veículo. A lombada tem amplitude de 0.05 m e comprimento de onda de $\lambda=0.5$ m iniciando a 1,5m após a contagem dos tempos. A Figura 5 representa esta irregularidade para o veículo a uma velocidade de 20 km/h. Além

do perfil de lombada, foram realizadas simulações com um perfil de degrau, com exceção do caso da suspensão ativa.

Figura 5 – Irregularidade de pista do tipo semi-seno (lombada).



5.1 Suspensão passiva

Para que se tenha uma base para a comparação dos métodos de controle, foram realizadas simulações para uma suspensão passiva para que se possa determinar as reduções dos valores de aceleração de pico e *RMS*. O código em *Simulink* para o veículo apenas com a suspensão passiva está representado na Figura 6. Os valores das acelerações *RMS* e de pico estão apresentados na Tabela 2. A Figura 7 e a Figura 8 mostram, respectivamente, a aceleração para o perfil de degrau e para o perfil lombada.

Tabela 2 – Acelerações obtidas para a suspensão passiva.

Perfil da estrada	Acelerações (m/s ²)	
	<i>RMS</i>	Pico
Degrau	2,8432	13,9056
Lombada	4,7380	18,7547

Figura 6 – *Simulink* para o modelo de ¼ de veículo com suspensão passiva.

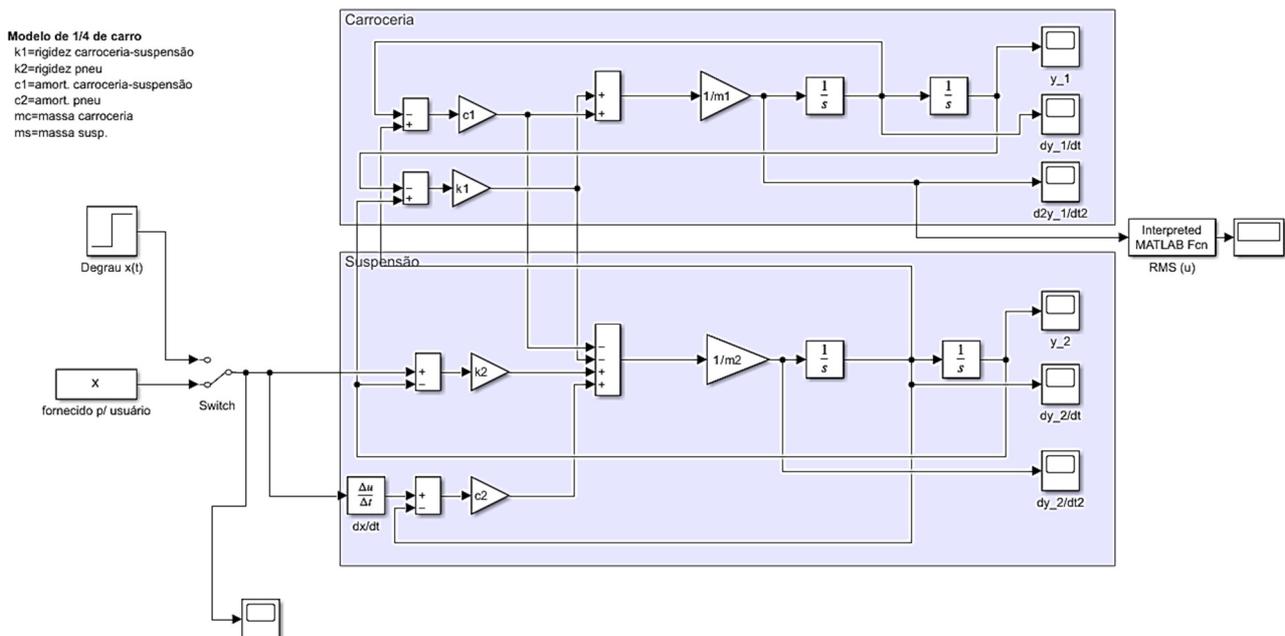


Figura 7 – Aceleração da suspensão passiva para o perfil degrau.

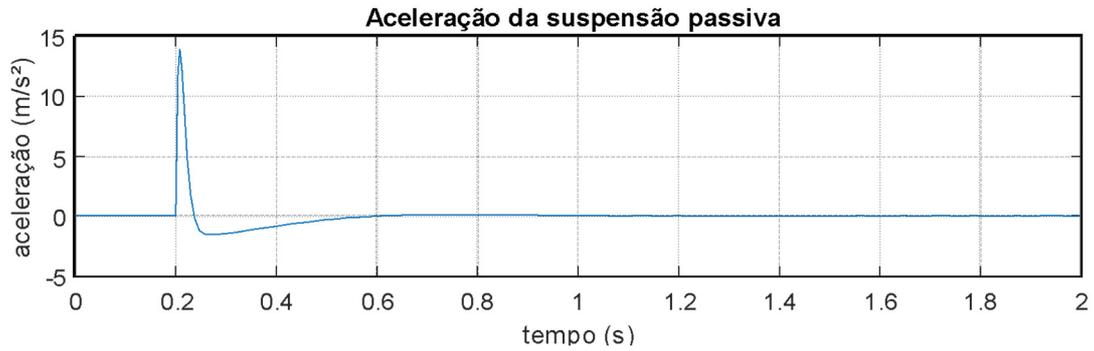
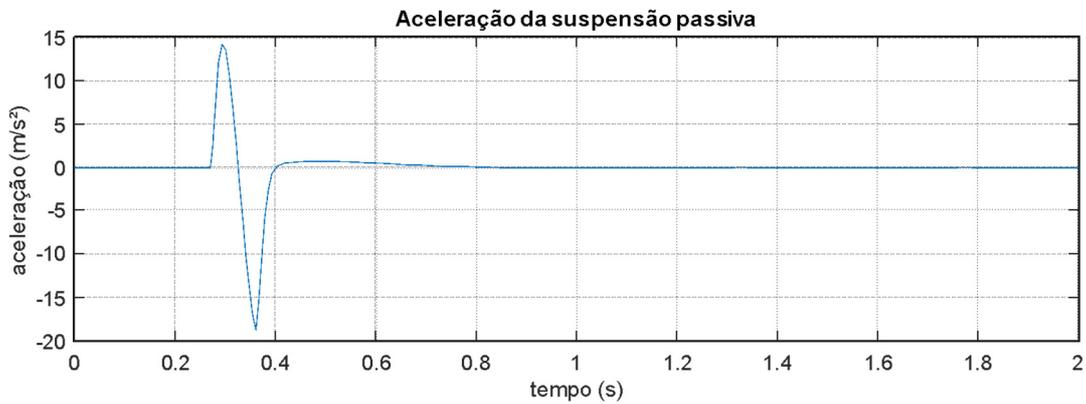


Figura 8 – Aceleração da suspensão passiva para o perfil lombada.



5.2 Controle PID

Os resultados das acelerações para a suspensão semiativa com controle via controlador PID estão apresentados na Tabela 3. O código em *Simulink* para o veículo com a suspensão semiativa controlada por um controlador PID está representado na Figura 9. A Figura 10 e a Figura 11 mostram, respectivamente, a aceleração para o perfil degrau e para o perfil lombada.

Tabela 3 – Acelerações obtidas para a suspensão semiativa com controlador PID.

Perfil da estrada	Acelerações (m/s^2)	
	<i>RMS</i>	Pico
Degrau	0,9735	7,3473
Lombada	1,5370	11,2405

Figura 9 – Simulink para o modelo de 1/4 de veículo com controle ativo PID.

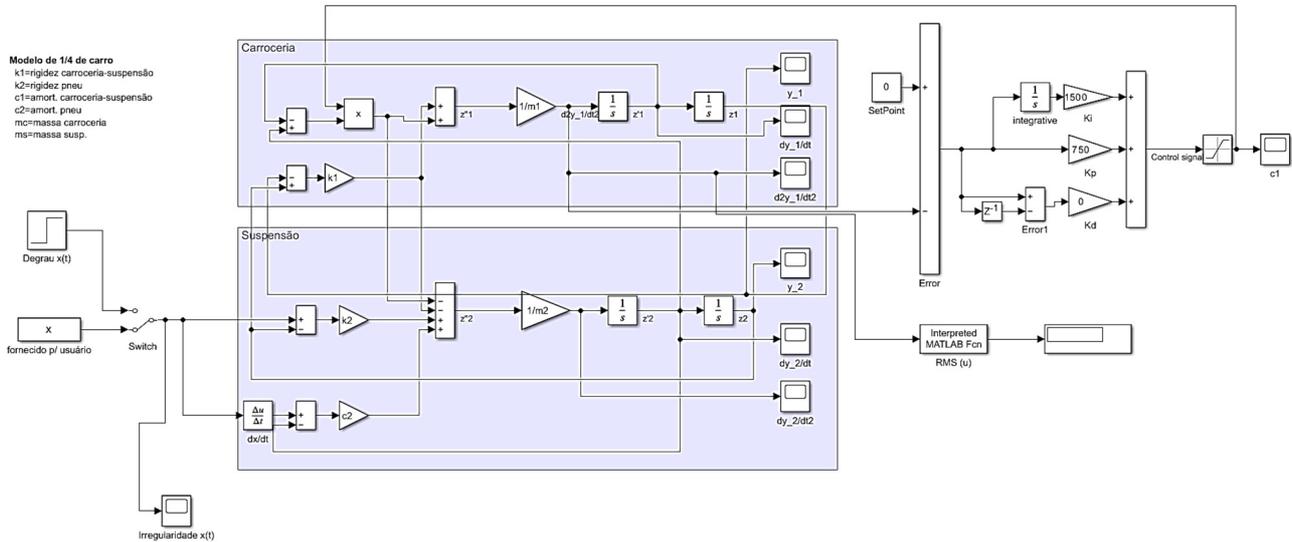


Figura 10 – Aceleração da suspensão semiativa com controle PID para o perfil degrau.

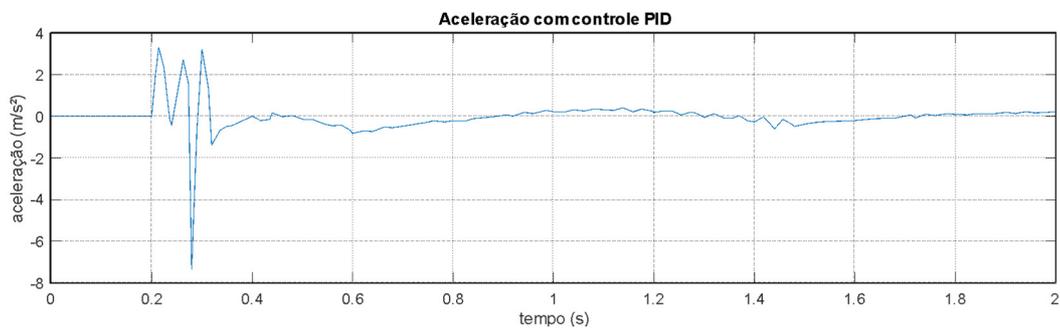
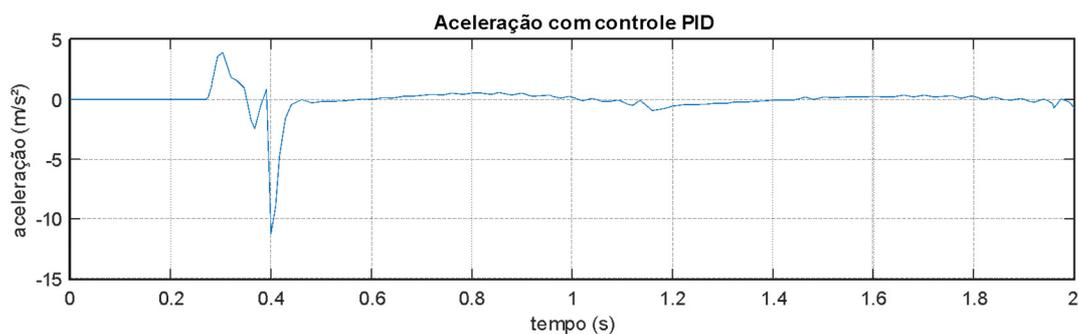


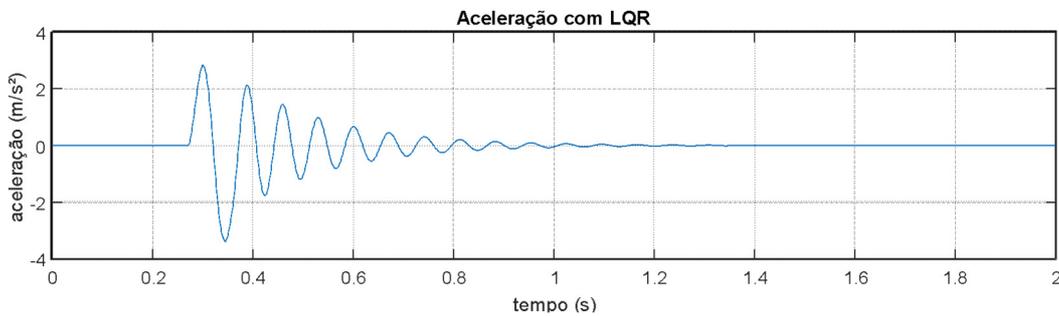
Figura 11 – Aceleração da suspensão semiativa com controle PID para o perfil lombada.



5.3 Controle LQR

A simulação do controle LQR, assim como a simulação da suspensão passiva, foi realizada para se ter uma base para comparação, já que este método de controle se deve aplicar a uma suspensão ativa, controlando a força exercida por um atuador hidráulico ou pneumático. O interesse em se realizar tal simulação está em comparar a efetividade da suspensão semiativa com a da suspensão ativa. No caso da suspensão semiativa, devido aos limites do amortecedor, acaba havendo um limite bastante estreito na força que se está a controlar, o que reduz a efetividade deste sistema quando comparado com a suspensão ativa, onde, teoricamente, não há uma limitação da força (limitada pelo tipo de atuador). A simulação do controle LQR foi realizada apenas para o perfil de lombada, tendo apresentado uma aceleração *RMS* de 0,5981 m/s² e uma aceleração de pico de 3,3979 m/s². A Figura 12 mostra a aceleração do sistema com o controle LQR.

Figura 12 – Aceleração da suspensão ativa com controle LQR para o perfil lombada.



5.4 Controle VFC

Os resultados das acelerações para a suspensão semiativa com controle via controlador PID estão apresentados na Tabela 4. O código em *Simulink* para o veículo com a suspensão semiativa controlada por um controlador VFC está representado na Figura 13. A Figura 14 e a Figura 15 mostram, respectivamente, a aceleração para o perfil degrau e para o perfil lombada.

Tabela 4 – Acelerações obtidas para a suspensão semiativa com controlador PID.

Perfil da estrada	Acelerações (m/s ²)	
	<i>RMS</i>	Pico
Degrau	1,1436	9,7852
Lombada	1,5671	13,5905

Figura 13 – Modelo em *Simulink* para o modelo de ¼ de veículo com controle ativo VFC.

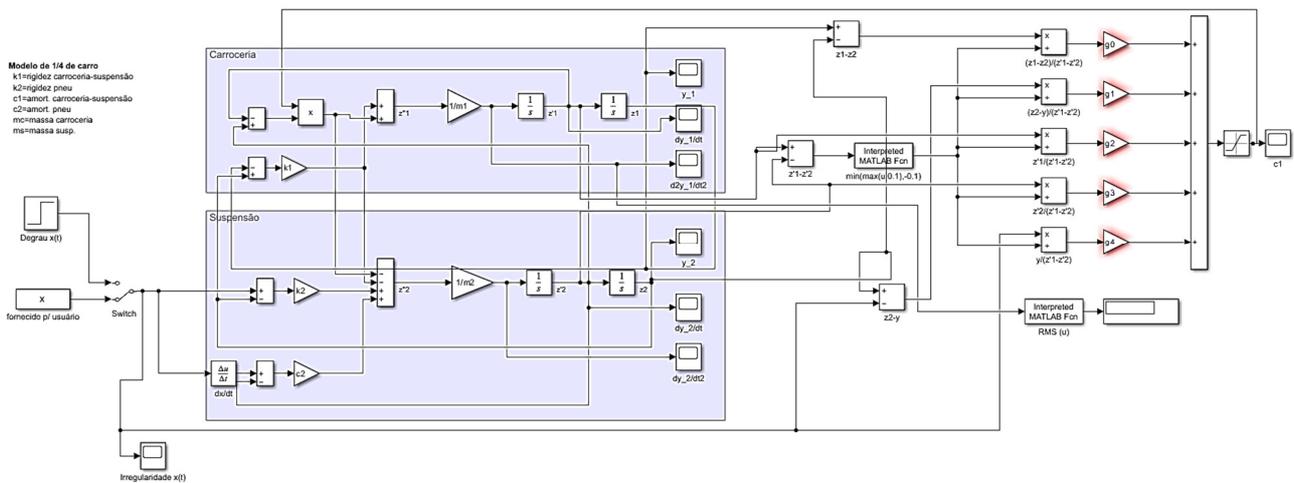


Figura 14 – Aceleração da suspensão semiativa com controle VFC para o perfil degrau.

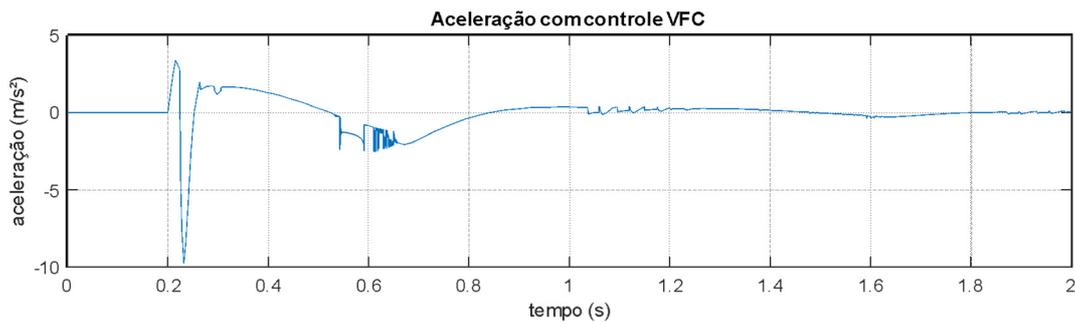
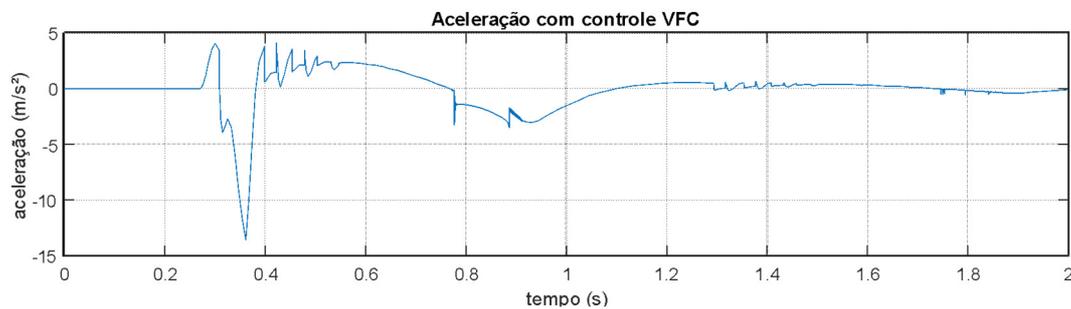


Figura 15 – Aceleração da suspensão semiativa com controle VFC para o perfil lombada.



5.5 Comparação dos resultados

A partir dos resultados das simulações anteriores é possível determinar as reduções percentuais que cada método de controle foi capaz de proporcionar.

O controle PID apresentou a maior redução percentual tanto no valor da aceleração *RMS* quanto no valor de pico da aceleração tendo, para o perfil de degrau, reduções de, respectivamente, 65,8% e

47,2%. Já para o perfil de estrada em lombada, o controle PID apresentou reduções do valor *RMS* e pico de, respectivamente, 67,6% e 40,1%.

Para o controle VFC as reduções percentuais das acelerações *RMS* e de pico, para o perfil de degrau, foram, respectivamente, 59,8% e 29,6%. Para o perfil de estrada em lombada as reduções percentuais das acelerações *RMS* e de pico foram, respectivamente, 66,9% e 27,5%.

Caso fosse utilizada uma suspensão ativa com o controle LQR as reduções das acelerações *RMS* e de pico seriam, respectivamente, 87,4% e 81,9% que teriam um valor de redução melhor que qualquer um dos outros, entretanto seria uma condição de controle ativo sem saturação do valor da força aplicada. Esta comparação não se justifica pois não seria justa.

Para melhor visualização e comparação, as reduções percentuais de cada método estão presentes na Tabela 5.

Tabela 5 – Reduções percentuais de cada método de controle.

Controle	RMS (degrau)	Pico (degrau)	RMS (lombada)	Pico (lombada)
PID	65,8%	47,2%	67,6%	40,1%
VFC	59,8%	29,6%	66,9%	27,5%
LQR	-	-	87,4%	81,9%

6. CONCLUSÃO

O presente trabalho trouxe uma comparação entre sistemas de controle semiativo e ativo em um sistema simplificado de $\frac{1}{4}$ de veículo com o controle PID, VFC e LQR. Os resultados mostram que a aceleração no chassi é atenuada substancialmente em qualquer das estratégias de controle, sendo a estratégia PID a que melhor desempenho ofereceu.

É importante salientar que enquanto os ganhos do controle PID foram ajustados a partir do método de Ziegler-Nichols (1942), os ganhos do controle VFC foram escolhidos apenas com base no estudo de Carcaterra, não sendo realizados ajustes nos valores. Eventualmente, os valores de redução percentual das acelerações para o controle VFC poderiam ser ainda melhorados caso fossem otimizados os ganhos g_1 a g_4 , o que pode ser motivo de novos trabalhos.

6.1 Sugestões para trabalhos futuros

Como sugestões para trabalhos futuros tem-se o estudo do Sistema de controle Neural, Fuzzy e VFC, e sua comparação com os controles tradicionais LQR, LQG, PID ou H_∞ empregando outros tipos de veículos, velocidades e irregularidade de pistas. Também como sugestão, pode-se fazer otimização numérica dos parâmetros dos controladores aqui avaliados.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Bovenzi, M.; “**Health effects of mechanical vibration**”. Giornale Italiano di Medicina del Lavoro e Ergonomia. 2005
- Carcattera, A.; Pepe, G.; “**VFC - Variational Feedback Controller and its application to semi-active suspension**”. Mechanical Systems and Signal Processing, Elsevier Ltd. 2016. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2016.01.002>
- Chen, X., Song, H., Zhao, S., Xu, L. “**Ride comfort investigation of semi-active seat suspension integrated with quarter car model**”. Mechanics & Industry 23, 18. 2022. doi:10.1051/meca/2022020
- Ezeta, J. H., Mandow, A., Cerezo, A. G. “**Los Sistemas de Suspensión Activa y Semiactiva: Una Revisión**”. Revista Iberoamericana de Automática e Informática industrial, 10:121–132, 2013. doi: 10.1016/j.riai.2013.03.002
- Gordon, T. J., Palkovics, L., Pilbeam, C., Sharp, R. S. “**Second Generation Approaches to Active and semi-Active Suspension Control System Design**” Vehicle System Dynamics, 23:S1, 158-171, doi: 10.1080/00423119308969512
- Holdmann, P., Holle, M. “**Possibilities to improve the ride and handling performance of delivery trucks by modern mechatronic systems**”, JSAE Review, 20:505-510, 1999.
- ISO 2631-1, 1997. **Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 1: General requirements**. International Organization for Standardization, Geneva, 2nd edition.
- Jazar, R.N.; “**Vehicle dynamics. Theory and Applications**”. Riverdale, NY: Springer, Science+Business Media, Springer, 2008.
- Li, Y., Shichang Han, Guanbin Gao, Junlin Xiong, Qiang Zhang, and Jun Shi “**Vehicle suspension design with semi-active inerter and semi-active damper configuration**”, Proc. SPIE 12059, Tenth International Symposium on Precision Mechanical Measurements, 1205915 (19 November 2021); <https://doi.org/10.1117/12.2612040>
- Lopes, J. L.; “**Análise de vibração ocupacional de corpo inteiro em máquinas colhedoras de cana-de-açúcar**”. Revista ABHO, março 2012.
- Rao, S. S. “**Mechanical Vibrations**”, 6th Edition, Pearson Ed, 1112p, 2011.
- The Mathworks Inc. **MATLAB version: 8.0 (R2012b)**, Natick, Massachusetts: The MathWorks Inc. <https://www.mathworks.com>.
- Ziegler, J.G., Nichols, N. B. “**Optimum settings for automatic controllers**”. Transactions of the ASME. 64: 759–768. 1942.