

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA

JARDEL SOARES PINTO

OTIMIZAÇÃO DE UM CONTROLADOR PID PARA SUSPENSÃO ATIVA VEICULAR
POR MEIO DE ALGORITMO GENÉTICO

Joinville

2022

JARDEL SOARES PINTO

OTIMIZAÇÃO DE UM CONTROLADOR PID PARA SUSPENSÃO ATIVA VEICULAR
POR MEIO DE ALGORITMO GENÉTICO

Trabalho apresentado como requisito para obtenção do título de bacharel no Curso de Graduação em Engenharia Automotiva do Centro Tecnológico de Joinville da Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Dr. Sérgio Junichi Idehara.

Joinville

2022

JARDEL SOARES PINTO

OTIMIZAÇÃO DE UM CONTROLADOR PID PARA SUSPENSÃO ATIVA VEICULAR
POR MEIO DE ALGORITMO GENÉTICO

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Automotiva, na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Joinville (SC), 20 de julho de 2022.

Banca Examinadora:

Dr. Sérgio Junichi Idehara.
Orientador

Dr. Alexandro Garro Brito
Membro(a)
Universidade Federal de Santa Catarina

Dr. Andrea Piga Carboni
Membro(a)
Universidade Federal de Santa Catarina

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais por sempre me apoiarem e incentivarem em todos os momentos durante minha trajetória.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Sérgio Junichi Idehara pelo auxílio e apoio durante o desenvolver do trabalho.

A todos os professores e funcionários do campus que tive a oportunidade de conviver durante a graduação.

Aos meus amigos e colegas que fizeram parte da minha formação, o meu muito obrigado por todos os momentos, companheirismo e memórias criadas durante esses anos, tornando essa longa jornada muito mais prazerosa.

RESUMO

A suspensão é um item essencial no projeto de um veículo, seja de passeio, utilitário ou de alto desempenho. O principal objetivo de uma suspensão automotiva é proporcionar estabilidade ao veículo e conforto aos passageiros, isolando as excitações do ambiente externo, isso é, reduzindo as vibrações provenientes da pista ou outras fontes, preservando a estrutura da carroceria veicular das forças de deslocamento geradas pelas vibrações. O presente trabalho tem como enfoque o sistema de suspensão ativa, que é composto por mola, amortecedor hidráulico e um atuador. Este trabalho avaliará a usabilidade desse tipo de suspensão em um veículo de passeio, através de simulação computacional, realizando análise sobre um modelo de veículo completo com sete graus de liberdade. O controlador a ser otimizado será o controlador proporcional integral derivativo (PID). Na análise em resposta à excitação externa na simulação da suspensão será realizada por um perfil de lombada padronizada pelo Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN), senoidal e randomicamente. No ajuste fino do controlador PID, a determinação dos parâmetros do controlador será obtida utilizando de resolução computacional por meio de algoritmo genético implementado no software MATrix LABoratory (Matlab). Os resultados mostram que o sistema de suspensão ativa diminui consideravelmente as oscilações na carroceira, proporcionando maior conforto aos passageiros e a otimização do controlador PID usando Algoritmo Genético comprova ser superior ao modelo antecessor na diminuição dos deslocamentos da carroceira e nos índices de desempenho.

Palavras-chave: Suspensão Ativa. Controlador PID. Simulação Computacional. Algoritmo Genético.

ABSTRACT

Suspension is an essential item in the design of a vehicle, whether passenger, utility or high performance. The main objective of an automotive suspension is to provide vehicle stability and passenger comfort, isolating the excitations from the external environment, that is, reducing vibrations from the road or other sources, preserving the vehicle body structure from the displacement forces generated by vibrations. The present work focuses on the active suspension system, which is composed of a spring, hydraulic damper and an actuator. This work will evaluate the usability of this type of suspension in a passenger vehicle, through computer simulation, performing analysis on a complete vehicle model with seven degrees of freedom. The controller to be optimized will be the proportional integral derivative (PID) controller. The analysis in response to external excitation in the suspension simulation will be performed by a spine profile standardized by the National Traffic Council (CONTRAN), sinusoidal and randomly. In the fine tuning of the PID controller, the determination of the controller parameters will be obtained using computational resolution through a genetic algorithm implemented in the MATrix LABoratory software (Matlab). The results show that the active suspension system considerably reduces the oscillations in the bodywork, providing greater comfort to the passengers and the optimization of the PID controller using Genetic Algorithm proves to be superior to the predecessor model in the reduction of body displacements and in the performance indexes.

Keywords: Active suspension. PID controller. Computational simulation. Genetic Algorithm.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Diagrama de um modelo dinâmico de um veículo	18
Figura 2 - Sistema de coordenadas SAE.....	19
Figura 3 - Mola helicoidal	24
Figura 4 - Amortecedores hidráulicos telescópicos de tubo: (a) duplo e (b) simples .	25
Figura 5 - Modelo do sistema de suspensão passiva para ¼ de veículo.....	27
Figura 6 - Sistema de suspensão: (a) passivo e (b) inteligente	28
Figura 7 - Modelo do sistema de suspensão ativa para ¼ de veículo.....	29
Figura 8 - Modelo de ¼ de veículo de uma suspensão ativa com diferentes larguras de banda: (a) alta, (b) média e (c) baixa	29
Figura 9 - Diagrama de blocos de controle para suspensão ativa hidráulica	31
Figura 10 - Diagrama de blocos de controle para suspensão ativa eletromagnética.	31
Figura 11 - Diagrama de blocos de um sistema de controle de malha fechada para um atuador genérico	34
Figura 12 - Configuração da magnetização do atuador: a) radial, b) axial	36
Figura 13 - Vista em corte do atuador	36
Figura 14 - Diagrama de blocos de um sistema de controle a malha fechada.	37
Figura 15 - Sistema de controle em malha fechada	38
Figura 16 - Modelo de 1/4 de veículo com DCL	42
Figura 17 - Modelo de 1/4 de uma suspensão ativa veicular	43
Figura 18 - Modelo completo de veículo com força ativa.....	44
Figura 19 - Dimensões do modelo de lombada.....	48
Figura 20 – Fluxograma do Algoritmo Genético	51
Figura 21 - Crossover de dois pontos	54
Figura 22 - Fluxograma da Otimização do Controlador PID.....	58
Figura 23 - Representação gráfica do Algoritmo Genético.....	59
Figura 24 - Perfil da estrada lombada (7 GDL).....	60
Figura 25 - Deslocamento e Velocidade da Massa Suspensa (7 GDL) - Lombada ...	61
Figura 26 - Movimento Angular de Pitch (7 GDL) - Lombada	62
Figura 27 - Deslocamento e Velocidade das Massas Não Suspensas (7 GDL) - Lombada	64

Figura 28 - Deslocamento vertical (<i>Bounce</i>) da Massa Suspensa (7 GDL) - Senoide	65
Figura 29 - Deslocamento angular (<i>Pitch</i>) da Massa Suspensa (7 GDL) - Senoide ..	65
Figura 30 - Perfil da Pista Randômica.....	66
Figura 31 - Deslocamento e Velocidade da Massa Suspensa do modelo 7 GDL - Randômico.....	67
Figura 32 - Deslocamentos Angulares para modelo 7 GDL – Randômica	68
Figura 33 - Força de Controle para modelo 7 GDL - Randômica.....	70
Figura 34 - Potência do Controlador para modelo 7 GDL - Randômica.....	71
Figura 35 - Deslocamento e Velocidade da Massa Suspensa limitado (7 GDL) - Randômico.....	73
Figura 36 - Controlador com Anti-Windup: Back Calculation	75
Figura 37 - Deslocamento e Velocidade da Massa Suspensa com Saturação da força e Anti-Windup (7 GDL) - Randômico.....	77
Figura 38 - Deslocamento e Velocidade da Massa Suspensa sem limitador e Anti-Windup (7 GDL) - Randômico	79
Figura 39 – Potência requerida sistema de suspensão com Anti-Windup.....	80

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados construtivos do Veículo	46
Tabela 2 - Frequências naturais do modelo completo de veículo	49
Tabela 3 - Tamanhos de população utilizados em diferentes estudos.....	53
Tabela 4 - Parâmetros para o AG	55
Tabela 5 - Comparativo entre os sistemas de suspensão (7 GDL) - Lombada	62
Tabela 6 - Índices de Desempenho em Deslocamento Vertical da Massa Suspensa (7 GDL) - Lombada	63
Tabela 7 - Comparativo entre os sistemas de suspensão (7 GDL) - Senoide	66
Tabela 8 - Comparativo entre os sistemas de suspensão (7 GDL) – Randômica.....	69
Tabela 9 - Índices de Desempenho em Deslocamento Vertical da Massa Suspensa (7 GDL) – Randômica.....	69
Tabela 10 - Índices de Desempenho em Deslocamento vertical da Massa Suspensa (7 GDL) com limitação da força – Randômica	73
Tabela 11 - Parâmetros para o AG com ganho Kb	76
Tabela 12 - Ganhos do controlador PID com restrição da força.....	76
Tabela 13 - Comparativo entre os sistemas de suspensão (7 GDL) – Randômica....	78
Tabela 14 - Índices de Desempenho em Deslocamento da Massa Suspensa para modelo 7 GDL – Randômica.....	78
Tabela 15 - Potencias de pico requeridas para sistema sem restrição e com Anti-Windup.....	81

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Matlab - MATrix LABoratory

CONTRAN - Conselho Nacional de Trânsito

PID - Proporcional Integral Derivativo

AG - Algoritmo Genético

IA - Inteligência Artificial

SAE - Society of Automotive Engineers

MBC - Magic Body Control ()

BMW - Bayerische Motoren Werke

FIA - Federação Internacional de Automobilismo

DCL - Diagrama de Corpo Livre

DIN - Deutsches Institut für Normung

CG - Centro de Gravidade

PSD - Densidade espectral de potência

RMS - Raiz do valor quadrático médio

ISE - Integral do quadrado do erro

IAE - Integral do valor absoluto do erro

ITAE - Integral do tempo multiplicado pelo valor absoluto do erro

ITSE - Integral do tempo multiplicado pelo quadrado do erro

AW - Anti-Windup

LISTA DE SÍMBOLOS

- K_p - Ganho Proporcional [N/m]
 K_d - Ganho Integral [$N/m.s$]
 K_i - Ganho Derivativa [$N.s/m$]
 k_s - Rigidez da suspensão [N/m]
 k_t - Rigidez do pneu [N/m]
 c_s - Amortecimento da suspensão [Ns/m]
 m_s - Massa suspensa [kg]
 m_u - Massa não suspensa [kg]
 z_s - Deslocamento vertical da massa suspensa [m]
 z_u - Deslocamento vertical da massa não suspensa [m]
 z_r - Deslocamento vertical da pista [m]
 \dot{z}_s - Velocidade da Massa Suspensa [m/s]
 F_a - Força ativa [N]
 ϕ - Ângulo de rolamento (roll) [rad]
 θ - Ângulo de arfagem (pitch) [rad]
 M_t - Massa Total do Veículo [kg]
 m_{s1} - Massa suspensa eixo dianteiro [kg]
 m_{s2} - Massa suspensa eixo traseiro [kg]
 m_1 - Massa não suspensa eixo dianteiro [kg]
 m_2 - Massa não suspensa eixo traseiro [kg]
 k_{s1} - Rigidez das molas dianteiras [N/m]
 k_{s2} - Rigidez das molas traseiras [N/m]
 C_1 - Constante de Amortecimento dianteira [Ns/m]
 C_2 - Constante de Amortecimento traseira [Ns/m]
 C_p - Constante de Amortecimento do pneu [Ns/m]
 w_1 - Distância das rodas da direita ao CG [m]
 w_2 - Distância das rodas da esquerda ao CG [m]
 a - Distância das rodas dianteiras ao CG [m]
 b - Distância das rodas traseiras ao CG [m]
 I_{xx} - Momento de inércia longitudinal [$kg.m^2$]

I_{yy} - Momento de inércia transversal [$kg.m^2$]

C – Comprimido da lombada [m]

H – Altura da lombada [m]

ω - Frequência angular [rad/s]

v – Velocidade [m/s]

f' - Frequência espacial [rad/m]

f' - Frequência de excitação [rad/s]

S_0 - Magnitude da rugosidade da pista

f'_0 - Frequência de corte espacial [rad/s]

f_c - Frequência de corte [rad/m]

h - Amplitude de excitação [m]

T_t - Constante de tempo [s]

$h(t)$ - Sinal de Realimentação

K_b – Constante de realimentação

$u(t)$ - Saída do controlado (não saturado)

$v(t)$ - Sinal atuante (saturado)

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	14
1.1. OBJETIVOS	16
1.1.1. Objetivo Geral	16
1.1.2. Objetivos Específicos	16
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
2.1. DINÂMICA VEICULAR	17
2.1.1. Dinâmica vertical	19
2.2. CONFORTO VEICULAR	20
2.3. SUSPENSÃO VEICULAR	21
2.3.1. Componentes do sistema de suspensão automotiva	22
2.3.1.1. Molas	23
2.3.1.2. Amortecedores	24
2.3.2 Suspensão passiva	26
2.3.3 Suspensão ativa	28
2.4. ATUADORES PARA SUSPENSÃO ATIVA	33
2.4.1. Atuador eletromagnético	34
2.5. SISTEMA DE CONTROLE	37
2.5.1. Controlador PID	38
2.6. OTIMIZAÇÃO DE SISTEMAS	39
3. METODOLOGIA	41
3.1. MODELO DE ¼ DE VEÍCULO	41
3.2. MODELO COMPLETO DE VEÍCULO	43
3.3. DADOS DO VEÍCULO	46
3.4. MODELO MATEMÁTICO DAS EXCITAÇÕES	47
3.4.1. Lombada	47
3.4.2. Senoidal	48
3.4.3. Randômica	49
3.5. ALGORITMO GENÉTICO (AG)	50
3.5.1. Parâmetros do Algoritmo Genético	52
3.6 ÍNDICES DE DESEMPENHO DO CONTROLADOR	56
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES	57

4.1 OTIMIZAÇÃO POR ALGORITMO GENÉTICO	57
4.2 SIMULAÇÕES NO MODELO COMPLETO DE VEÍCULO	59
4.2.1. Excitação lombada	60
4.2.2. Excitação senoidal	65
4.2.3. Excitação randômica.....	66
4.3 LIMITAÇÃO DA FORÇA ATIVA	72
4.3.1. Anti-Windup	74
5. CONCLUSÃO	82
REFERÊNCIAS.....	85
APÊNDICE A – CÓDIGOS	91

1. INTRODUÇÃO

No projeto de um veículo automotivo alguns requisitos devem ser atingidos, como o da estabilidade, que é de interesse de qualquer pessoa envolvida no projeto ou no uso dos mesmos. Das propriedades de movimento, a estabilidade é umas das mais importantes, já que a ideia básica de um veículo estável é a tendência do mesmo em retornar ao estado inicial após passagem de uma perturbação transitória, em contrapartida, um veículo instável se desviará ainda mais do estado estacionário após uma perturbação (KARNOPP, 2004).

O sistema de suspensão veicular possibilita conforto interno aos ocupantes, sendo conforto definido como a sensação de bem-estar transmitida do veículo aos passageiros, está relacionado a ruído, temperatura, estado físico e psicológico dos passageiros e nível de vibração (XIA *et al.*, 2011). Dos conceitos apresentados o que está diretamente atrelado ao tema do presente trabalho é o nível de vibração, visto que um sistema de controle de suspensão, como o de uma suspensão ativa, consegue atenuar os níveis de vibração com excelência.

Segundo Genta e Morello (2009), a suspensão veicular pode ser entendida como um mecanismo que conecta diretamente as rodas à carroceria ou a uma estrutura fixada na carroceria. Desempenha um papel importante no conforto, estabilidade e segurança, já que permite uma distribuição de forças de reação entre as rodas e o solo e absorve os choques provenientes das irregularidades das vias e dinâmica veicular.

No que diz respeito ao controle, as suspensões podem ser classificadas em passiva, semiativa e ativa. No sistema passivo, a reação elástica da suspensão é determinada apenas pela deformação das molas e amortecimento dos amortecedores. Já nos sistemas semiativo e ativo, podem receber energia de outras fontes, como um motor, atenuando as forças provenientes das vibrações e afetando o movimento do corpo, com objetivo diminuir as perturbações (GENTA; MORELLO, 2009).

Crivellaro (2008) aponta que os primeiros trabalhos relevantes relacionados à suspensão ativa e semiativa tiveram início nos anos 1970. Desde essa época, muitos estudos foram realizados nessa área de pesquisa e, apesar de suas vantagens em relação aos sistemas passivos, os sistemas de controle ativos estão restritos somente

a alguns automóveis de alto valor agregado, veículos fora de série e carros de alto desempenho.

Uma inspiração para o desenvolvimento deste trabalho foi a suspensão magnética desenvolvida pela Bose em 2004, um projeto de uma empresa especialista em eletrônica de áudio, que teve a pretensão de mudar o mercado automotivo desenvolvendo uma suspensão inteligente, que conseguia desviar de obstáculos e diminuir as oscilações oriundas das irregularidades do solo, excepcionalmente. O projeto não teve sucesso por ser muito caro e pesado para ser empregado nos veículos de passeio (SIQUEIRA, 2020).

O sistema de suspensão ativa utiliza atuadores controlados, que geram continuamente as forças no sistema de suspensão, possibilitando modificar as características dinâmicas do sistema em tempo real (CAMINO, 1998). Tseng e Hrovat (2015) complementam que, embora uma suspensão ativa ofereça melhora significativa no conforto e dirigibilidade, inevitavelmente terá um consumo de energia maior, complexidade de elaboração, aumento nos custos e pesos adicionais e requisitos operacionais acurados. Para amenizar isso, um sistema de suspensão ativa possibilita o uso de algoritmos de controle otimizados para redução do consumo de energia e ganho em desempenho.

O presente trabalho estudará o processo de otimização de um modelo de suspensão ativa submetida a excitações externas, através de simulação computacional efetuada no software Matlab. Para o controle do sistema de suspensão será utilizado o controlador proporcional integral derivativo (PID), onde a otimização dos ganhos ótimos será feita utilizando Algoritmo Genético (AG), um dos ramos das técnicas de Inteligência Artificial (IA).

Os resultados obtidos pela simulação serão avaliados de modo a conferir se atenderam aos critérios desejados e comparados com os resultados obtidos por Sabka (2017). Dado que, Sabka (2017) realizou a simulação para um sistema de suspensão passiva e ativa, no entanto, utilizou de outros métodos para o ajuste fino do controlador, primeiramente pelo método de Ziegler-Nichols, onde não obteve sucesso e posteriormente obteve os ganhos do controlador por estimativa manual.

1.1. OBJETIVOS

1.1.1. Objetivo Geral

Estudar a otimização e usabilidade de um controlador PID para controle de uma suspensão ativa em diferentes condições de operação.

1.1.2. Objetivos Específicos

- Realizar a modelagem matemática de uma suspensão com um elemento de controle ativo;
- Simular computacionalmente a resposta do modelo implementado às excitações de lombada, senoide e randômica, usando dados de um veículo de passeio;
- Otimizar os parâmetros do controlador utilizando um método meta-heurístico para o melhor desempenho veicular e menor consumo de energia;
- Avaliar e comparar com o modelo antecedente as respostas da simulação computacional de modo a verificar se atende aos critérios desejados de usabilidade e conforto.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo será apresentado uma breve revisão bibliográfica dos assuntos pertinentes ao tema do presente trabalho. Os fundamentos teóricos possibilitam entender a operação, modelagem e funcionamento de uma suspensão ativa. Primeiramente, serão apresentados os conceitos de dinâmica veicular, que para este trabalho o enfoque será na dinâmica vertical (vibração) e conforto veicular.

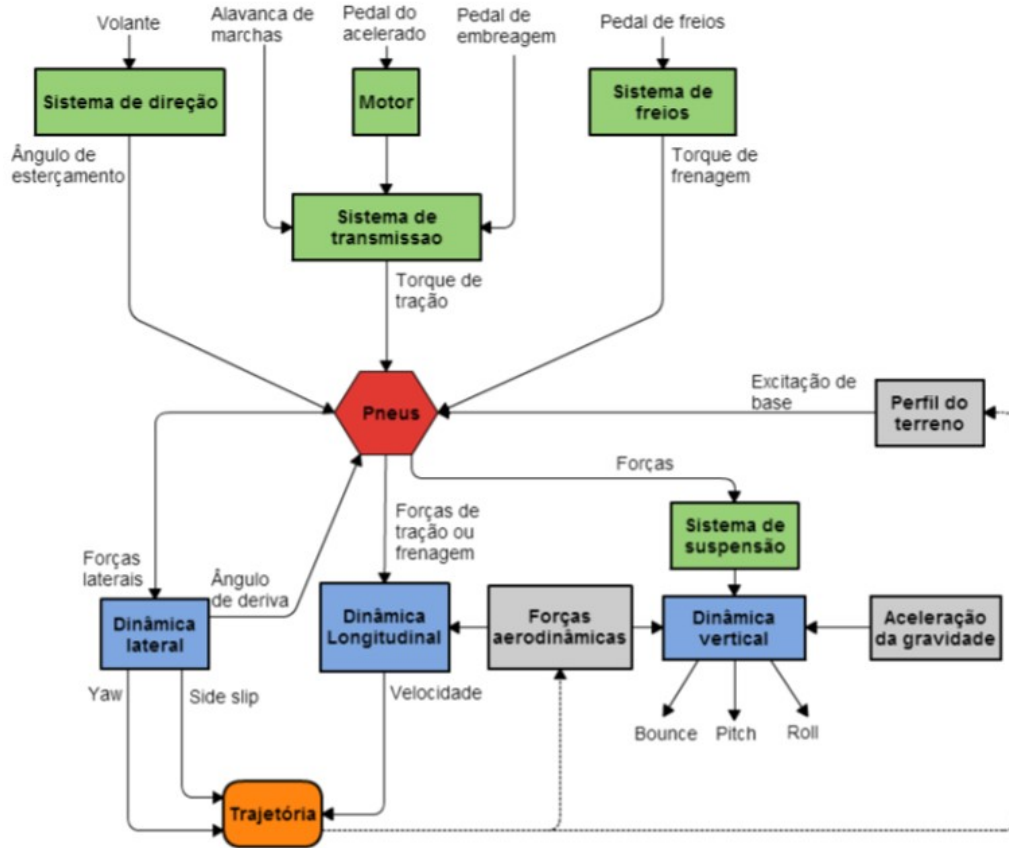
Posteriormente, componentes que compõem um sistema de suspensão, como molas e amortecedores e o controle ativo da suspensão veicular serão apresentados. Em uma suspensão ativa, necessitam-se de conceitos importantes, como o funcionalmente de atuadores e controladores, para isso, uma breve revisão sobre os atuadores usados em uma suspensão ativa, funcionamento do controlador PID no controle da suspensão e otimização de sistemas serão apresentados.

2.1. DINÂMICA VEICULAR

O conceito mais amplo de dinâmica é sobre o estudo do movimento e dos esforços que o originam, refere-se ao estudo do movimento do veículo e suas partes, como o deslocamento da suspensão, movimentos no motor, movimentos na transmissão e movimentos no sistema de direção, em resposta a esforços aplicados pelo ambiente e comandos do motorista. A compreensão da dinâmica em veículos pode ser realizada em dois níveis, o empírico e o analítico, o método empírico, baseia-se em tentativa e erro, já no analítico, se baseia nas leis físicas, representados por cálculos algébricos ou equações diferenciais (GILLESPIE, 1992).

Segundo Spinola (2003), o modelo do pneu é o elemento principal no estudo da dinâmica de um veículo, já que, as principais forças e momentos que afetam o movimento do veículo, tirando as forças gravitacionais e aerodinâmicas, são as forças geradas através do contato do pneu com o solo. Dado que, é no pneu que acontece o acoplamento entre os subsistemas da suspensão de um veículo, ou seja, é nele que definem os três tipos de dinâmica veicular existentes, longitudinal, lateral e vertical. Na Figura 1 pode-se observar um diagrama que ilustra os acoplamentos, as forças e torques existentes em um modelo dinâmico de um veículo.

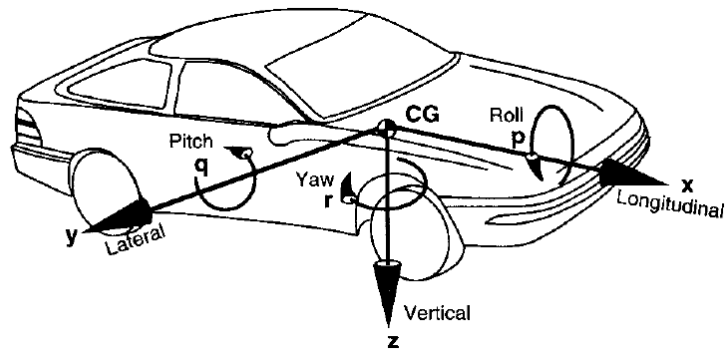
Figura 1 - Diagrama de um modelo dinâmico de um veículo



Fonte: Diniz (2014, p. 55).

Para compreender os três tipos de dinâmica veicular, na Figura 2 apresenta-se o sistema de coordenadas adotado pela Society of Automotive Engineers (SAE International). Na dinâmica longitudinal, estuda-se o movimento longitudinal (x) e rotações em torno de (y), recebe como excitações, as forças de tração ou frenagem, que influenciam diretamente na velocidade do veículo. Já na dinâmica vertical, tem-se por objetivo compreender o movimento vertical (z) e as rotações em torno de (x) e (y), recebe excitações do sistema de suspensão, gerando os movimentos de Bounce (movimento vertical puro), Pitch e Roll, esse são mostrados na Figura 2. Por último, na dinâmica lateral, estuda-se o movimento lateral (y) e as rotações em torno de (z) e (x), recebe como excitações as componentes das forças laterais e é responsável pelo comportamento do veículo em movimentos curvilíneos (GILLESPIE, 1992; SPINOLA, 2003).

Figura 2 - Sistema de coordenadas SAE



Fonte: Gillespie (1992, p. 8).

2.1.1. Dinâmica vertical

Para o estudo deste trabalho a dinâmica veicular de interesse é a vertical (Figura 1), onde o sistema veicular diretamente relacionando a dinâmica vertical é o sistema de suspensão. Trata-se do comportamento do veículo e seus ocupantes submetidos a excitações provenientes do solo onde trafega ou de fontes internas como motor, roda, transmissão e entre outros. A suspensão veicular tem função importantíssima na dinâmica veicular, principalmente na vertical, desempenhando o papel fundamental no isolamento das vibrações (FREITAS JUNIOR, 2006).

Segundo Freitas Junior (2006), os principais objetivos do sistema de suspensão é melhorar o conforto dos passageiros, oferecer a devida manutenção da integridade das cargas e aumentar a segurança, proporcionando melhores condições de aderência no contato do pneu com o solo. O desempenho do sistema de suspensão nos quesitos de isolar as vibrações e proporcionar o contato do pneu com o solo, pode ser avaliado de forma experimental, por um protótipo físico ou modelo dinâmico.

O prognóstico do desempenho do sistema de suspensão antes de sua construção, permite a otimização e dimensionamento antecipado dos componentes, minimizando custos e prazos de modificações. Entretanto, a elaboração de um modelo dinâmico que forneça resultados teóricos mais próximos da realidade sempre foram um grande desafio para os engenheiros, para tal, modelos simplificados podem ser usados para variados tipos de suspensão, como o modelo dinâmico clássico $\frac{1}{4}$ de veículo com dois graus de liberdade (FREITAS JUNIOR, 2006).

Como explicitado, o estudo da dinâmica vertical é principalmente sobre o controle das vibrações, para isso, relaciona-se o controle das vibrações das massas

suspensas e não suspensas, sendo a massa suspensa toda massa acima da mola, como chassi, passageiros e subsistemas, já massa não suspensa, as massas dos elementos que se encontram entre a mola e o solo, o controle tem o objetivo de minimizar as excitações sentidas pelos passageiros. O estudo das excitações é normalmente dividido em três partes, a que o veículo é submetido, modelagem do comportamento do veículo e tolerância humana (DUARTE; BARRETO; AMARAL, 2016). Gillespie (1992), complementa explicando que um dos principais critérios usados pelas pessoas para julgar a qualidade de um veículo é a percepção das vibrações, sendo então importante como um dos critérios de projeto.

2.2. CONFORTO VEICULAR

Os atributos de dirigibilidade e conforto são fatores importantes na escolha de um veículo, embora esses atributos aparentem antagônicos, possuem pontos em comum a serem desenvolvidos visando um bom desempenho em dirigibilidade e conforto aos ocupantes. Entretanto, é comum diminuir o desempenho em estabilidade visando um maior conforto aos passageiros (GANZAROLLI, 2012). Por se tratar de propriedades subjetivas, o desenvolvimento de um veículo relacionado a esses atributos é um trabalho que demanda tempo e recursos durante o desenvolvimento de um novo veículo (VILELA, 2010).

Segundo Ganzarolli (2012), o ponto primordial no que se refere a conforto veicular é sobre a experiência do usuário, ou seja, percepção humana, já que cada ser humano tem uma percepção única, vivenciará experiências de dirigir de modo diferente, o que torna o conceito de conforto veicular subjetivo. A Ford Motor Company e Richard Parry-Jones consideram que existem quatro níveis de usuários veiculares no quesito percepção humana.

O nível um refere-se ao usuário genérico, esse classifica o comportamento do veículo como bom ou ruim, o segundo nível é o usuário crítico, possui percepção não somente se o veículo é bom ou ruim, mas tem conhecimento sobre algum comportamento que o veículo apresentar. No nível três tem-se o especialista, sabe as qualidades, assim como direcionar ações específicas no veículo que irão caracterizá-lo, no último nível tem-se novamente o especialista, no entanto, esse possui conhecimento para quantificar o comportamento do veículo (GANZAROLLI, 2012).

A grande maioria dos motoristas se encaixam no nível um, haja vista comum à crença relacionada a dinâmica veicular, de que o conforto e dirigibilidade se divergem, ou seja, ao ter um veículo confortável o mesmo não tem boa estabilidade. O que é falso analisando os conceitos de dinâmica veicular, dado que os objetivos da suspensão veicular é controlar a movimentação da carroceria e atenuar as vibrações, proporcionando conforto aos passageiros e manter a estabilidade para trafegar nas estradas, melhorando na dirigibilidade do veículo (GANZAROLLI, 2012).

A utilização de protótipos físicos implica em altos custos no desenvolvimento de um veículo, além de limitar o tempo para otimização do conforto e dirigibilidade do veículo, esse processo demanda muitos recursos o que pode alongar o ciclo de lançamento de um novo veículo. Em contrapartida, atualmente tem-se a possibilidade de usar técnicas de simulação computacional que permite a análise do comportamento do veículo quando submetido a condição de excitação, como o perfil de uma estrada onde o veículo trafegará, a fim de avaliar os parâmetros de conforto e estabilidade. Para se fazer tais análises, utilizam-se modelos matemáticos que se adaptam ao propósito da simulação (VILELA, 2010).

Na avaliação de conforto existem algumas abordagens, sendo seus objetivos, eliminar ou reduzir a subjetividade do processo de desenvolvimento de um veículo no parâmetro conforto, tornando como auxiliar as avaliações subjetivas durante a fase de aprimoramento dos componentes da suspensão e aplicação de técnicas objetivas combinando com simulação, otimizando o processo de desenvolvimento em tempo e recursos financeiros (VILELA, 2010).

2.3. SUSPENSÃO VEICULAR

O sistema de suspensão visa isolar os ocupantes do veículo das oscilações oriundas das irregularidades da estrada, com finalidade de proporcionar maior conforto, segurança e manter o contato do pneu com o solo com mínimas variações de carga, com isto garante-se aderência a estrada e controle das forças, como as da aceleração, frenagem, esterçamento, torque e direção, geradas no automóvel. Li e Wang (2007), classificam as suspensões em três tipos de controle, passivo, semiativo e ativo, todos visando atender os critérios de conforto e segurança, cada um com eficiência diferente. A seguir serão discutidos detalhes sobre os sistemas passivo e ativo.

Atualmente, o uso de tecnologia eletrônica nos sistemas de suspensão está bem difundido no setor automotivo, como é o caso da Bayerische Motoren Werke (BMW) que utiliza em alguns modelos de veículo, um sistema de controle eletrônico que utiliza sensores que captam o relevo da pista e enviam as informações para uma central eletrônica, retornando uma resposta para as válvulas com solenoides, localizadas nos amortecedores, visando aumentar ou diminuir a vazão de óleo. Esse processo define como a suspensão irá se comportar, se mais confortável ou esportiva (MIRANDA, 2014).

O Magic Body Control (MBC) que equipa o Mercedes-Benz Classe S é uma das tecnologias mais avançadas em termo de controle eletrônico para suspensão automotiva, se refere de um recurso da suspensão ativa que promete oscilações mínimas da carroceria em qualquer situação. O MBC capta informações da pista à frente do veículo através de câmeras nos retrovisores, visando antecipar e preparar a suspensão para dada situação, reduzindo as oscilações e rolamentos da carroceria (JORNAL DO CARRO ESTADÃO, 2014; MIRANDA, 2014).

2.3.1. Componentes do sistema de suspensão automotiva

O papel fundamental de qualquer sistema de suspensão é isolar as forças transmitidas por perturbações externas, geralmente o controle mecânico da vibração é feito colocando-se entre a estrutura a ser protegida e a fonte de vibração um sistema de suspensão composto por elementos elásticos paralelos com elementos dissipativos. Para um veículo que deseja alcançar o isolamento das oscilações da estrada, a suspensão passiva alcança esse objetivo através de elementos do tipo mola e amortecedores viscosos, simultaneamente, melhorando o conforto, aderência e manuseio do veículo na estrada (GUGLIELMINO *et al.*, 2008).

Complementado a ideia anterior, Savaresi *et al.* (2010), aponta que uma suspensão convencional de controle passivo é constituída por três elementos principais, um elemento elástico (geralmente uma mola helicoidal, mas também existem molas pneumáticas e de lâminas), que armazenará energia e fornecerá uma força oposta e proporcional ao prolongamento da suspensão, visando carregar toda a carga elástica. Seguidamente, um elemento de amortecimento (normalmente um amortecedor hidráulico), fornecerá uma força dissipativa oposta e proporcional à velocidade de prolongamento da suspensão, sendo importantíssimo no

comportamento dinâmico da suspensão e um conjunto de elementos mecânicos que ligaram a massa não suspensão ao corpo suspenso.

De acordo com as especificações de conforto, aderência à pista e manuseio, escolhe-se a taxa de elasticidade e amortecimento a ser usado na suspensão, dependendo do tipo do veículo, os critérios que devem ser enfatizados, por exemplo, seriam para a suspensão reduzir a aceleração do chassi e reduzir a força dinâmica do pneu. Além dos critérios a serem cumpridos, a otimização da suspensão pode ser alcançada não apenas por ajustes nas molas e amortecedores, mas também pelo aprimoramento do projeto dos outros componentes que compõem a suspensão, como buchas de borracha, montagens, elos, braços, alavancas e entre outros. De modo a obter uma melhoria geral nas propriedades de amortecimento (GUGLIELMINO *et al.*, 2008).

Olhando pela dinâmica, a mola e o amortecedor são os elementos fundamentais, enquanto os elos mecânicos são os responsáveis pela cinemática da suspensão, assim, considera-se a suspensão como um filtro passa-baixo mecânico, cujo objetivo é atenuar os efeitos das vibrações provenientes das irregularidades das estradas em uma variável de saída. Essa variável de saída no quesito conforto, será a aceleração do corpo, já para estabilidade na estrada, será a deflexão do pneu (SAVARESI *et al.*, 2010).

2.3.1.1. Molas

As molas têm a função de carregar as cargas elásticas da suspensão, acumulando energia conforme vai se deformando, a escolha do tipo de mola usando na suspensão veicular dependerá dos critérios a serem obedecidos, sendo geralmente usadas molas do tipo helicoidal ou feixe de lâminas. As molas do tipo feixe de lâmina (semi-elíptica), segundo Ferreira (2003), são mais utilizadas nos veículos pesados, por conta de sua elevada capacidade de carga, já nos veículos de passeio, geralmente o tipo de mola mais usado é o helicoidal.

Para este trabalho, tem-se interesse apenas nos veículos de passeio, à vista disso, o tipo de mola comumente usados nesses veículos é a mola helicoidal. Esse tipo de mola é fabricado enrolando-se um arame em forma de helicoidal, como pode-se observar na Figura 3.

Figura 3 - Mola helicoidal



Fonte: Rassini NHK (2019).

Como o amortecimento da suspensão é realizado totalmente pelo amortecedor, esse tipo de mola possui histerese praticamente desprezível. Na questão de conforto essa mola é a mais utilizada, entretanto, outros tipos de molas entregam resultados superiores, como molas pneumáticas ou aderir a um sistema de suspensão semiativo ou ativo (FREITAS JUNIOR, 2006).

As molas helicoidais podem ter variações na sua configuração. A mola helicoidal mais comum e de menor custo é a cilíndrica linear, onde a direção da carga sobre a mola coincide com o eixo geométrico da mesma. Veículos equipados com esse tipo de mola helicoidal, tem diminuição na altura do veículo quando imposto à carregamento. Quando se deseja um nível de conforto e dirigibilidade maior, comumente usa-se molas helicoidais progressivas ou do tipo barril (Mini-block), suas vantagens são a menor variação na altura do carro e menor variação na frequência de ressonância. Em específico o tipo barril, sua vantagem está no fato de requerer menor espaço para instalação na suspensão (FREITAS JUNIOR, 2006).

2.3.1.2. Amortecedores

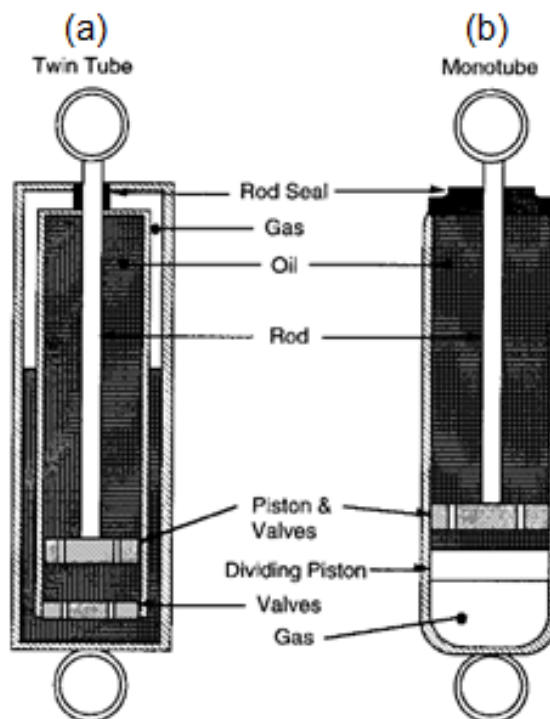
O amortecedor é o componente da suspensão que tem a função de dissipar a energia acumulada pela deformação da mola. Segundo Ferreira (2003), quando a mola libera a energia acumulada acaba gerando oscilações que alteram a estabilidade do automóvel, para atenuar essas oscilações os amortecedores cumprem duas funções, permitem a compressão da mola e amenizam sua distensão. Para o

amortecedor conseguir executar sua função, ele dependerá da facilidade em que o fluido passa pelos orifícios do amortecedor.

Os amortecedores podem ser do tipo atrito seco ou hidráulico, os de atrito seco podem ser discos deslizantes ou cinta enrolada, já para os hidráulicos, podem ser com alanca ou telescópico, esse último é o mais utilizado atualmente (FREITAS JUNIOR, 2006). Segundo Ferreira (2003), os amortecedores hidráulicos telescópicos podem ainda ser de tubo simples ou de tubo duplo, no qual o coeficiente de amortecimento é o principal parâmetro do amortecedor, pode ter valores distintos para o veículo carregado ou desocupado.

Andrade (2001) considera os amortecedores praticamente como bombas de óleo (Figura 4), o pistão é ligado em uma haste e fica em contato com o fluido hidráulico na câmara e esse fluido é forçado a passar por orifícios dentro do pistão à medida que a suspensão recebe perturbações. Com isso, consegue-se desacelerar a massa suspensa e não suspensa, já que a vazão do fluido que passa pelos orifícios induz uma perda de carga. Essa força dissipativa gerada pelo pistão é função de alguns parâmetros, como números de orifícios do pistão, velocidade de movimentação da suspensão e tamanho do pistão.

Figura 4 - Amortecedores hidráulicos telescópicos de tubo: (a) duplo e (b) simples



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992, p. 158).

Amortecedores hidráulicos são sensíveis à variação de velocidade, isso implica que quanto mais rápido a suspensão se mover mais resistência o amortecedor oferece. Quando se aumenta a velocidade do veículo, também se aumenta a frequência em que as rodas recebem as oscilações oriundas das irregularidades da pista, em razão disso crescem as forças aplicadas à massa não suspensa. Para garantir que as rodas consigam se adaptar as variações da pista, requer-se que os amortecedores tenham um enrijecimento progressivo com o aumento da velocidade (ANDRADE, 2001).

2.3.2 Suspensão passiva

Ezeta, Mandow e Cerezo (2013), relatam que as suspensões passivas são caracterizadas por não receberem diretamente energia de fontes externas, esse sistema de suspensão consegue armazenar e dissipar energia através de molas e amortecedores. Motta e Zampieri (2005), complementam explicando que a suspensão passiva tem a melhor relação entre custo e satisfação em critérios de conforto e segurança dos tipos existentes de suspensão, já que são simples, de baixo custo e confiáveis, tornando a suspensão mais usada pela indústria automotiva. Nos projetos convencionais de uma suspensão passiva, utiliza-se de não linearidades nos elementos de molas e amortecedores, ou seja, são sistemas que apresentam uma dinâmica de operação não-linear.

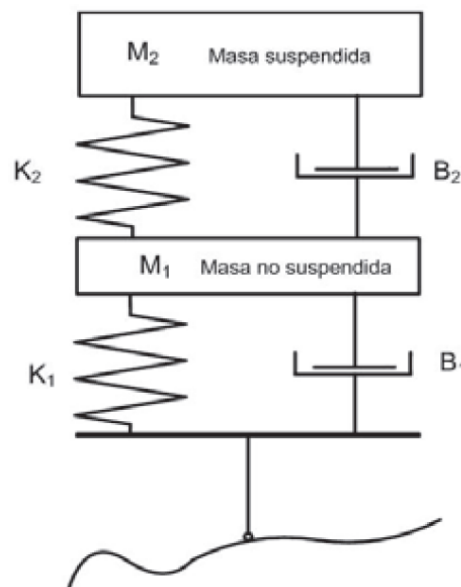
Segundo Crivellaro (2008), as não linearidades estão associadas aos amortecedores e molas, nos amortecedores elas estão presentes nos coeficientes de amortecimento variados, para situações de compressão e distensão. Quando se usa um coeficiente de amortecimento *macio*, ou seja, pequeno, se tem um menor efeito do movimento brusco da roda para cima, sobre o veículo, já para um coeficiente de amortecimento *duro*, o movimento descendente da roda terá maior resistência, conseqüentemente, maior dissipação de energia. Além disso, os amortecedores têm coeficientes de amortecimento que variam com a velocidade, em geral, os coeficientes de amortecimento diminuem conforme a frequência de movimentação aumenta.

Nas molas, a não-linearidade é devido à rigidez não ser constante e depender da intensidade de sua compressão, em geral, na literatura propõe manter constante entre 1,2 e 2,0 Hz a frequência natural da suspensão. Outro motivo para usar a não-linearidade é o pequeno curso máximo da suspensão, dado que, quando um veículo

atinge um obstáculo abruptamente, como uma lombada, a mola se enrijece à medida que a suspensão chega no final de seu curso, diminuindo os efeitos sentidos pelos ocupantes, em razão de ter uma transição menos descontínua (CRIVELLARO, 2008).

Na Figura 5 é apresentado um modelo de suspensão passiva, em que K_1 é a rigidez do pneu, K_2 a rigidez da suspensão, B_1 é o coeficiente de amortecimento do pneu, B_2 o coeficiente de amortecimento da suspensão, M_1 é a massa não suspensa, representa o conjunto eixo e roda e M_2 sendo a massa suspensa, que representa $\frac{1}{4}$ da massa da carroceria. Problemas no conforto ou manuseio podem surgir quando tem modificações na rigidez ou coeficiente de amortecimento em relação ao projetado originalmente (EZETA *et al.*, 2013).

Figura 5 - Modelo do sistema de suspensão passiva para $\frac{1}{4}$ de veículo

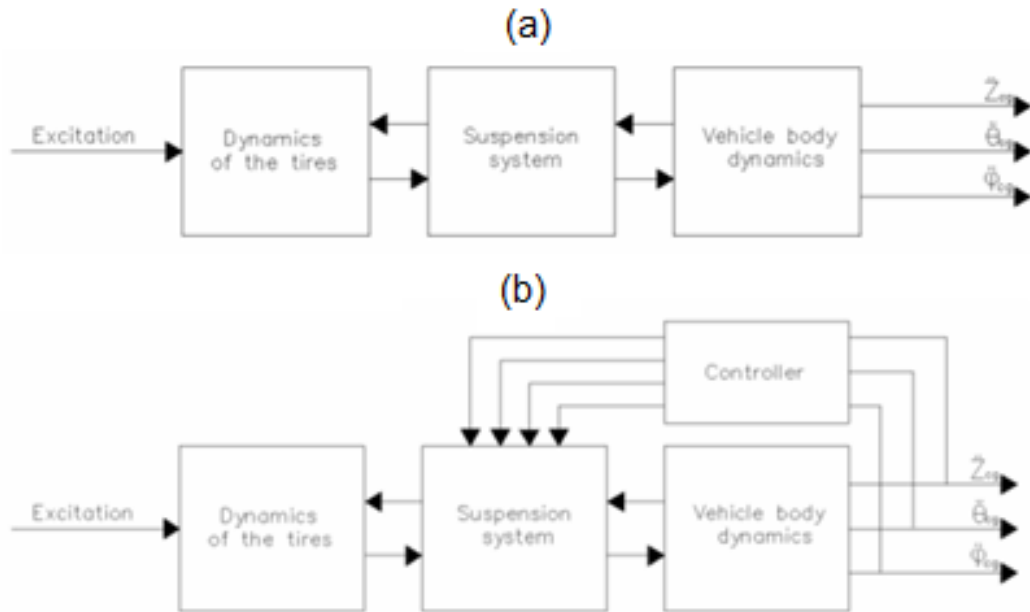


Fonte: Adaptado de Ezeta *et al.* (2013, p.123).

Analisando o sistema de suspensão passiva em questão de controle, o sistema é apenas afetado pela excitação proveniente das irregularidades da pista e a resposta dinâmica da carroceria. Na Figura 6 (a), tem-se a representação do sistema de suspensão passiva, que em geral, pode ser considerado como malha aberta, já que o sinal de entrada e saída não são medidos nem comparados. Em comparação, na Figura 6 (b), representa um sistema de suspensão inteligente, uma forma de implementar um controle inteligente ao sistema é usar um amortecimento variável,

caracterizando uma suspensão semiativa, ou gerar uma contra força ao movimento, concepção essa de suspensão ativa (HYVARINEN, 2004).

Figura 6 - Sistema de suspensão: (a) passivo e (b) inteligente



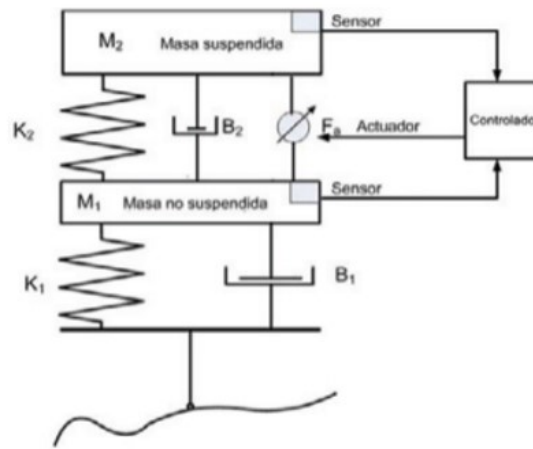
Fonte: Adaptado de Hyvarinen (2004, p. 20).

2.3.3 Suspensão ativa

O sistema de suspensão ativa armazena, dissipa e introduz energia através de atuadores, controlados por controladores, mediante de algoritmos de controle (EZETA *et al.*, 2013). Lima (2011), acrescenta que esse sistema se necessita de uma fonte de energia externa para entregar a energia aos atuadores, permitindo que possam exercer as ações de controle do sistema, para exercer essas forças de controle, diferentes tipos de atuadores podem ser usados, como os hidráulicos, pneumáticos e eletromagnéticos.

Pela Figura 7, observa-se um modelo de suspensão ativa. Segundo Rajamani (2012), esse modelo representa o sistema de suspensão ativa em cada roda, ou seja, o movimento do eixo e carroceria de um $\frac{1}{4}$ de veículo, nesse modelo, a suspensão é composta pela rigidez da suspensão K_2 , rigidez do pneu K_1 , amortecimento da suspensão B_2 , amortecimento do pneu B_1 , atuador de força ativa F_a , massa suspensa M_2 referente a um $\frac{1}{4}$ da massa do veículo e massa não suspensa M_1 do conjunto suspensão. Esse sistema é regulado por sensores e controladores.

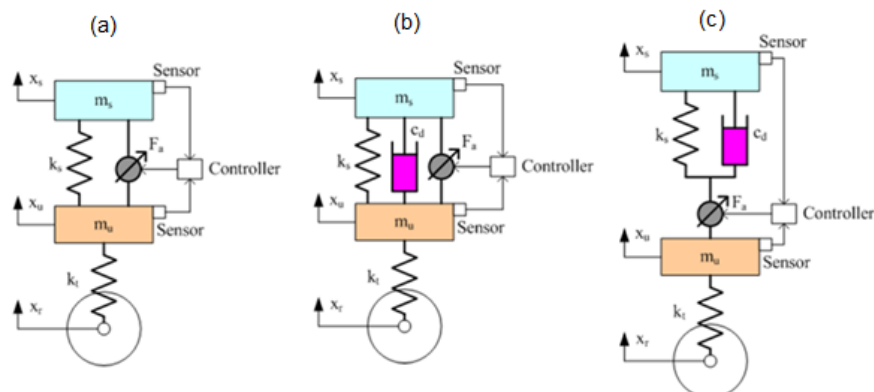
Figura 7 - Modelo do sistema de suspensão ativa para $\frac{1}{4}$ de veículo



Fonte: Adaptado de Ezeta *et al.* (2013, p.123).

De acordo Appleyard e Wellstead (1995), uma suspensão ativa pode ser classificada pela entrada de energia externa ou pela sua largura de banda. Williams e Best (1994), relatam que uma suspensão ativa de alta largura de banda é caracterizada pelo controle, tanto da massa suspensa, quanto da não suspensa, isso se o atuador operar paralelamente com a mola e o sistema não dispor de amortecedores. Para média largura de banda, o atuador trabalha paralelamente com a mola e amortecedor, tem-se o controle da massa suspensa e não suspensa, já para baixa largura de banda, o controle da massa suspensa acontece se o atuador estiver em série com a mola e o amortecedor. Na Figura 8, pode-se constatar os modelos das larguras de bandas nas suspensões ativas.

Figura 8 - Modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo de uma suspensão ativa com diferentes larguras de banda: (a) alta, (b) média e (c) baixa



Fonte: Adaptado de Xue *et al.* (2011, p. 3).

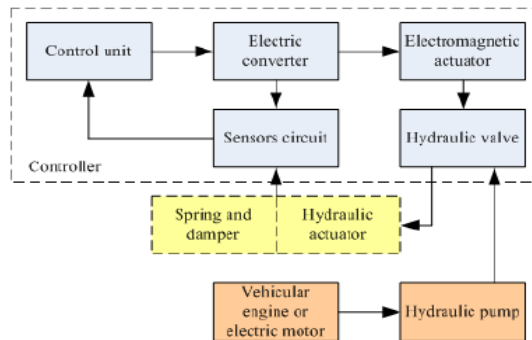
Normalmente, a frequência do modo de vibração da massa não suspensa fica na faixa de 10,0 a 15,0 Hz, já a frequência do modo para a massa suspensa entre 1,0 a 2,0 Hz (XUE *et al.*, 2011). Em relação ao custo do sistema de suspensão ativa, depende do tipo de largura de banda necessária, já que o consumo de energia do atuador é um fator importante nos requisitos de desempenho. Appleyard e Wellstead (1995), explicam que se a suspensão ativa precisar atuar em largura de banda limitada, o custo e potência para escolha do atuador é reduzido, conseqüentemente, a suspensão ativa terá um valor menor.

Além da largura de banda, as suspensões ativas podem ser denominadas como hidráulicas, pneumáticas ou eletromagnéticas, o que definirá em qual categoria a suspensão ativa será enquadrada é o atuador que será implementado no sistema, podendo ser hidráulico, pneumático ou eletromagnético. Em 2001, Strassberger e Guldner (2004), relatam que a BMW desenvolveu um sistema de suspensão ativa baseado em um sistema hidráulico, denominada *Dynamic Drive*, reduzia o ângulo de rolagem durante as trajetórias curvilíneas, dado que esse sistema funciona colocando um atuador rotativo hidráulico no centro da barra anti-rolagem na traseira do veículo.

Nas suspensões ativas hidráulicas ou pneumáticas, a energia é fornecida através de uma bomba acionada pelo motor do veículo ou por um motor elétrico e o amplificador hidráulico ou pneumático é acionado por um sistema eletrônico, para controlar as forças de atuação entre as massas suspensas e não suspensas, em geral, são adequadas para aplicações com baixa largura de banda (MARTINS, *et al.*, 1999).

Mostra-se pela Figura 9 o diagrama de blocos do sistema de suspensão ativa hidráulica, para o sistema de suspensão ativa pneumática segue a mesma lógica. A energia hidráulica é fornecida ao atuador hidráulico por meio de uma bomba hidráulica, quando o motor do veículo ou motor elétrico é acionado, com isso cria-se forças de amortecimento, para atenuar as oscilações entre a massa suspensa e não suspensa, pôr fim a válvula hidráulica é acionado por um atuador eletromagnético de baixa potência (XUE *et al.*, 2011).

Figura 9 - Diagrama de blocos de controle para suspensão ativa hidráulica

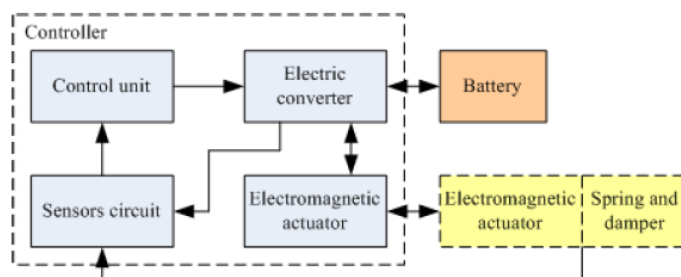


Fonte: Xue *et al.* (2011, p.3).

No sistema de suspensão ativa eletromagnética, têm-se algumas vantagens em relação ao sistema hidráulico ou pneumático, como possibilidade de operação de largura de banda alta, melhor comportamento dinâmico, maior eficiência, melhor estabilidade, facilidade de controle, ausência de fluidos e controle preciso da força. Outra vantagem da suspensão ativa eletromagnética é a possibilidade de funcionar sob geração, ou seja, permite que a energia possa ser recuperada quando o atuador produz a força de amortecimento, diminuindo o consumo de energia, na qual a energia para esse tipo de sistema é cerca de um terço da potência de um sistema de ar condicionado de um veículo (GYSEN *et al.*, 2010; MARTINS *et al.*, 1999).

Na Figura 10 está representado o diagrama de blocos para o sistema de suspensão ativa eletromagnético. Através dos sinais adquiridos e algoritmos de controle, o atuador eletromagnético pode ser controlado quando acionado pelo conversor elétrico e o atuador eletromagnético é alimentado pela bateria, alimentada pelo gerador elétrico do motor do veículo. A energia que é armazenada na suspensão eletromagnética ativa pode realimentar a bateria através de conversor elétrico, isso se o atuador eletromagnético funcionar sob geração (XUE *et al.*, 2011).

Figura 10 - Diagrama de blocos de controle para suspensão ativa eletromagnética



Fonte: Xue *et al.* (2011, p.3).

Dutra 2019 realizou um estudo sobre a aplicação das estratégias de otimização sequencial, iterativa e aninhada no projeto de um sistema de suspensão ativa automotiva. Os resultados demonstram que, de forma geral, a aplicação das estratégias de otimização no projeto integrado da suspensão automotiva melhorou o comportamento global do veículo, proporcionando melhores margens de conforto e segurança.

Na Fórmula 1, a suspensão ativa foi introduzida pela vez em 1992 no modelo FW14 da Williams, por ser muito eficiente, visto que ela se adaptava melhor às pistas e influenciava na aerodinâmica do carro, deixando o veículo mais estável. Deste modo, o veículo venceu dez das dezesseis etapas disputadas entre 1992 e 1993, entretanto, em 1993 a FIA (Federação Internacional de Automobilismo) decidiu abolir a tecnologia da competição a partir da temporada de 1994, alegando que sistemas eletromecânicos não podem influenciar na aerodinâmica dos veículos (JORNAL DO CARRO ESTADÃO, 2014).

Em 2004, a Bose apresentava ao público uma suspensão ativa que desenvolveu, extremamente eficiente e anulava praticamente a oscilação provocada pela pista. O sistema contava com motores eletromagnéticos lineares, amplificadores de potência e um conjunto de algoritmos de controle (GYSEN *et al.*, 2010). Mesmo com o sucesso nos testes, a suspensão ativa da Bose não entrou no mercado automobilístico pelo custo elevado e o sistema ser pesado, acrescentava cerca de 25 quilogramas a mais por roda em relação aos sistemas convencionais (CONTESINI, 2016).

Como comentando no item 2.3, atualmente o MBC que equipa o Mercedes-Benz Classe S é uma das tecnologias mais avançadas em termo de suspensão ativa veicular. Quando comparados os sistemas passivos e ativos, os ativos possuem um desempenho superior na questão de diminuir as oscilações e proporcionar maior conforto, contudo, segundo Lima (2011), o sistema de suspensão ativo possui desvantagens, como alta complexidade, demanda de energia externa elevada, grandes custos de manutenção e implementação e ainda, uma confiabilidade menor, por depender de uma fonte externa de energia para alimentar o sistema. O fato de precisar de uma fonte de energia externa torna este sistema vulnerável quando houver falta de energia.

2.4. ATUADORES PARA SUSPENSÃO ATIVA

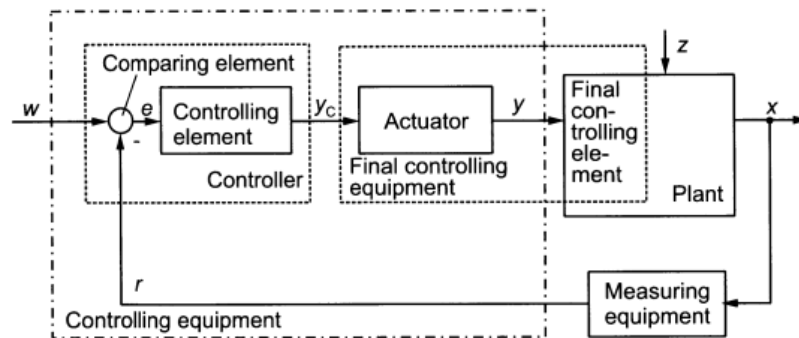
Os atuadores usados em suspensões ativas podem ser hidráulicos, pneumáticos ou eletromagnéticos. Como o estudo deste trabalho é sobre suspensão ativa para um veículo de passeio, o atuador mais apropriado para essa categoria é o eletromagnético, devido a carga sobre o atuador não ser elevada comparado com um veículo pesado, onde os atuadores hidráulicos ou pneumáticos forneceriam maiores forças de controle. A seguir será introduzido uma breve explicação sobre esse tipo de atuador.

O atuador é o componente responsável por mover e controlar um mecanismo ou sistema, requer um sinal de controle e uma fonte de energia, podendo ser pressão pneumática, fluido hidráulico ou então, tensão ou corrente elétrica, converte essa energia em movimento ou forças, quando recebe o sinal de controle, ele converte a energia recebida em movimento mecânico (GONZALEZ, 2015). Janocha (2004), explica que com o estabelecimento da microeletrônica, foi possível conectar os atuadores diretamente ao processador, além disso, com as capacidades de computação atuais, algoritmos de controle mais modernos e aprimorados podem ser usados.

Um controlador de energia é um item primordial para o funcionamento de um atuador, já que o atuador pode controlar fluxos de energia, massas ou volume. A saída do atuador é na forma de energia ou potência, geralmente na forma de potencial de trabalho mecânico, por esses motivos que normalmente a conexão entre um atuador e o controlador é em série. O termo atuador pode também ser conhecido como conversor de energia, enquanto o controlador de energia, amplificador de potência ou circuito de potência (JANOCHA, 2004).

Em termos de controle, para melhor compreensão, na Figura 11 mostra-se o diagrama de blocos de um sistema de malha fechada para um atuador, segundo a Norma Técnica DIN (Deutsches Institut für Normung) 19226, referente a engenharia de controle. O funcionamento ocorre da seguinte maneira, a variável de saída do controlador y_c é transformada na variável manipulada “y”, usada para conduzir o elemento de controle final, toda essa operação ocorre dentro do atuador. O elemento de controle final influenciará o fluxo de matéria ou energia (JANOCHA, 2004).

Figura 11 - Diagrama de blocos de um sistema de controle de malha fechada para um atuador genérico



Fonte: Janaocha (2004, p. 2).

2.4.1. Atuador eletromagnético

Os atuadores eletromagnéticos transformam a energia elétrica em energia mecânica, pelo princípio eletromagnético (KUHLEN; JANOCHA, 2002). Isso significa que são dispositivos capazes de criar campos magnéticos, a partir de um sinal elétrico (tensão ou corrente) e esses campos magnéticos produzem as forças mecânicas que irão movimentar alguma peça. Os atuadores eletromagnéticos podem diferir uns dos outros, mas o princípio de funcionamento é o mesmo, as diferenças ocorrem por conta dos requisitos de aplicação, como intensidade da força produzida pelo atuador, velocidade, tempo de deslocamento, precisão, vibração da estrutura, ruídos de operação e entre outros (AGUILLAR, 2007).

Segundo Gysen *et al.* (2010), as vantagens dos atuadores eletromagnéticos em relação aos hidráulicos são: melhora da estabilidade, aprimoramento do comportamento dinâmico, controle preciso da força e operação dupla do atuador. Já as desvantagens são: aumento do volume da suspensão, corrente relativamente alta para um sistema de 12-14 volts (V) e precisa-se de excitação para fornecer uma força contínua. Martins *et al.* (2006), complementa que o atuador deve caber em um espaço próximo à roda e esse espaço dependerá do projeto do carro, portanto, não pode ser definido exatamente, exceto para o modelo específico.

Eckert (2012), aponta que outra justificativa para se usar atuadores eletromagnéticos nas suspensões ativas é a possibilidade de operação no modo motor ou modo gerador, isso possibilita a regeneração de energia do sistema, essa operação diminui consideravelmente o consumo de energia do sistema, porém

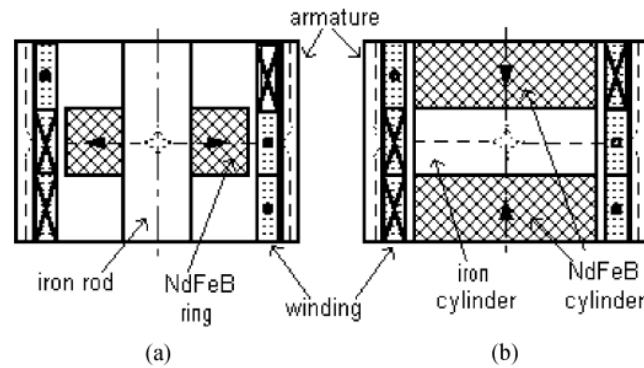
compromete um pouco no seu desempenho. Outras justificativas para o uso de atuadores eletromagnéticos são: melhoria na segurança, já que garante mais estabilidade e aderência do pneu com o solo e tendência dos automóveis se tornando cada vez mais elétrico e eletrônicos.

A forma do atuador eletromagnético mais adequada atualmente é a cilíndrica, porque os carros projetados a usar atuadores hidráulicos ou pneumáticos, adotam como forma a cilíndrica, por motivo de configuração do sistema de suspensão dos veículos de passeio. Já a construção de um atuador linear cilíndrico de ímãs permanentes tem duas configurações possíveis, ímãs móveis ou bobinas móveis, nas bobinas móveis há menor inércia, exceto quando se usa ímãs poderosos, entretanto, em uma suspensão automotiva, definir a parte imóvel é impossível, já que ambas as partes do atuador então em movimento, uma conectada à massa suspensa e outra à massa não suspensa. Para a parte móvel considera-se a parte conectada à massa não suspensa (LEQUESNE, 1996; MARTINS *et al.*, 2006).

Aguillar (2007), explica que geralmente os ímãs permanentes mais usados são: alnico, ferrite, samário-cobalto (SmCo) e neodímio-ferro-boro (NdFeB). No uso de ímãs permanentes em atuadores eletromagnéticos é importante que possuam altos valores de campos coercitivo (H_c) e de indução remanente (B_r) e sejam resistentes a impactos mecânicos. Analisando os ímãs possíveis, os que possuem as propriedades mais apropriadas para o uso em atuadores eletromagnéticos, são os NdFeB e SmCo.

No estudo realizado por Martins *et al.* (2006), duas configurações de magnetização para os ímãs permanentes do atuador eletromagnético, foram analisadas, ímãs magnetizados radialmente e axialmente. Na Figura 12 pode-se observar essas duas configurações para o atuador, na configuração (a), a montagem dos dois anéis de NdFeB magnetizados radialmente e a haste de aço magnético, geram os polos magnéticos do atuador. Na configuração (b), a montagem dos dois cilindros de NdFeB de campo oposto, magnetizado axialmente e um cilindro de aço magnético no meio, fazendo assim, que o campo magnético cruze os topos dos cilindros de NdFeB, depois a superfície cilíndrica do meio. Em relação aos custos, os ímãs NdFeB magnetizados axialmente são mais baratos em comparação com os radialmente magnetizados.

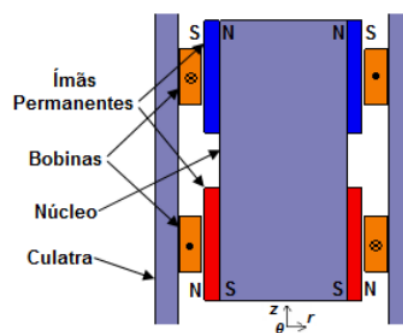
Figura 12 - Configuração da magnetização do atuador: a) radial, b) axial



Fonte: Martins *et al.* (2006, p. 90).

Para entender o funcionamento de um atuador eletromagnético, será considerado o atuador proposto por Eckert (2012), um atuador tubular de ímãs permanentes internos, magnetizados radialmente em formato de anel. Esse atuador é constituído por dois conjuntos de ímãs permanentes com magnetização oposta (ímãs em azul, possuem o polo sul externo e o polo norte interno, já nos ímãs em vermelhos, o polo sul é interno e o polo norte externo), núcleo da parte móvel e da estática e duas bobinas em série com forças e sentidos opostos. Pode-se observar a representação em corte desse atuador pela Figura 13.

Figura 13 - Vista em corte do atuador



Fonte: Eckert (2012, p.45).

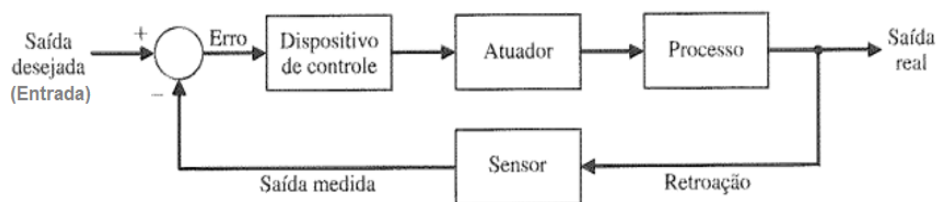
Inicialmente o atuador se encontra na posição de equilíbrio, essa posição é garantida pela ação dos fluxos magnéticos produzidos pelos ímãs permanentes, dado que, em posição de repouso não há corrente circulando pelas bobinas. O movimento da parte móvel é obtido quando se aplica uma tensão contínua nos terminais das bobinas e circula uma corrente elétrica em um determinado sentido nos enrolamentos

das bobinas, assim estabelecendo um fluxo magnético na parte móvel, estacionária e nos ímãs permanentes. Esse fluxo gerado pelas bobinas interagirá com o fluxo existente dos ímãs, resultando em uma força magnética, atraindo a parte móvel para o sentido desejado (AGUILLAR, 2007; ECKERT, 2012).

2.5. SISTEMA DE CONTROLE

O sistema de controle equivale em subsistemas e processos ou plantas (uma planta pode ser uma parte ou conjunto de componentes de um equipamento que funcione de maneira integrada, visando realizar alguma operação) reunidos com o propósito de controlar as saídas dos processos, através de controle de malha aberta ou fechada. Em malha aberta o sinal de saída não exerce nenhuma ação de controle no sistema, ou seja, o sinal de saída não é medido e nem realimentado para comparação com a entrada, já em malha fechada, conhecido também como sistema de controle com realimentação, o sinal de erro atuante (diferença entre o sinal de entrada e o sinal de realimentação) realimenta o controlador, de modo a minimizar o erro e acertar o valor desejado de saída do sistema (NISE, 2002; OGATA, 2011). Pela Figura 14 pode-se observar a representação em diagrama de blocos de um sistema de controle a malha fechada.

Figura 14 - Diagrama de blocos de um sistema de controle a malha fechada.



Fonte: Adaptado de Dorf e Bishop (2001, p. 8).

A característica que distingue um sistema malha aberta é que esse sistema não corrige os efeitos de perturbações adicionados ao sinal atuante do controlador, sendo comandados unicamente com base na entrada. Já no sistema malha fechada as perturbações são compensadas medindo a resposta da saída, retroalimentando essa medição e comparando com o valor de entrada, existindo diferença na resposta o sistema age sobre a planta através de sinal atuante, de modo a corrigir. As vantagens em malha fechada são: menos sensíveis a ruídos, perturbações e a

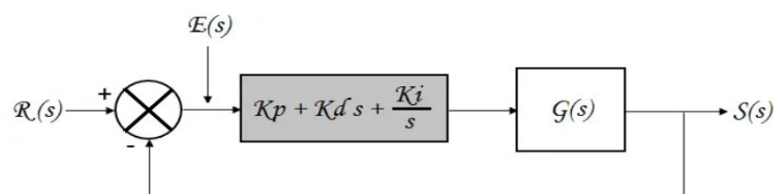
mudanças nas condições ambientes, além do mais, podem controlar de forma mais fácil e flexível a resposta transitória e o erro de estado estacionário, através de ajuste de ganho na malha, por exemplo (NISE, 2002).

Segundo Ogata (2011), as especificações de desempenho são os requisitos impostos no sistema de controle, já que os sistemas de controle são projetados para realizar tarefas específicas. Essas especificações podem ser dadas em termos de requisitos em regime estacionário, como erro estacionário e de requisito de resposta transitória, como máximo sobressinal e tempo de acomodação, podem ainda ser dados em termos de resposta em frequência. A parte mais importante do projeto de um sistema de controle é estabelecer especificações de desempenho precisamente para que resultem em um sistema de controle que seja ideal para o propósito pretendido.

2.5.1. Controlador PID

O controlador PID é o mais utilizado pela indústria, por conta de sua simplicidade e resultados bastantes satisfatórios para grande maioria dos casos, dado que, ao receber um estímulo de entrada no sistema, o objetivo do controlador PID é permitir que o sistema responda de maneira adequada, conforme as especificações do processo. Para satisfazer as condições desejadas de operação o mesmo atua sobre o erro do sistema por meio de três ações de controles, proporcional (K_p), integral (K_d) e derivativa (K_i). Pela Figura 15 pode-se observar que o controlador PID atua diretamente sobre o erro $E(s)$ e gera um sinal aplicado ao sistema (MADEIRA, 2016; OGATA, 2011).

Figura 15 - Sistema de controle em malha fechada



Fonte: Madeira (2016).

A ação de controle gerada pelo modo proporcional é diretamente proporcional ao erro entre a referência e saída, o qual compara e gera um ganho para a entrada

da planta. No modo integral a ação de controle atua sobre a integral do sinal de erro, corrigindo erros remanescentes, seu grande benefício é a eliminação do erro em regime permanente. Por último, no modo derivativo a ação de controle atua sobre a derivada do sinal de erro, ou seja, a taxa de variação do sinal de erro, através desse modo estima-se a tendência de aumento ou diminuição do erro futuro, deste modo possibilitando aumentar a velocidade de correção do processo (FACCIN, 2004).

A sintonia do controlador é o processo de determinação dos parâmetros do controlador que atendam as especificações de desempenho. O primeiro método de sintonia de controladores PID foi em elaborada 1942 por John Ziegler e Nathaniel Nichols, eles propuseram uma técnica para ajustar os valores dos ganhos do controlador de forma empírica baseadas em algumas medições do sistema (OGATA, 2011).

Para esse trabalho o método que será utilizado para sintonia do controlador PID será por meio de um método meta-heurístico, Algoritmo Genético (AG), que consiste em uma técnica de otimização inspirada na teoria da evolução de Charles Darwin (sobrevivência do mais apto). Nesse, as melhores soluções, próximas do ótimo, possuem maior possibilidade para sobreviver entre as iterações numéricas, resultando em soluções cada vez melhores até a estabilização do algoritmo ou término no número total de iterações (MADEIRA, 2016; NOGUEIRA, 2006).

2.6. OTIMIZAÇÃO DE SISTEMAS

Os problemas de otimização consistem em encontrar a melhor combinação entre um conjunto de variáveis para maximizar ou minimizar uma função, geralmente chamada de função objetivo ou função de custo (em Algoritmo Genético, Fitness). Em um problema de otimização tem-se uma função objetivo e um conjunto de restrições, ambos relacionados às variáveis de decisão. No ramo da ciência da computação é chamada otimização combinatória, que estuda problemas de otimização em conjuntos (BECCENERI, 2008).

O problema pode estar em minimizar ou maximizar a função objetivo. A resposta ao problema, ou seja, o ótimo global, será o menor (ou maior) valor possível para a função objetivo para o qual o valor atribuído às variáveis não viola nenhuma restrição. Em alguns casos são alcançados valores cuja alteração discreta não leva a

melhores resultados, mas que também não são o Ótimo Global, essas soluções são chamadas de Ótimo Local (MALAQUIAS, 2006).

Muitas vezes, ao invés dos termos minimização ou maximização, utiliza-se o termo otimização, sempre que não há dúvidas sobre o propósito do problema em estudo, ou seja, encontrar um valor que minimize ou maximize. Um espaço de busca é um conjunto que contém todas as soluções do problema a tentar resolver, onde esse espaço pode ser finito ou infinito enumerável. Considera-se sempre que este espaço contém apenas soluções viáveis, ou seja, aquelas que obedecem às restrições do problema (BECCENERI, 2008; MALAQUIAS, 2006).

Para otimizar a função desejada usam-se algoritmos, que são processos sistemáticos para a resolução de um problema, onde esses algoritmos podem ser classificados como determinísticos e não determinísticos. Os determinísticos são aqueles nos quais, sempre que a entrada do problema for repetida, o resultado produzido será o mesmo. Por outro lado, os não determinísticos, também chamados de probabilísticos, podem, dada a mesma entrada para o problema produzir resultados diferentes, pois consideram um evento pseudoaleatório em seu processamento, como a geração de um número pseudoaleatório (BECCENERI, 2008).

O Algoritmo Genético (AG) usado no presente trabalho faz parte das técnicas meta-heurísticas. Segundo Becceneri (2008), uma meta-heurística é uma estratégia de busca, específica para um determinado problema, que irá explorar eficientemente o espaço de soluções viáveis para aquele problema. São algoritmos aproximados que integram mecanismos para evitar confinamento em mínimos ou máximos locais.

O conhecimento específico do problema pode ser usado na forma de heurística para facilitar o processo de busca, por exemplo, na busca de um possível bom vizinho de um determinado ponto. O AG é baseado em métodos populacionais que a partir de um conjunto de soluções iniciais tentam encontrar a melhor solução alternando-se elementos dessa população. (BECCENERI, 2008).

3. METODOLOGIA

Neste capítulo serão apresentados a modelagem matemática da suspensão veicular para um modelo simplificado de $\frac{1}{4}$ de veículo (compreensão das reações no sistema de suspensão ativa) e modelo completo de veículo (simulador da resposta de um veículo real). O modelo matemático de uma suspensão deve representar as características dinâmicas do sistema, permitindo estudar característica como conforto, estabilidade e usabilidade. Primeiramente, será desenvolvido o cálculo matemático para um quarto de veículo (modelagem do controlador PID) e para o modelo completo, posteriormente, os modelos das excitações externas e o ajuste dos parâmetros do controlador PID usando Algoritmo Genético.

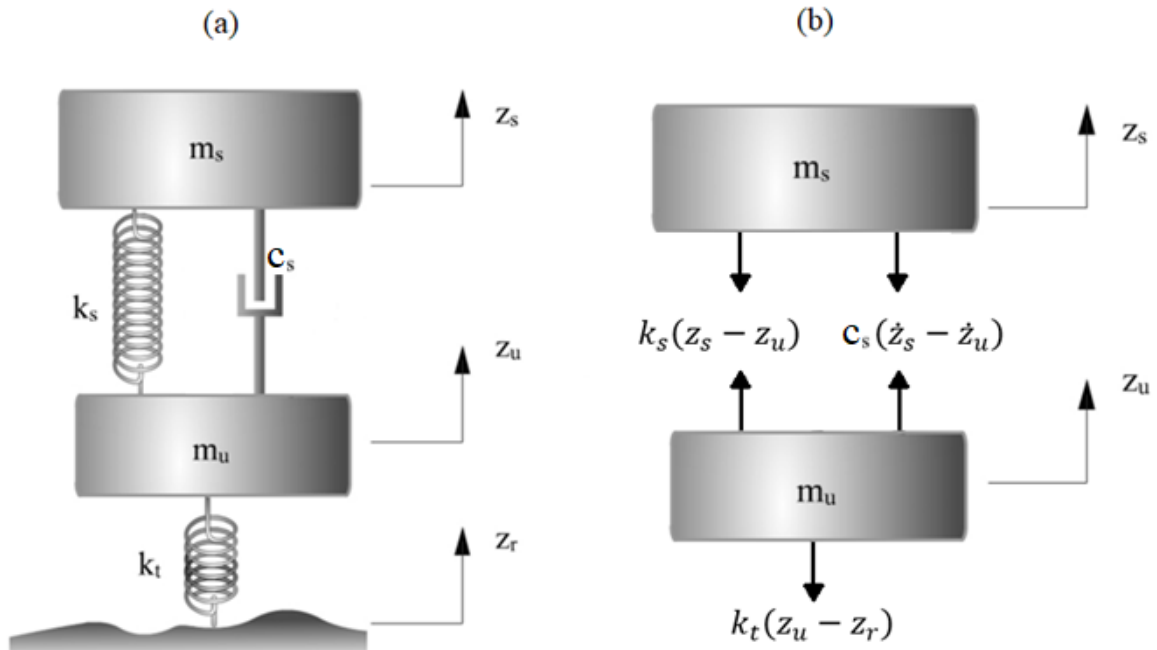
O modelo do controlador PID usado nesse trabalho foi o mesmo utilizado por Sabka (2017), onde o autor modelou o funcionamento do controlador para $\frac{1}{4}$ de veículo e posteriormente o adaptou para o modelo completo de veículo (7 GDL), implementado um controlador PID para cada roda. O objetivo do controlador PID é controlar a posição da massa suspensa (carroceria), comparando o valor de referência (deslocamento nulo) com o valor de saída, afim de minimizar essa diferença.

3.1. MODELO DE $\frac{1}{4}$ DE VEÍCULO

O modelo simplificado $\frac{1}{4}$ de veículo se baseia em um sistema massa mola de dois graus de liberdade, representa o movimento vertical da massa suspensa e não suspensa em resposta a excitação externa. Nesse modelo simplificado para uma suspensão de $\frac{1}{4}$ de veículo, os movimentos de rolagem e inclinação são desprezados e os únicos graus de liberdades inclusos são os movimentos verticais da massa suspensa e da não suspensa.

Na Figura 16 é mostrado o modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo sem controle ativo e seu diagrama de corpo livre (DCL), representa o sistema automotivo em cada roda, ou seja, movimento da carroceria e do eixo do veículo em qualquer das quatro rodas. Esse modelo é composto pela rigidez da suspensão (k_s), rigidez do pneu (k_t), amortecimento da suspensão (c_s), massa suspensa (m_s), massa não suspensa (m_u) e as variáveis z_s , z_u e z_r representam os deslocamentos verticais da massa suspensa, massa não suspensa e da pista, respectivamente. (RAJAMANI, 2012).

Figura 16 - Modelo de 1/4 de veículo com DCL



Fonte: Adaptado de Rajamani (2012, p. 302).

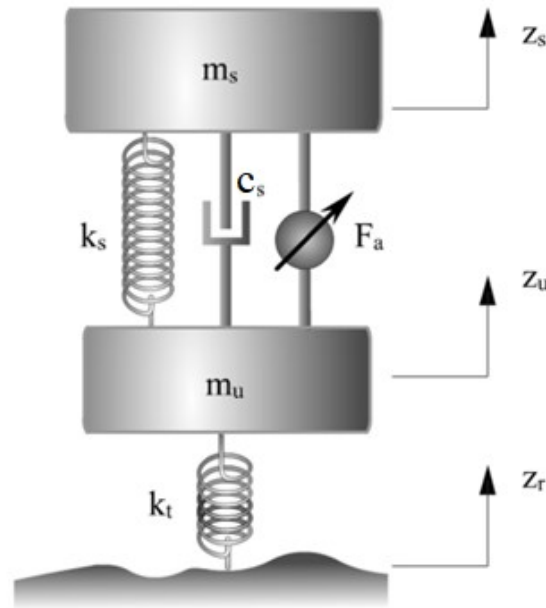
Para obter as equações diferenciais que descrevem o movimento do modelo simplificado de $\frac{1}{4}$ de veículo, aplica-se a 2ª lei de Newton ($\sum \vec{F} = m \cdot \vec{a}$) no sistema do modelo da Figura 16. Emprega-se uma equação para descrever o movimento da massa suspensa (m_s), outra para não suspensa (m_u), fora do equilíbrio estático e será considerado que o movimento da massa suspensa (z_s) é maior que o da não suspensa z_u , no sentido positivo de z (para cima).

$$-k_s(z_s - z_u) - c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) = m_s \cdot \ddot{z}_s \quad (1)$$

$$k_s(z_s - z_u) + c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_t(z_u - z_r) = m_u \cdot \ddot{z}_u \quad (2)$$

As equações diferenciais descritas estão relacionadas entre si, sendo \dot{z}_s e \dot{z}_u as derivadas em função do tempo do deslocamento da massa suspensa e não suspensa. Para o modelo de um sistema de suspensão ativa é acrescentado um componente (atuador) entre a massa suspensa e não suspensa, paralelamente ao elemento de rigidez e o elemento de amortecimento (média largura de banda, Figura 8), como é mostrado na Figura 17.

Figura 17 - Modelo de 1/4 de uma suspensão ativa veicular



Fonte: Rajamani (2012, p. 302).

Dessa forma, a força ativa (F_a) do atuador abaixo da massa suspensão tem o propósito de diminuir o deslocamento (z_s), a fim de aprimorar o conforto e estabilidade veicular, onde para esse trabalho o objetivo é encontrar valores para (F_a) que satisfazem as especificações exigidas. As equações (1) e (2) são atualizadas acrescentando a força ativa (F_a) nas equações, somando na equação da massa não suspensa e subtraindo na equação da massa suspensa, assim as equações são descritas como:

$$-k_s(z_s - z_u) - c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - F_a = m_s \cdot \ddot{z}_s \quad (3)$$

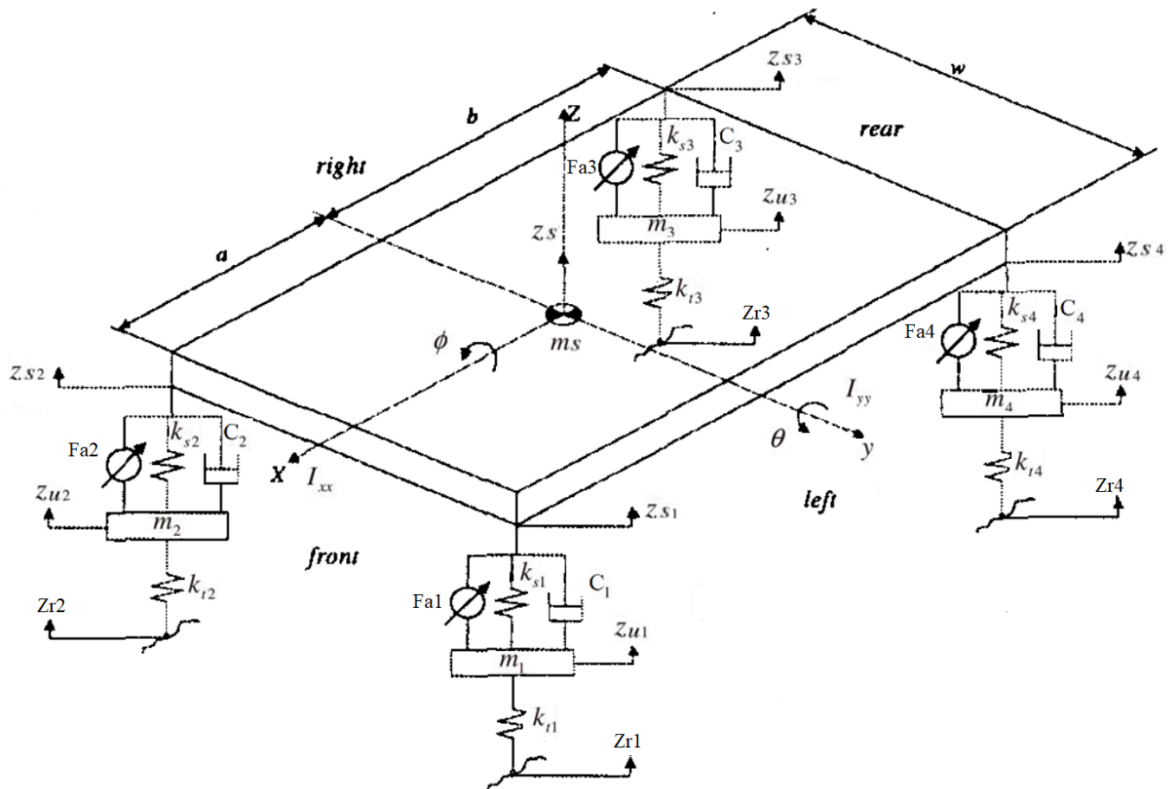
$$k_s(z_s - z_u) + c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_t(z_u - z_r) + F_a = m_u \cdot \ddot{z}_u \quad (4)$$

3.2. MODELO COMPLETO DE VEÍCULO

Diferente do modelo simplificado, o modelo completo de veículo (simulando o movimento de um veículo real) possui 7 graus de liberdade (GDL), esse modelo representa o comportamento de uma suspensão veicular com mais detalhes. Pode-se conferir esse modelo pela Figura 18, em que a frente do veículo está no sentido positivo eixo x , seus graus de liberdade são: quatro relacionados ao deslocamento vertical das massas não suspensas e três referentes a massa suspensa, sendo eles

o deslocamento no eixo z (z_s), denominado de *bounce*, rotação em torno do eixo x (ϕ), denotado de ângulo de rolamento (*roll*) e rotação em torno do eixo y (θ), chamando de ângulo de arfagem (*pitch*). Considera-se ainda que esse modelo não faz curvas, ou seja, o ângulo das rodas é sempre nulo.

Figura 18 - Modelo completo de veículo com força ativa



Fonte: Adaptado de Ikenaga *et al.* (2000, p. 4023).

Nesse modelo os parâmetros já evidenciados anteriormente são: rigidez da suspensão (k_{sn}), rigidez do pneu (k_{tn}), amortecimento da suspensão (C_n), massa suspensa (m_s), massa não suspensa (m_n) e as variáveis z_s , z_{un} e z_{rn} representam os deslocamentos verticais da massa suspensa, massa não suspensa e da pista, respectivamente, sendo n o valor de um a quatro que representa o conjunto de 1/4 do veículo. Além disso, tem-se a força ativa em cada conjunto, representada por (F_{an}), os momentos de inércia I_{xx} e I_{yy} , distância dos conjuntos de suspensão até o centro de gravidade (CG) representados por a , b e o comprimento da bitola (w).

O equacionamento para esse modelo é obtido aplicando 2º de lei de Newton, para descrever o movimento vertical da massa suspensa e das não suspensas e equação de Newton-Euler ($\sum \vec{M}_o = I_o \cdot \vec{\alpha} + \vec{r}_{CG} \times m \cdot \vec{a}_o$), para descrever as rotações da

massa suspensa em torno dos eixos x e y . Seguindo o raciocínio para o modelo simplificado, temos as seguintes equações:

$$k_{s1}(z_{s1} - z_{u1}) + C_1(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{u1}) - k_{t1}(z_{u1} - z_{r1}) + F_{a1} = m_1 \cdot \ddot{z}_{u1} \quad (5)$$

$$k_{s2}(z_{s2} - z_{u2}) + C_2(\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{u2}) - k_{t2}(z_{u2} - z_{r2}) + F_{a2} = m_2 \cdot \ddot{z}_{u2} \quad (6)$$

$$k_{s3}(z_{s3} - z_{u3}) + C_3(\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{u3}) - k_{t3}(z_{u3} - z_{r3}) + F_{a3} = m_3 \cdot \ddot{z}_{u3} \quad (7)$$

$$k_{s4}(z_{s4} - z_{u4}) + C_4(\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{u4}) - k_{t4}(z_{u4} - z_{r4}) + F_{a4} = m_4 \cdot \ddot{z}_{u4} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} & -k_{s1}(z_{s1} - z_{u1}) - C_1(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{u1}) - k_{s2}(z_{s2} - z_{u2}) - C_2(\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{u2}) \\ & -k_{s3}(z_{s3} - z_{u3}) - C_3(\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{u3}) - k_{s4}(z_{s4} - z_{u4}) - C_4(\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{u4}) \\ & - F_{a1} - F_{a2} - F_{a3} - F_{a4} = m_s \cdot \ddot{z}_s \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} & \frac{w}{2} \cdot [-k_{s1}(z_{s1} - z_{u1}) - C_1(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{u1}) - F_{a1} - k_{s4}(z_{s4} - z_{u4}) - C_4(\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{u4}) - F_{a4}] + \\ & \frac{w}{2} \cdot [k_{s2}(z_{s2} - z_{u2}) + C_2(\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{u2}) + F_{a2} + k_{s3}(z_{s3} - z_{u3}) + C_3(\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{u3}) + F_{a3}] \\ & = I_{xx} \ddot{\theta} \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} & a[k_{s1}(z_{s1} - z_{u1}) + C_1(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{u1}) + F_{a1} + k_{s2}(z_{s2} - z_{u2}) + C_2(\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{u2}) + F_{a2}] \\ & b[-k_{s3}(z_{s3} - z_{u3}) - C_3(\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{u3}) - F_{a3} - k_{s4}(z_{s4} - z_{u4}) - C_4(\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{u4}) - F_{a4}] \\ & = I_{yy} \ddot{\theta} \end{aligned} \quad (11)$$

Os deslocamentos (z_{s1}, z_{s2}, z_{s3} e z_{s4}) e velocidades ($\dot{z}_{s1}, \dot{z}_{s2}, \dot{z}_{s3}$ e \dot{z}_{s4}) em cada ponto da massa suspensa, pode-se obter pelas seguintes equações (considerando a posição fora do equilíbrio estático, com pequena variação do deslocamento no sentido anti-horário e linearização usando serie de Taylor):

$$z_{s1} = z_s - \theta \cdot a + \phi \cdot \frac{w}{2} \quad (12)$$

$$z_{s2} = z_s - \theta \cdot a - \phi \cdot \frac{w}{2} \quad (13)$$

$$z_{s3} = z_s + \theta \cdot b - \phi \cdot \frac{w}{2} \quad (14)$$

$$z_{s4} = z_s + \theta \cdot b + \phi \cdot \frac{w}{2} \quad (15)$$

$$\dot{z}_{s1} = \dot{z}_s - \dot{\theta} \cdot a + \dot{\phi} \cdot \frac{w}{2} \quad (16)$$

$$\dot{z}_{s2} = \dot{z}_s - \dot{\theta} \cdot a - \dot{\phi} \cdot \frac{w}{2} \quad (17)$$

$$\dot{z}_{s3} = \dot{z}_s + \dot{\theta} \cdot b - \dot{\phi} \cdot \frac{w}{2} \quad (18)$$

$$\dot{z}_{s4} = \dot{z}_s + \dot{\theta} \cdot b + \dot{\phi} \cdot \frac{w}{2} \quad (19)$$

Assim, todas as equações descritas devem ser resolvidas simultaneamente, visto que as variáveis estão interligadas entre si, para determinar os movimentos de *Bounce*, *Pitch* e *Roll* da massa suspensa e os movimentos verticais das massas não suspensa.

3.3. DADOS DO VEÍCULO

Os valores dos parâmetros do veículo serão os mesmos utilizado por Ruthes (2016), Dutra (2019) e Sabka (2017), os dados foram retirados de Pereira (2011), onde o autor avaliou a suspensão de um Fiat Uno 2006. Esse modelo de veículo possui sistema de suspensão dianteiro de rodas independentes, tipo McPherson com braços oscilantes inferiores, molas helicoidais e amortecedores hidráulicos telescópicos de dupla ação. O sistema de suspensão traseiro também é de rodas independentes com braços oscilantes inferiores e amortecedores hidráulicos telescópicos de dupla ação.

No trabalho de Pereira (2011) o autor explica os métodos utilizados para calcular os valores dos parâmetros do sistema de suspensão do veículo em estudo. Pela Tabela 1 pode-se verificar os valores obtidos pelo autor citado.

Tabela 1 – Dados construtivos do Veículo

Dados do veículo	Símbolo	Valores
Massa Total do Veículo	M_t	830 kg
Massa suspensa	m_s	678 kg
Massa suspensa eixo dianteiro	m_{s1}	520 kg
Massa suspensa eixo traseiro	m_{s2}	310 kg
Massa não suspensa eixo dianteiro	m_1	63 kg
Massa não suspensa eixo traseiro	m_2	89 kg
Rigidez do Pneu	k_t	190000 N/m
Rigidez das molas dianteiras	k_{s1}	16879,32 N/m

Rigidez das molas traseiras	k_{s2}	19000 N/m
Constante de Amortecimento dianteira	C_1	1554 Ns/m
Constante de Amortecimento traseira	C_2	3144,2 Ns/m
Constante de Amortecimento do pneu	C_p	0
Distância das rodas da direita ao CG (frente)	w_1	0,6685 m
Distância das rodas da esquerda ao CG (frente)	w_2	0,6685 m
Distância das rodas dianteiras ao CG (lateral)	a	0,882 m
Distância das rodas traseiras ao CG (lateral)	b	1,4795 m
Momento de inércia longitudinal	I_{xx}	2353,5 $kg.m^2$
Momento de inércia transversal	I_{yy}	850 $kg.m^2$

Fonte: Adaptado de Ruthes (2016, p.53).

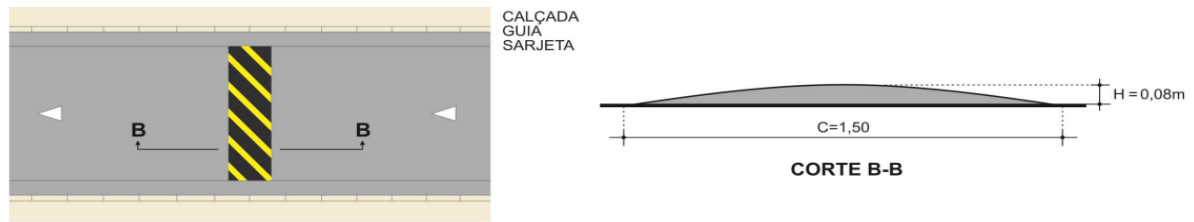
3.4. MODELO MATEMÁTICO DAS EXCITAÇÕES

Para a simulação dos modelos da suspensão, exige-se algum tipo de excitação externa, que é a representação matemática da condição a qual o modelo será submetido. O objetivo dessa excitação externa é usar desse artifício para analisar a eficiência dos controladores adotados, avaliando os deslocamentos da massa suspensa e não suspensa. Serão utilizados três tipos de excitação externa: lombada, senoide e randômica.

3.4.1. Lombada

Para avaliar o modelo da suspensão a excitação do tipo lombada será utilizado as dimensões apresentadas por Ruthes (2016), o qual foi baseado na resolução 39/98 do Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN). Verificou-se que os valores para a lombada estavam de acordo com os critérios proposto na Resolução nº 600 de 24 de maio 2016. O modelo de lombada para esse trabalho será do Tipo II, onde seu objetivo é reduzir a velocidade dos veículos para 30 km/h , suas dimensões são: comprimento (C) de 1,50 m e altura (H) de 0,08 m . Pela Figura 19 pode-se ver a representação da lombada.

Figura 19 - Dimensões do modelo de lombada



Fonte: Adaptado de Contran (2016, p.7).

Segundo Campos e Souza (2014), a excitação de base provocada pela lombada é descrita pela Equação (19), descreve o perfil da pista a qual o veículo passará. Esta equação está relacionada com o tempo de entrada e saída de cada roda, onde, H é o deslocamento máximo proveniente pela lombada, ω a frequência angular e t o tempo referente a passagem do veículo sobre a lombada.

$$y(t) = \frac{H}{2}(1 - \cos(\omega t)) \quad (20)$$

A expressão que descreve a frequência angular (ω) é descrita pela Equação (20), sendo v a velocidade constante do veículo e C o comprimento da lombada. Na Equação (22), tem-se a expressão que descreve o perfil da lombada, considerando que o veículo percorra uma certa distância antes de entrar em contato com o obstáculo, representado por d , e que o veículo ultrapassa o obstáculo com um ângulo nulo na roda.

$$\omega = \frac{2\pi v}{C} \quad (21)$$

$$y(t) = \frac{H}{2} \left\{ 1 - \cos \left[\omega \left(t - \frac{d}{v} \right) \right] \right\} \quad (22)$$

3.4.2. Senoidal

O objetivo da análise harmônica é determinar a resposta do sistema sob um carregamento harmônico (deslocamento da base senoidal) a uma determinada frequência de excitação. A excitação senoidal é dada por:

$$Z_r(t) = h \cdot \text{sen}(\omega t) \quad (23)$$

O h representa a amplitude e ω a frequência de excitação. Interessado em analisar a resposta do sistema submetido a situações críticas, será utilizado as frequências de ressonâncias (frequências naturais não amortecidas) como frequências de excitação na senoidal. Essas frequências naturais foram obtidas por Ruthes (2016), através de resolução de um problema de autovalores e autovetores, pois os dados do veículo em estudo são os mesmos utilizados pelo autor citado. Os valores obtidos para o modelo completo de veículo são mostrados na Tabela 2.

Tabela 2 - Frequências naturais do modelo completo de veículo

Modo de Vibrar	Frequência Natural (Hz)	
1	0,93	Pitch
2	0,97	Roll
3	1,43	Bounce
4	10,9	Roda da direita
5	10,9	Roda da direita
6	12,9	Roda da esquerda
7	12,9	Roda da esquerda

Fonte: Ruthes (2016, p.43).

3.4.3. Randômica

Uma pista real não é perfeitamente plana e reta devido as suas imperfeições como rugosidade, buracos e trincas espalhadas por toda sua extensão e de forma aleatória. Então, o objetivo de simular o comportamento do modelo da suspensão a excitação de um perfil de estrada aleatória é avaliar a eficiência do sistema de controle a esse estímulo, assim expondo a usabilidade do controlador em condições realísticas de tráfego do veículo.

Um modelo para o perfil de estrada aleatório foi proposto por Ulsoy, Peng e Çakmakci (2012), já que os perfis de superfície de uma estrada são de natureza estocástica e podem ser representados por suas propriedades estáticas. Uma representação útil e compacta é a densidade espectral de potência (PSD) do perfil da

estrada, que é encontrada tomando a transformada de Fourier da função de autocorrelação do perfil da estrada medido em função do tempo. O PSD de um perfil de estrada aleatória é expressado pela Equação (24).

$$S_r(f') = S_0 \left[\frac{1/(f'^2)}{1 + (f'_0/f')^2} \right] \quad (24)$$

$$f' = \frac{f}{v} \quad (25)$$

$$f'_0 = \frac{f_c}{v} \quad (26)$$

Tem-se que f' corresponde a frequência espacial, representa a razão entre frequência de excitação (f') e a velocidade do veículo (v), como mostra-se pela Equação (25). S_0 é a magnitude da rugosidade da pista, tem valor de $S_0 = 1,25 \cdot 10^{-5}$ para pistas irregulares, f'_0 é a frequência de corte espacial e é expresso pela Equação (26) como razão da frequência de corte (f_c) que tem valor de $f_c = 1,031 \text{ rad/m}$ para estrada feitas de asfalto e a velocidade (v).

3.5. ALGORITMO GENÉTICO (AG)

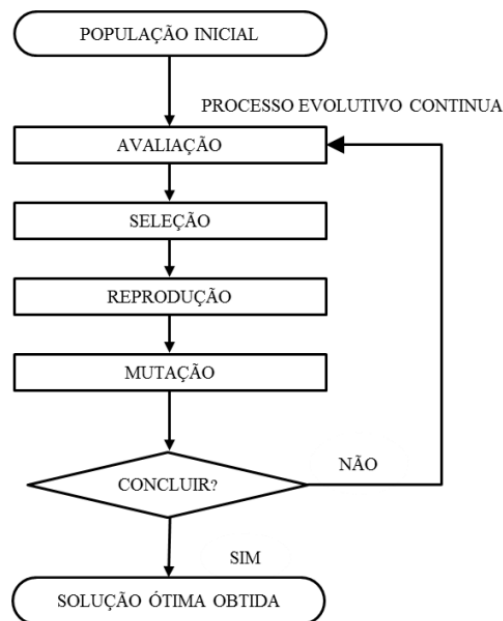
O método de sintonia de Ziegler-Nichols permite solucionar diversos problemas de ajuste dos parâmetros (K_p , K_i e K_d) de forma relativamente simples e eficaz, proporcionando uma nova visão de controle automático de processos, entretanto, nesse método o ajuste dos parâmetros do controlador é mais complexo e nem sempre com os melhores resultados. Desta forma, este trabalho utilizará como ferramenta para a sintonia o método por Algoritmo Genético, um dos ramos das técnicas de Inteligência Artificial (IA), sua implementação será feita no software MATLAB, utilizando os recursos disponibilizados ao mesmo (BARCELOS; LOPES, 2018).

O Algoritmo Genético gera populações de indivíduos que serão relativamente aptos a determinado meio (função que se deseja otimizar), partindo desse ponto, os indivíduos mais aptos geram novos e melhores indivíduos até chegar na solução mais próximo do ótimo (NOGUEIRA, 2006). O primeiro passo no AG é a criação de

uma população de possíveis soluções compostas por um conjunto de indivíduos de forma aleatória ou até mesmo de forma determinística, as possíveis soluções do problema (indivíduos mais aptos) são codificadas e chamadas de genótipos ou cromossomos.

Posteriormente, declara-se uma função de avaliação (conhecida como função Fitness), essa função avaliará a qualidade de um indivíduo como uma solução do problema, testando uma possível solução da população e determinando o quão efetiva é em relação à convergência para um resultado cada vez melhor (MADEIRA, 2016; SILVA; SILVA, V.; BACCARINI, 2014). As operações para otimização usando Algoritmo Genético são mostradas na Figura 20.

Figura 20 – Fluxograma do Algoritmo Genético



Fonte: Silva, Silva V. e Baccarini (2014, p. 2964).

A iniciação de um AG resume-se na geração de uma população inicial aleatoriamente, onde na avaliação cada indivíduo é avaliado para determinar a qualidade da solução gerada, os melhores indivíduos da população são selecionados para gerar descendentes por meio de recombinação/reprodução e mutação. Na recombinação ou reprodução novos indivíduos são criados pela combinação de características genéticas de indivíduos progenitores, já na mutação um novo indivíduo é criado a partir de modificação de um indivíduo selecionado para que haja variedade genética na população (PAIVA, 2010; SILVA; SILVA, V.; BACCARINI, 2014).

Na etapa de atualização parte da população original é substituída por uma nova, formada pelo cruzamento de indivíduos selecionados da população anterior, O operador de finalização determina se a execução do AG será concluída ou não, essa ação é realizada a partir da execução de testes baseados em condições de paragem predeterminadas, como número de gerações da população (PAIVA, 2010; SILVA; SILVA, V.; BACCARINI, 2014).

3.5.1. Parâmetros do Algoritmo Genético

Para que o algoritmo possa ser utilizado como ferramenta de otimização deve-se definir seus parâmetros, sendo relativamente grandes os números de parâmetros. Por serem muitos parâmetros a configuração denota escolhas de diferentes opções de função, métodos, taxas e probabilidades. A escolha correta desses parâmetros é fundamental, já que o desempenho do algoritmo é diretamente influenciado pela escolha desses parâmetros (BARCELLOS, 2000; PAULA, 2015).

O tamanho da população do AG é um fator determinante na qualidade e eficiência da solução do problema, pois o AG permite a busca pelas soluções ótimas através da avaliação de diferentes cromossomos da população. Esse parâmetro especifica quantos cromossomos formarão uma geração, com uma população pequena a qualidade da solução diminui, deste modo, a população fornece uma pequena cobertura do espaço de busca do problema e uma grande população oferece uma cobertura representativa, porém, exige-se maiores recursos computacionais.

Paula (2015) fez um levantamento dos valores utilizados de tamanho da população na literatura e verificou-se que há várias divergências sobre o tamanho de população ideal, já que para cada problema de otimização, os parâmetros de ajuste são distintos. Na Tabela 3 mostram-se os tamanhos de população utilizados nas pesquisas, onde a coluna dos valores testados refere-se ao intervalo testado para decisão dos melhores valores à utilizar e na coluna dos valores definidos, se referem aos valores escolhidos a partir de teste, levantamos na literatura ou experiência dos autores. Para este trabalho será utilizado um valor de 60 indivíduos na população do AG.

Tabela 3 - Tamanhos de população utilizados em diferentes estudos

Estudo	Tamanho da População	
	Valores testados	Valores definidos
Alrashdan et al. (2014)	-	20
Anagun e Ozcelik (2005)	60 – 100	-
Angelova e Pencheva (2011)	-	20
Candan e Yazgan (2014)	50 - 150	150
Costa et al. (2005)	43 – 58	-
Grefenstette (1986)	10 – 160	-
Gomes et al. (2012)	-	150
Hosseini et al. (2014)	-	50
Kozenzy (2015)	-	200
Kumar (2006)	-	20
Loughlin et al. (2000)	20 – 100	100
Montazer-Rakmati e Binaee (2010)	-	60
Oliveira et al. (2010)	50 – 500	500
Ortiz et al. (2004)	20 – 50	20
Pinho (2008)	50 – 200	-
Sankar et al. (2003)	-	20
Zain et al. (2010)	-	100

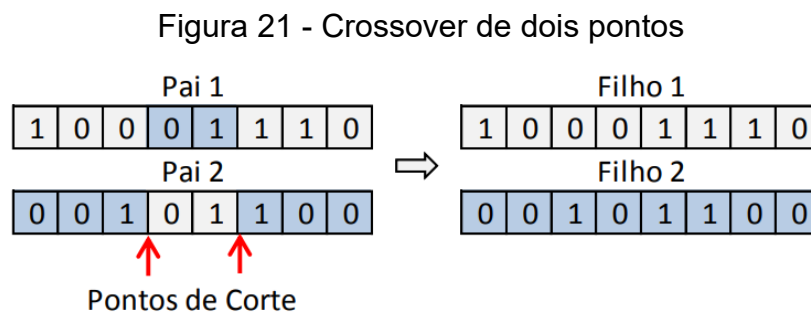
Fonte: Paula (2015, p. 30).

O próximo parâmetro é o tipo de seleção, o método escolhido define quais cromossomos serão selecionados para a próxima geração. Na literatura diversos métodos são listados, como seleção uniforme estocásticas, seleção por torneio, seleção por classificação, método da roleta, entre outros. Segundo Paula (2015), nos trabalhos analisados a escolha do método de seleção não é padronizada, assim como nos tamanhos de população.

Para este trabalho o método de seleção escolhido foi por roleta, consiste na simulação de uma roleta onde a área de cada segmento é proporcional à aptidão do indivíduo relacionado a este segmento. Em seguida, o AG seleciona uma das sessões aleatoriamente, onde a probabilidade de um cromossomo ser selecionado é proporcional à área da roleta pertencente a ele (PAULA, 2015).

O tipo de crossover (cruzamento) é mais um dos parâmetros do AG, seu objetivo é gerar novas configurações de cromossomos, mas que ainda herdam características da população inicial. Essa operação envolve a troca de informação genética entre dois indivíduos escolhidos da população, afim de formar novos indivíduos. A escolha de qual o tipo de crossover implica em como ocorrerá a troca de informação genética, e os tipos mais utilizados são o de um ponto, dois pontos e cruzamento difuso (CARVALHO, 2017; PAULA, 2015).

Neste trabalho será aplicado método de dois pontos para o crossover. Segundo Paula (2015), no cruzamento é escolhido aleatoriamente dois pontos dos cromossomos, para serem divididos, em seguida a primeira parte do cromossomo é combinada com a segunda parte do segundo cromossomo para gerar um filho, como ilustrado na Figura 21.



Fonte: Paula (2015, p.33).

A Taxa de crossover refere-se a porcentagem da população de pais que sofrerão a operação de crossover, corresponde a um valor entre 0 e 1. Se a taxa de crossover for muito alta pode ocorrer o descarte de boas soluções e uma taxa muito baixa pode evidenciar os cromossomos pais, conseqüentemente estagnar a busca (PAULA, 2015). Para este trabalho será utilizado uma taxa de crossover de 0,8.

Para o tipo de mutação tem-se diversos métodos que podem ser encontrados na literatura, os mais comuns são a mutação uniforme, Gaussiana e Adaptive Feasible. A mutação funciona inserido material genético novo na população, de acordo com uma dada probabilidade de mutação. Para este trabalho escolheu-se usar a mutação uniforme, onde ela seleciona aleatoriamente, um ou mais genes do cromossomo pai e inverte o bit do cromossomo. Para taxa de mutação optou-se por uma taxa de 5 %, implicando que a busca pelo indivíduo ótimo terá uma aleatoriedade considerável (ÁVILA, 2002; PAULA, 2015).

Outro parâmetro do AG é o número de gerações, esse número também pode funcionar como critério de parada, em casos onde a condição de parada não foi estabelecida. Como no parâmetro do tamanho da população, não há um consenso sobre o número de geração ideal, alguns autores usam valores pequenos entre 20 e 30 gerações e outros que utilizam até mais de 1000 gerações (PAULA, 2015). Para o presente trabalho o número que será usado no AG será de 30 gerações.

A função de avaliação (Fitness) será a raiz do valor quadrático médio (RMS) do deslocamento da massa suspensa (o mais adequado seria usar o RMS da aceleração, pois é a principal variável utilizada para analisar o conforto, porém, no modelo do veículo utilizado, o mesmo não possuía como resposta a aceleração da massa suspensa, somente o deslocamento e velocidade). Nessa função de avaliação serão definidos quais os indivíduos mais aptos a resolver o problema. Os intervalos de busca correspondem ao limite superior e inferior, neste trabalho serão baseados nos valores dos ganhos do controlador obtido por Sabka (2017), $K_p = 1,8 \cdot 10^5 [N/m]$, $K_i = 3,13 \cdot 10^5 [N/m \cdot s]$ e $K_d = 2,6 \cdot 10^4 [N \cdot s/m]$. Assim os intervalos de busca, assumindo um range de 1000 inferior e superior, será: $K_p: [1,8 \cdot 10^4, 1,8 \cdot 10^6]$; $K_i: [3,13 \cdot 10^4, 3,13 \cdot 10^6]$ e $K_d: [2,6 \cdot 10^3, 2,6 \cdot 10^5]$.

Na Tabela 4 é mostrado os parâmetros para o AG já comentados.

Tabela 4 - Parâmetros para o AG

Parâmetros	Método / Valores
Tamanho da população	60 indivíduos
Tipo de seleção	Roleta
Tipo de Crossover	Dois pontos
Taxa de Crossover	0,8
Tipo de mutação	Uniforme
Taxa de mutação	5 %
Número de gerações	30 gerações
Função de avaliação (Fitness)	RMS do deslocamento da massa suspensa
Intervalos de busca	$K_p: [1,8 \cdot 10^4, 1,8 \cdot 10^6]$; $K_i: [3,13 \cdot 10^4, 3,13 \cdot 10^6]$ e $K_d: [2,6 \cdot 10^3, 2,6 \cdot 10^5]$.

Fonte: Autor (2022).

3.6 ÍNDICES DE DESEMPENHO DO CONTROLADOR

Nas avaliações do desempenho, diferentes índices podem ser usados como medida quantitativa do desempenho total do sistema, atuando sobre o erro do sistema, ou seja, a diferença entre os valores de referência e de saída. Os índices a serem empregados no trabalho são: Integral do quadrado do erro (ISE), Integral do valor absoluto do erro (IAE), Integral do tempo multiplicado pelo valor absoluto do erro (ITAE) e Integral do tempo multiplicado pelo quadrado do erro (ITSE). As equações que representam esses índices são mostradas a seguir:

$$ISE = \int_0^t e^2(t) dt \quad (27)$$

$$IAE = \int_0^t |e(t)| dt \quad (28)$$

$$ITSE = \int_0^t t e^2(t) dt \quad (29)$$

$$ITAE = \int_0^t t |e(t)| dt \quad (30)$$

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão apresentados os resultados da otimização do controlador PID aplicado ao modelo de veículo com 7 GDL, obtidos por meio do Algoritmo Genético e simulações do modelo submetido a excitações externas de lombada, senoide e randômica. Os códigos utilizados estão contidos no Apêndice A.

4.1 OTIMIZAÇÃO POR ALGORITMO GENÉTICO

Para não cair no problema de obter um resultado que convergiu para um ótimo local a melhor maneira de contornar esse problema é repetir o processo de otimização algumas vezes, comparar os resultados e utilizar os melhores. Visto que o Algoritmo Genético é uma ferramenta que emprega processos de aleatoriedade, tais como processo de cruzamento e mutação, como descrito no item 3.5.1, desse modo, sempre que executar o AG haverá resultados diferentes.

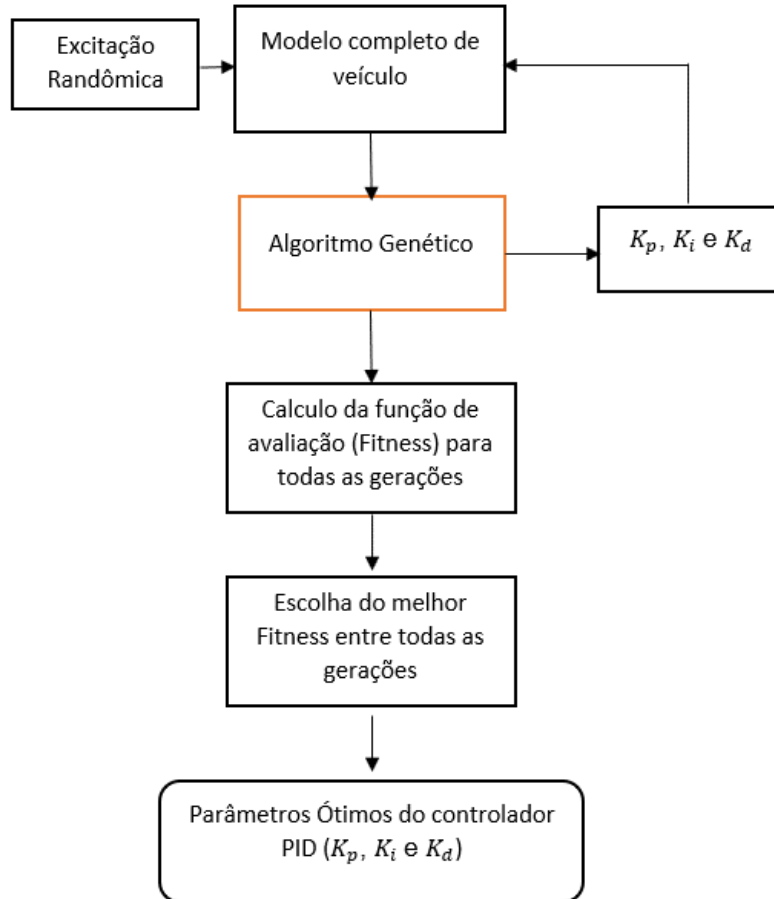
Para o presente trabalho não foi feito esse processo de repetição, pois, o processo de otimização levou tempo razoavelmente grande para se concluir (aproximadamente 18 horas), impossibilitando de executar o AG diversas vezes para obter o melhor resultado. Porém, será constatado nas seções seguintes que os resultados da otimização cumpriram bem sua proposta de melhorar o sistema de suspensão ativa.

Foi escolhido o modelo completo de veículo submetido a excitação randômica para ser otimizado e obter os valores ótimos do controlador PID, já que a excitação randômica gera perfis de estradas genéricas, permitindo assim, obter os melhores ganhos do controlador para essa situação. Quando submetido a outros tipos de excitação, como lombada e senoide, o controlador tenderá a conseguir atuar especificamente nesses outros perfis de estrada.

Para executar o algoritmo genético foi primeiramente preparado o modelo do veículo, esse modelo recebeu como entradas além dos parâmetros normais, os ganhos do controlador (K_p , K_i e K_d) para ser encontrado os melhores resultados que cumprissem o critério da função de avaliação (Fitness). Como um dos objetivos da suspensão veicular e diminuir as vibrações na carroceira o Algoritmo Genético teve por objetivo encontrar os parâmetros ótimos do controlador que diminuíssem o

deslocamento da massa suspensa (carroceria) submetido a excitação randômica. Na Figura 22 é mostrado uma figura esquemática do processo de otimização do presente trabalho.

Figura 22 - Fluxograma da Otimização do Controlador PID



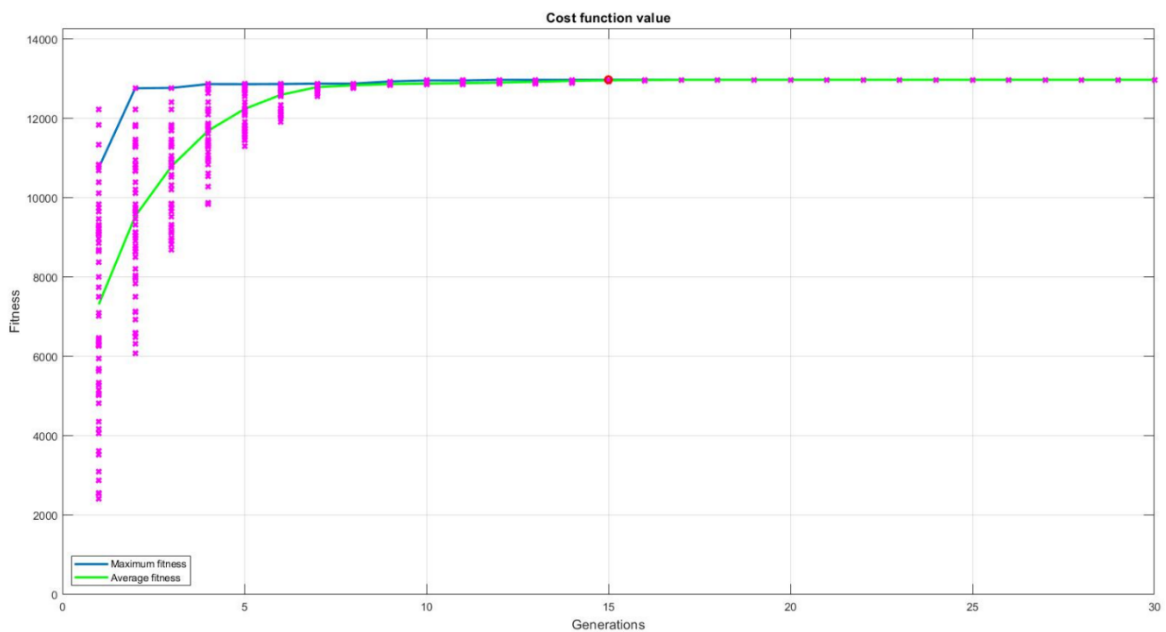
Fonte: Autor (2022).

Foi executado o processo de otimização do controlador PID (exemplificado na Figura 22) usando os parâmetros do AG listados na Tabela 4. O AG funcionou da seguinte maneira, recebeu como parâmetro de entrada o modelo completo de veículo excitado randomicamente, posteriormente foi calculado a função Fitness para todas as gerações estipuladas e para o melhor resultado do Fitness entre essas gerações foi escolhido como o ótimo global, obtendo-se assim, os parâmetros ótimos do controlador PID. Assim, foram obtidos os seguintes valores de ganhos do controlador PID: $K_p = 1,7965 \cdot 10^6$, $K_i = 2,4028 \cdot 10^6$ e $K_d = 2,6 \cdot 10^5$.

Na Figura 23 é mostrado o comportamento do AG ao longo das iterações em função das gerações, esse gráfico representa o nível de aptidão (Fitness) de cada

indivíduo (representado pelo asterisco na cor magenta), observa-se que a curva tem padrão característico de maximização, pois o algoritmo genético usado foi inicialmente programado para problemas de maximização, e para o presente trabalho foi apenas adaptado para minimização. Observa-se duas curvas, a verde representando a média de todos os indivíduos soluções de cada geração e a azul representa a melhor resposta de cada geração. O ponto ótimo obtido na otimização é representado pelo círculo vermelho, para este trabalho correspondeu a decima quinta geração.

Figura 23 - Representação gráfica do Algoritmo Genético.



Fonte: Autor (2022).

4.2 SIMULAÇÕES NO MODELO COMPLETO DE VEÍCULO

Com os valores dos ganhos ótimos do controlar obtidos através do AG, foram executadas as simulações do modelo completo de veículo submetido as excitações externas, através do integrador numérico *ode23*, recurso disponibilizado no próprio software Matlab, que resolve equações diferenciais ordinárias, e foi comparado os resultados obtidos com os do Sabka (2017).

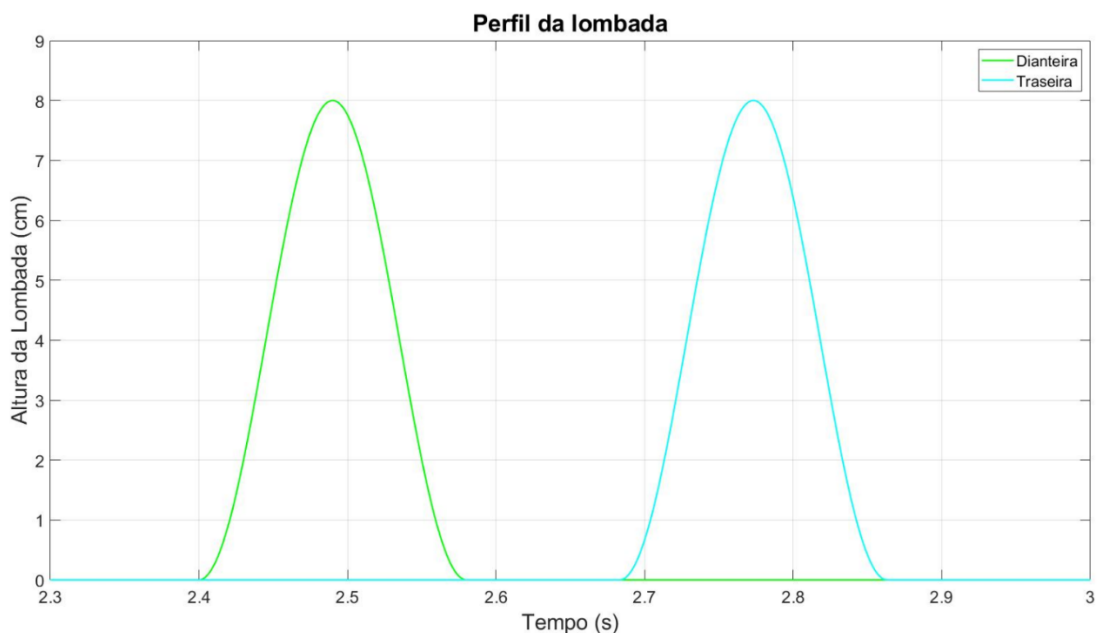
Nesse trabalho as análises se voltaram apenas para o modelo completo de veículo (7 GDL), diferente de Sabka (2017) que também realizou a simulação para o modelo simplificado de veículo (2 GDL), pois, em seu estudo o ajuste fino do controlador foi realizado no modelo simplificado e posteriormente adaptado ao modelo

completo. Nesse trabalho não foi preciso ajustar os parâmetros do controlador ao modelo simplificado, já que a otimização do controlador foi diretamente sobre o modelo completo de veículo.

4.2.1. Excitação lombada

Como explicitado na seção 3.4.1 o perfil de lombada tem as seguintes dimensões: comprimento de 1,50 m e altura de 8 cm, velocidade de trajeto de 30 km/h e uma distância de 20 m antes do veículo passar pelo obstáculo. O trajeto da lombada é mostrado na Figura 24, onde representa a altura da lombada em função do tempo. Nota-se que há dois picos de amplitudes iguais, o primeiro (verde) representa a passagem das rodas dianteiras pela lombada e o segundo (ciano) as rodas traseiras, além disso, a excitação ocorre em momentos distintos, já que há uma distancias entre os eixos dianteiros e traseiros do veículo.

Figura 24 - Perfil da estrada lombada (7 GDL)

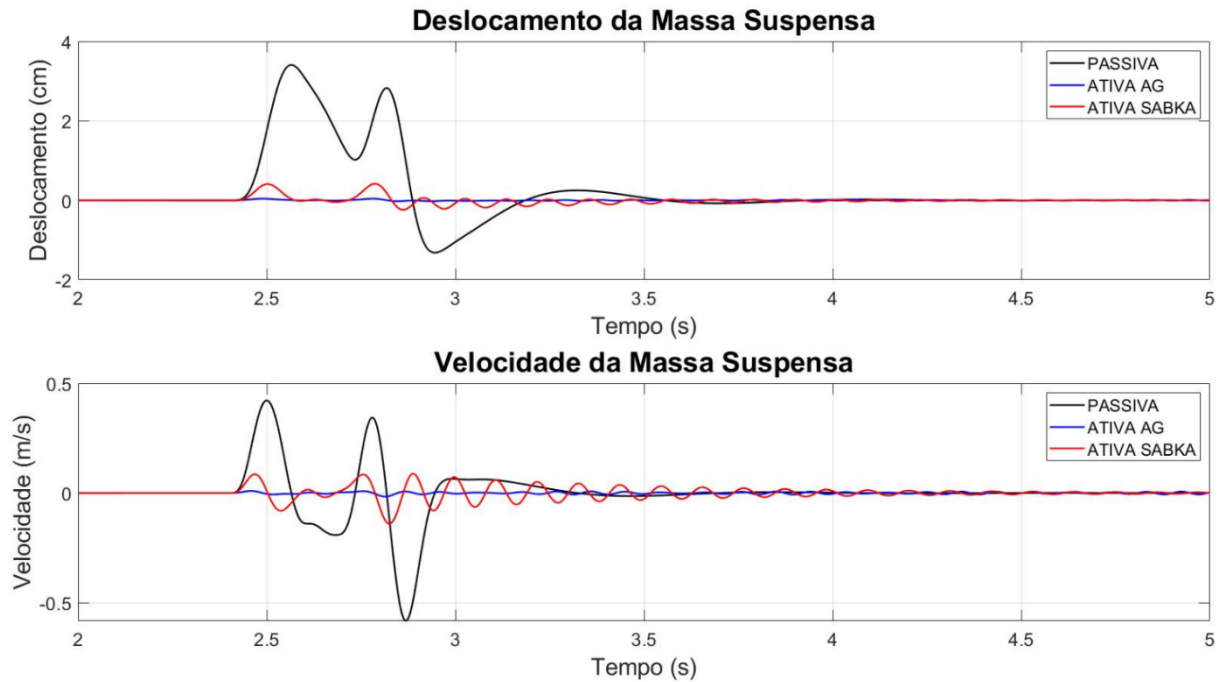


Fonte: Autor (2022).

Na Figura 25 mostra-se o comparativo do deslocamento vertical (*Bounce*) e velocidade da massa suspensa em função do tempo quando o modelo de veículo é excitado pelo perfil de lombada, entre os sistemas passivo, ativo otimizado por AG e ativo modelado por Sabka (2017). Esses deslocamentos verticais produzem vibrações

na carroceria do veículo, que podem gerar desconforto aos ocupantes. Como já discutido no item 2.3.3, um sistema de suspensão ativa consegue diminuir essas vibrações, consequentemente reduzindo os desconfortos sentidos pelos passageiros.

Figura 25 - Deslocamento e Velocidade da Massa Suspensa (7 GDL) - Lombada



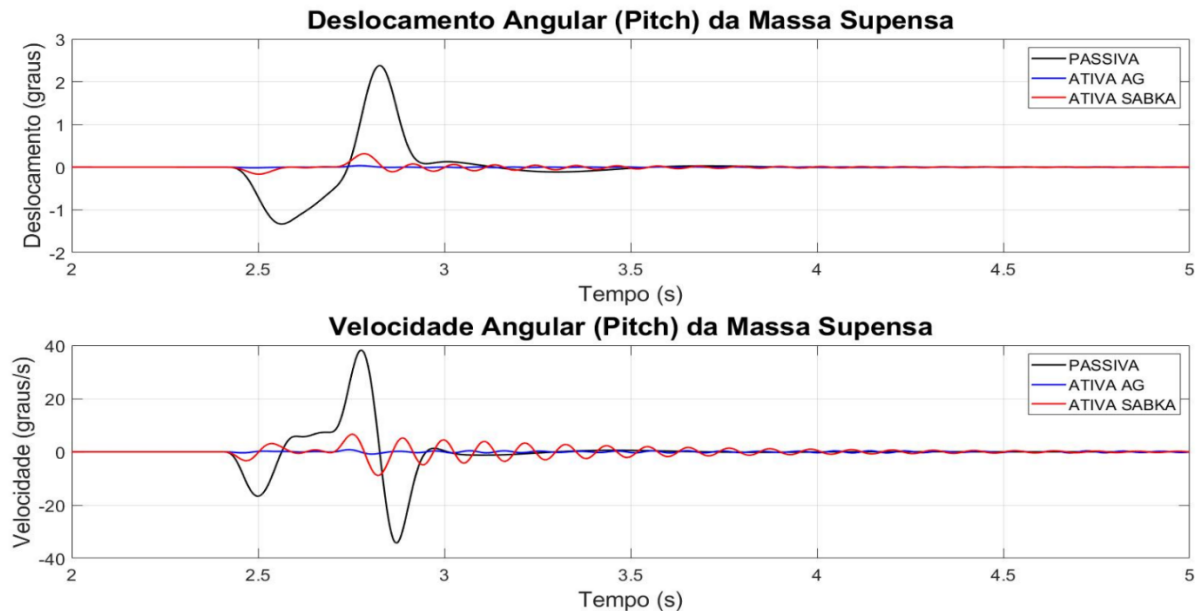
Fonte: Autor (2022).

Percebe-se pela Figura 25 que um sistema de suspensão ativa cumpre bem sua função de atenuar o deslocamento e velocidade da massa suspensa quando comparado com a suspensão passiva (preto). Além disso, observa-se que o sistema ativo otimizado por AG (azul) se mostrou mais eficiente comparado com o sistema ativo modelado por Sabka (2017) (vermelho), visto que suas amplitudes e tempo de acomodação foram menores. Essa diminuição no movimento da massa suspensa referente ao modelo anterior já era esperada, pois um sistema otimizado sempre tem por objetivo ser superior ao antecedente.

Para o modelo completo de veículo (7 GDL) excitado por lombada o movimento angular existente é apenas o de arfagem (*Pitch*). Já que foi considerado na modelagem do perfil de lombada que o veículo ultrapassa o obstáculo com um ângulo nulo na roda, ou seja, as rodas da direita e da esquerda passam pelo obstáculo ao mesmo instante de tempo, na dianteira e traseira. O movimento angular de *Pitch* é existente pois quando o eixo dianteiro ultrapassa a lombada o outro eixo permanece

na sua posição inicial até o encontro com o obstáculo. O deslocamento e velocidade angular referente ao movimento de *Pitch* é mostrado na Figura 26.

Figura 26 - Movimento Angular de Pitch (7 GDL) - Lombada



Fonte: Autor (2022).

Na Tabela 5 mostra-se os valores quantitativos para o deslocamento e velocidade máxima para os movimentos de *Bounce* e *Pitch* da massa suspensa em comparação com os três sistemas de suspensão simulados. As porcentagens de redução da vibração referem-se às amplitudes em relação à suspensão passiva e controle ativo de Sabka (2017).

Tabela 5 - Comparativo entre os sistemas de suspensão (7 GDL) - Lombada

Variáveis	Passivo	Ativo Sabka	Ativo AG	Redução (%) AG ref. Passivo	Redução (%) AG ref. Sabka
Movimento Vertical (Bounce) da Massa suspensa					
Deslocamento Máx. (cm)	3,4093	0,4152	0,0413	98,78	90,05
Velocidade Máx. (m/s)	0,5832	0,1409	0,0164	97,18	88,36
Movimento Angular (Pitch) da Massa Suspensa					
Deslocamento Máx. (graus)	2,3792	0,3143	0,0346	98,54	88,99
Velocidade Máx. (graus/s)	38,1985	8,8729	0,8414	97,80	90,52

Fonte: Autor (2022).

Pelos resultados obtidos comprovou-se que um sistema de suspensão ativa consegue reduzir bem os deslocamentos e velocidades da massa suspensa. Em relação ao sistema ativo otimizado por AG, o mesmo se mostrou eficiente, conseguiu uma redução superior das variáveis da Tabela 5 comparado com o modelo ativo do Sabka (2017), obtendo uma redução média de 89,48 % em relação ao modelo do autor citado, indicando um bom aproveitamento da otimização do sistema.

Os índices de desempenho listados na seção 3.6 foram aplicados nos três sistemas de suspensão, com o objetivo de avaliar a redução nos erros. Já que segundo Dorf e Bishop (2001), um sistema de controle ótimo deve ter valores de índices de desempenho extremos, neste trabalho, valores mínimos. Os erros avaliaram a saída ideal do sistema de suspensão, ou seja, deslocamento nulo da massa suspensa, corresponde a diferença do valor do deslocamento e o valor de referência (nulo) em cada instante de tempo.

Os valores dos índices de desempenho para o deslocamento da massa suspensa submetido a excitação lombada são mostrados na Tabela 6.

Tabela 6 - Índices de Desempenho em Deslocamento Vertical da Massa Suspensa (7 GDL) - Lombada

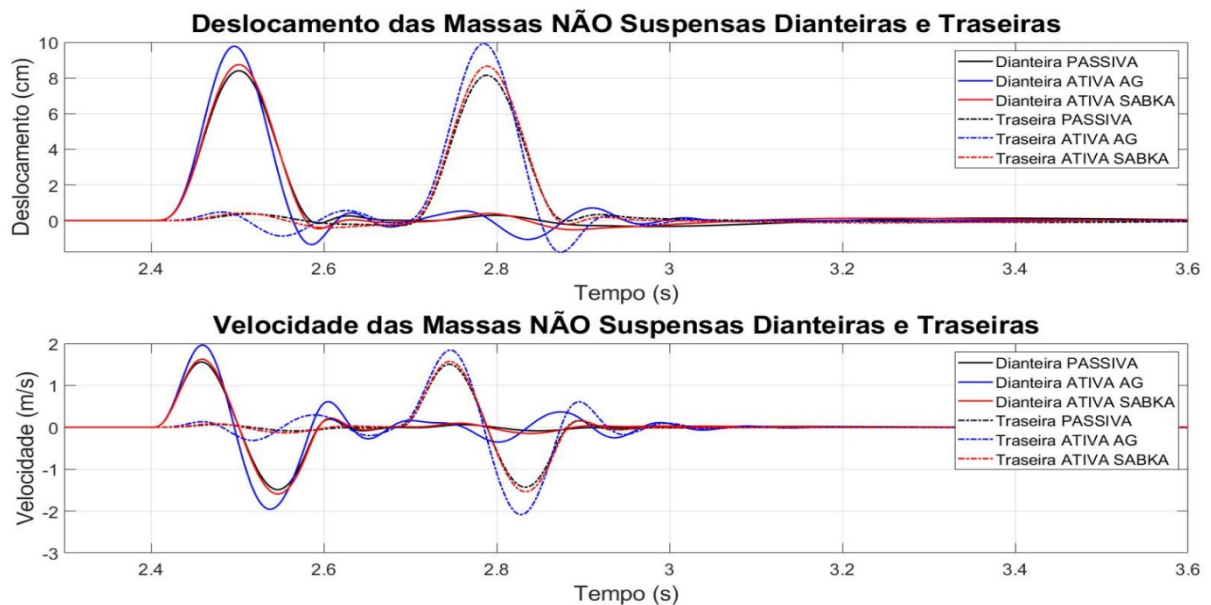
Índice de Desempenho	Passivo	Ativo Sabka	Ativo AG	Redução (%) AG ref. Passivo	Redução (%) AG ref. Sabka
ISE	$1,8274 \cdot 10^{-4}$	$2,7121 \cdot 10^{-6}$	$9,6144 \cdot 10^{-8}$	99,94	96,45
IAE	0,0087	0,0016	$5,9634 \cdot 10^{-4}$	93,14	62,72
ITSE	$9,1370 \cdot 10^{-4}$	$1,3560 \cdot 10^{-5}$	$4,8072 \cdot 10^{-7}$	99,95	96,46
ITAE	0,0433	0,0079	0,0030	93,07	62,02

Fonte: Autor (2022).

Os resultados obtidos na Tabela 6 mostram uma redução significativa nos erros, confirmado a eficiência do sistema de suspensão ativa em atenuar os deslocamentos da massa suspensa. Comprovou-se ainda que a otimização usando AG se mostrou eficiente, conseguindo reduzir ainda mais os erros comparado com Sabka (2017).

A força aplicada nos atuadores para atenuar os deslocamentos da massa suspensa geram reações na massa não suspensa, já que as massas estão atreladas e deve ocorrer o equilíbrio das forças. Nas Figura 25 e Figura 26, observam-se que a atenuação dos deslocamentos e velocidades da massa suspensa foram significativas, desse modo ocorrendo aumento no deslocamento da massa não suspensa, pois o atuador terá que aplicar forças contrárias ao movimento da massa suspensa, assim, amplificando as reações nela. O resultado é mostrado na Figura 27.

Figura 27 - Deslocamento e Velocidade das Massas Não Suspensas (7 GDL) -
Lombada



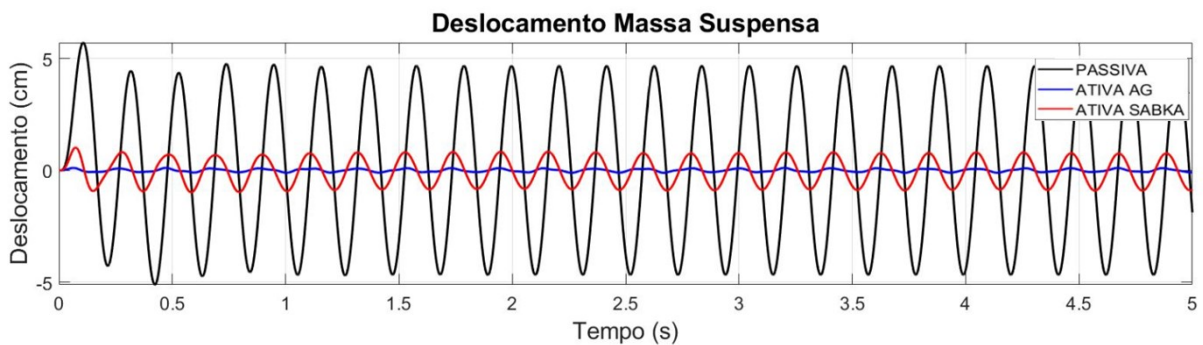
Fonte: Autor (2022).

Observa-se pela Figura 27 que houve aumento nos deslocamentos e velocidades nos sistemas de suspensão ativas (azul e vermelho) comparado com o sistema passivo (preto). Consta-se ainda que o sistema otimizado por AG obteve os maiores deslocamentos e velocidades, isso porque, na otimização do AG, o algoritmo deu ênfase apenas na diminuição da massa suspensa sem considerar outros parâmetros, como o deslocamento da massa não suspensa, força de atuação e potência requerida, deixando esses parâmetros com valores altos. Será mostrado mais detalhes no modelo excitado randomicamente.

4.2.2. Excitação senoidal

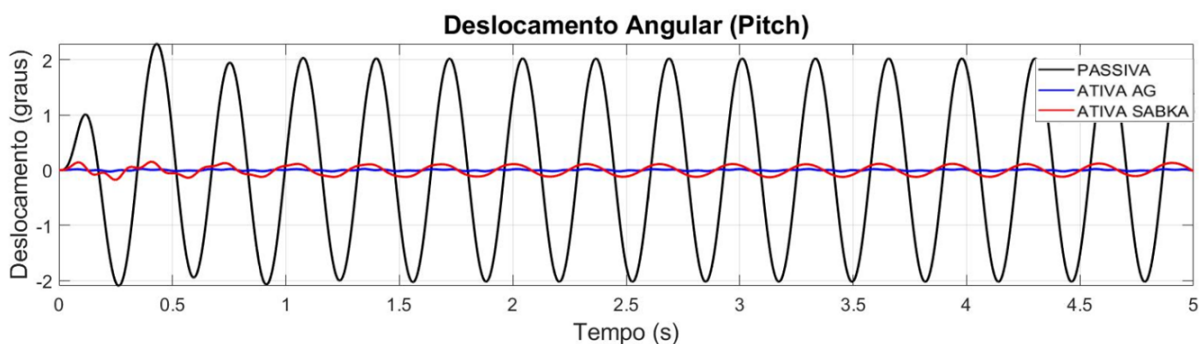
O modelo de veículo foi excitado em duas frequências diferentes, $\omega_1 = 8,9850 \text{ rad/s}$ e $\omega_2 = 5,8434 \text{ rad/s}$ que são as frequências naturais não amortecidas de *Bounce* e *Pitch*, respectivamente. A frequência natural de rolamento (*Roll*), não foi usada pelo mesmo motivo da excitação por lombada, pois foi considerado que o veículo ultrapassa o obstáculo com ângulo nulo na roda. O deslocamento vertical (*Bounce*) e angular (*Pitch*) da massa suspensa excitado por suas respectivas frequências naturais com amplitude de excitação de $h = 8 \text{ cm}$ é mostrado nas Figuras (Figura 28) e (Figura 29).

Figura 28 - Deslocamento vertical (*Bounce*) da Massa Suspensa (7 GDL) - Senoide



Fonte: Autor (2022).

Figura 29 - Deslocamento angular (*Pitch*) da Massa Suspensa (7 GDL) - Senoide



Fonte: Autor (2022).

Observam-se pelas Figura 28 e Figura 29 que os sistemas de suspensão ativas, conseguem atenuar as ampliações de deslocamento até em situações críticas, como excitação senoidal usando as frequências naturais do sistema. Nota-se que o sistema ativo otimizado por AG (azul) quase zerou o deslocamento da massa

suspensa. Pode-se observar os valores quantitativos de deslocamento vertical e angular (*Pitch*) em comparação com os três sistemas de suspensão, passivo, ativo modelado por Sabka (2017) e ativo otimizado por AG pela Tabela 7.

Tabela 7 - Comparativo entre os sistemas de suspensão (7 GDL) - Senoide

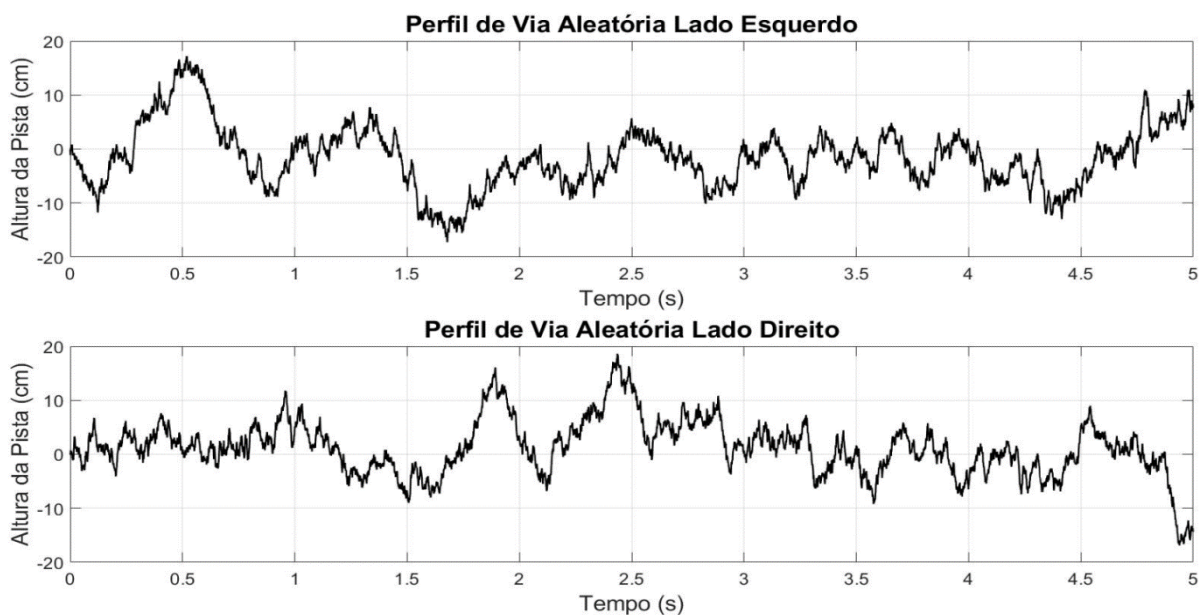
Variáveis	Passivo	Ativo Sabka	Ativo AG	Redução (%) AG ref. Passivo	Redução (%) AG ref. Sabka
Deslocamento Vertical (Bounce) da Massa suspensa					
Deslocamento Máx. (cm)	7,0346	0,8721	0,0986	98,79	90,05
Deslocamento Angular (Pitch) da Massa Suspensa					
Deslocamento Máx. (<i>graus</i>)	2,2897	0,1760	0,0255	98,88	85,51

Fonte: Autor (2022).

4.2.3. Excitação randômica

O perfil da pista aleatória para as rodas da esquerda e direita é mostrado na Figura 30, onde a pista tem os seguintes parâmetros: velocidade de trajeto de 30 km/h e rugosidade da pista de $S_0 = 1,25 \cdot 10^{-2}$.

Figura 30 - Perfil da Pista Randômica

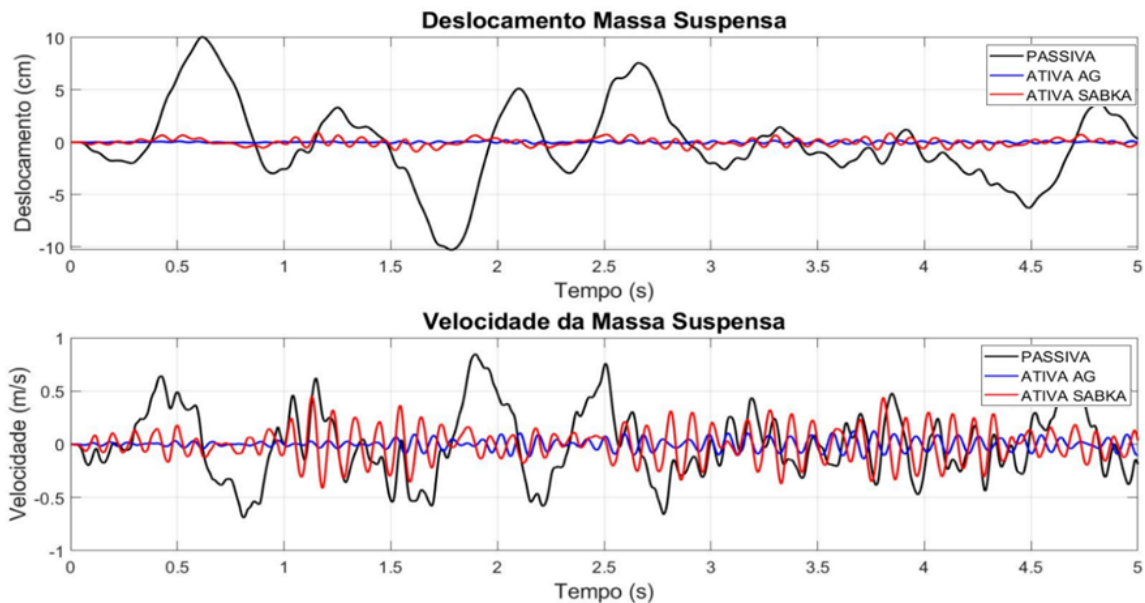


Fonte: Autor (2022).

Percebe-se pela Figura 30 que a pista randômica tem variações abruptas em intervalos curtos de tempo, com deslocamentos próximos de -20 a 20 centímetros. Esse perfil de via não representa de forma realista um trajeto comum, porém, essa situação crítica servirá para avaliar a capacidade do controlado em atenuar os deslocamentos gerados por esse perfil de estrada, conseqüentemente gerando conforto aos ocupantes. Nota-se que pista randômica é diferente para as rodas esquerda e direita, isso para avaliar a eficiência do sistema ativo em reduzir os efeitos de rolamento (Roll) na carroceria.

Na Figura 31 mostra-se o comparativo entre os sistemas passivo (preto), ativo otimizado por AG (azul) e ativo modelado por Sabka (2017) (vermelho) do deslocamento vertical e velocidade da massa suspensa em função do tempo quando o modelo de veículo é excitado pela via aleatória.

Figura 31 - Deslocamento e Velocidade da Massa Suspensa do modelo 7 GDL - Randômico



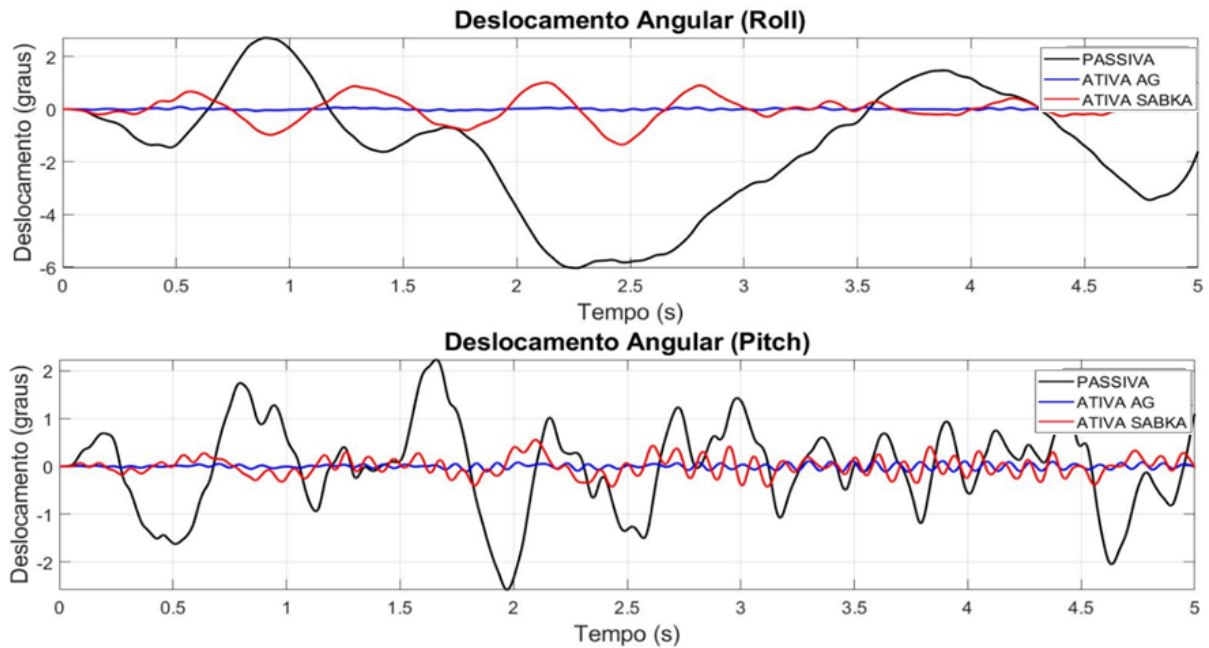
Fonte: Autor (2022).

Observa-se pela Figura 31 que o controlador do sistema de suspensão ativa conseguiu atenuar bem os deslocamentos e velocidades da carroceria, mostrou-se que o sistema otimizado por AG conseguiu melhorar as respostas do modelo proposto por Sabka (2017). Nota-se isso em $t = 1,7563 s$, onde o deslocamento da massa suspensa foi de aproximadamente $-10,068 cm$, $-0,8 cm$ e $-0,15 cm$ para o sistema passivo, ativo modelado por Sabka (2017) e ativo otimizado por AG, respectivamente.

Uma redução do deslocamento da massa suspensa de 92,05 % para o sistema ativo do Sabka (2017) e de 98,51 % para o otimizado por AG.

Os resultados da simulação para os deslocamentos angulares de *Roll* e *Pitch* são mostrados na Figura 32.

Figura 32 - Deslocamentos Angulares para modelo 7 GDL – Randômica



Fonte: Autor (2017).

Nota-se que para os movimentos angulares os controladores também conseguiram reduções consideráveis no deslocamento angular da carroceria. Novamente a otimização por AG se mostrou superior ao modelo elaborado por Sabka (2017). Observa-se que nos intervalos de pico a suspensão ativa trabalha muito bem diminuindo as amplitudes dos deslocamentos angulares.

Quanto aos valores quantitativos na redução do deslocamento e velocidade máxima, em comparação com os três sistemas de suspensão para os movimentos de *Bounce*, *Pitch* e *Roll*, são mostrados na Tabela 8.

Tabela 8 - Comparativo entre os sistemas de suspensão (7 GDL) – Randômica

Variáveis	Passivo	Ativo Sabka	Ativo AG	Redução (%) AG ref. Passivo	Redução (%) AG ref. Sabka
Movimento Vertical (Bounce) da Massa suspensa					
Deslocamento Máx. (cm)	10,2679	0,9336	0,2197	97,86	76,46
Velocidade Máx. (m/s)	0,8456	0,4480	0,1377	83,71	69,26
Movimento Angular (Pitch) da Massa Suspensa					
Deslocamento Máx. (graus)	2,5796	0,5573	0,1170	95,46	79,00
Velocidade Máx. (graus/s)	33,3146	23,551	7,9332	76,18	66,31
Movimento Angular (Roll) da Massa Suspensa					
Deslocamento Máx. (graus)	6,0309	1,3495	0,0892	98,52	93,39
Velocidade Máx. (graus/s)	22,4201	10,477	2,7891	87,55	73,37

Fonte: Autor (2022).

Pela Tabela 8 vê-se que o sistema ativo otimizado por AG também se mostrou eficiente para perfil de via aleatória, conseguiu ser superior ao modelo do Sabka (2017), obtendo uma redução média de 76,13 % nas variáveis em relação do modelo do autor citado, indicando um bom aproveitamento da otimização do sistema.

Os valores dos índices de desempenho calculados para o deslocamento vertical da massa suspensa são mostrados na Tabela 9.

Tabela 9 - Índices de Desempenho em Deslocamento Vertical da Massa Suspensa (7 GDL) – Randômica

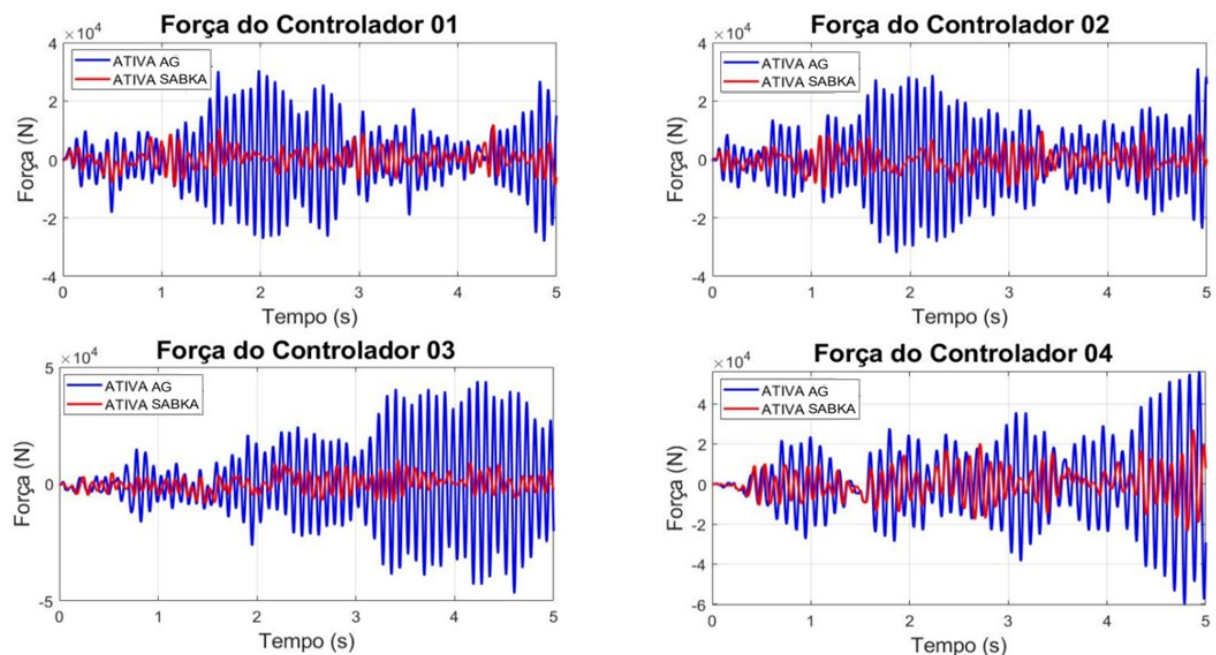
Índice de Desempenho	Passivo	Ativo Sabka	Ativo AG	Redução (%) AG ref. Passivo	Redução (%) AG ref. Sabka
ISE	0,0747	$3,6131 \cdot 10^{-4}$	$2,4649 \cdot 10^{-5}$	99,16	93,17
IAE	1,4192	0,0871	0,0246	98,26	71,75
ITSE	0,3735	0,0018	$1,2324 \cdot 10^{-4}$	99,96	93,15
ITAE	7,0958	0,4354	0,1228	98,26	71,79

Fonte: Autor (2022).

Os resultados obtidos na Tabela 9 mostram uma redução significativa nos erros dos sistemas de suspensão ativos, principalmente na suspensão ativa otimizado por AG, que reduziu em média entre os índices de desempenho cerca de 98,91 % em comparação ao sistema passivo. Desse modo, o controlador se mostrou eficaz em diversas situações, em excitação lombada obteve uma redução média de 98,25 % e em condições severas como a excitação randômica 98,91%, visto anteriormente.

Como comentado na seção 4.2.1 o algoritmo de otimização priorizou somente a minimização do deslocamento da massa suspensa, sem considerar os outros parâmetros da suspensão, como a força ativa, que implica diretamente na potência exigida para que o sistema possa atuar sobre a suspensão. Na Figura 33 é mostrado os gráficos das forças requeridas em cada roda para conseguir atenuar os deslocamentos na carroceria durante a simulação.

Figura 33 - Força de Controle para modelo 7 GDL - Randômica



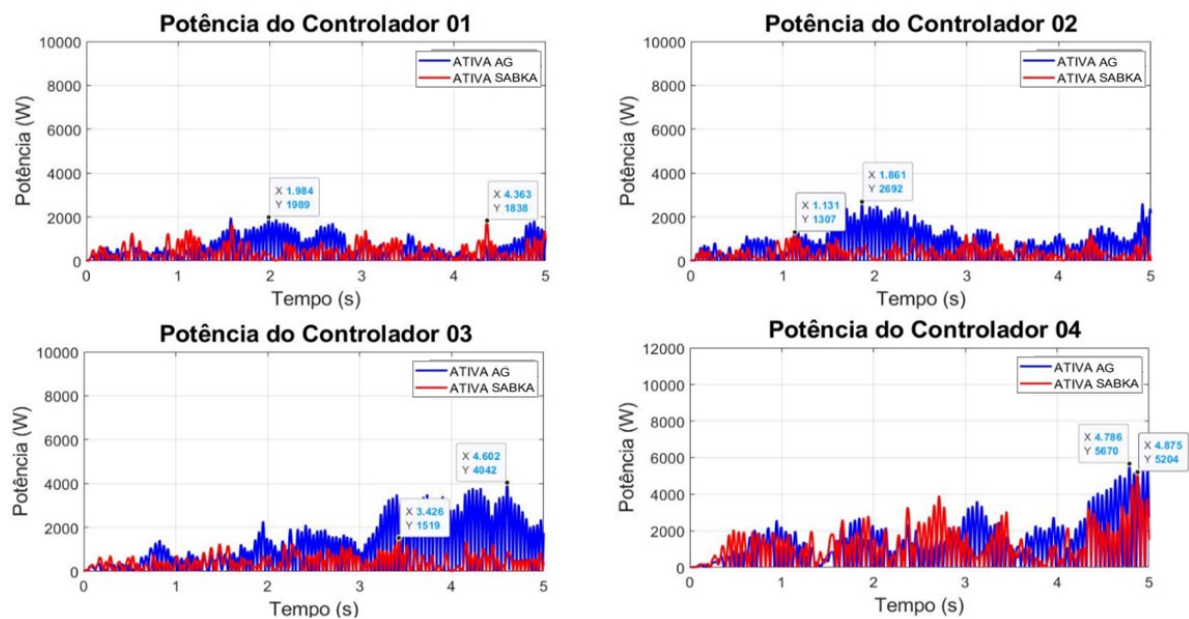
Fonte: Autor (2022).

As forças do controlador 1 e 2 refere-se as rodas dianteiras e as 3 e 4 as traseiras. Observa-se que embora a otimização por AG reverteu-se em bons resultados na diminuição do deslocamento da massa suspensa, exige-se uma alta força do controlador. Observa-se isso no controlador 3, onde requer-se uma força de atuação de pico próximo dos 50.000 N para o sistema ativo otimizado por AG (azul),

enquanto para o modelo de Sabka (2017) (vermelho) as forças de controle ficaram entre 10.000 a 25.000 N . Esses valores de força ativa são extremamente altos, e requisitaria um sistema robusto para o controle, inviabilizando a instalação em veículos de passeio, já que segundo os estudos de Gysen *et al.* (2010) o atuador da dianteira do veículo analisado precisou de uma força de pico de 4.000 N para atender o efeito desejado em pista aleatória.

Outro parâmetro atrelado a força de controle é a potência requerida pelo sistema ativo, é calculado pela multiplicação da força do controlador em cada instante de tempo pela velocidade relativa entre a massa suspensa e não suspensa nos mesmos instantes de tempo. O gráfico das potências requeridas para as situações mostradas anteriormente é observado na Figura 34.

Figura 34 - Potência do Controlador para modelo 7 GDL - Randômica



Fonte: Autor (2022).

Observa-se como esperado pela Figura 33 a potência requerida para proporcionar as diminuições nos deslocamentos da massa suspensa, foram elevadas, com picos de 1.989 e 2.692 Watts (W) para as rodas dianteiras e 4.042 e 5.670 W para as traseiras, para o sistema otimizado por AG (azul). Já para o modelo do Sabka (2017) (vermelho) as potências de pico requeridas ficaram entre 1.307 W (Controlador 2) e 5.204 W (Controlador 4), menores quando comparado com o sistema otimizado por AG, isso porque, como comentado na seção 4.2.1, o AG priorizou somente

diminuir os deslocamentos da massa suspensa sem levar em consideração os outros parâmetros, como força de atuação e potência.

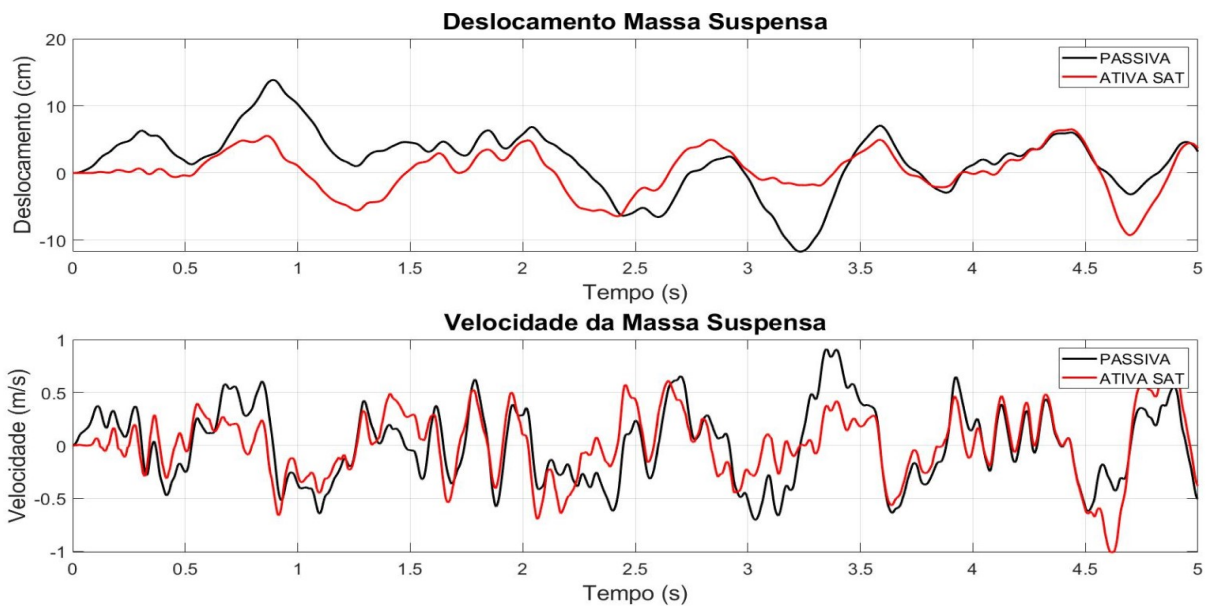
Esses valores de potência tornam o sistema ativo proposto por esse trabalho inviável de implementação nos veículos, pois como exposto na seção 2.3.3 o consumo médio de um sistema de suspensão ativa usando um atuador eletromagnético é cerca de um terço do consumo de um ar condicionado veicular. Segundo Canal da Peça (2018), o sistema de ar condicionado veicular consome cerca de 5.500 à 11.000 W , assim o consumo de um sistema de suspensão ativa ficaria próximo dos 1.840 à 3.600 W , deste modo o sistema ativo desse trabalho consumiria bem mais que um terço do consumo de um ar condicionado. Como vê-se na Figura 34 onde só para o controlador 4 exige-se um pico de potência mais de 5.500 W para o sistema otimizado por AG.

4.3 LIMITAÇÃO DA FORÇA ATIVA

Para contornar a alta demanda de força de atuação e potência requerida no sistema de suspensão ativa otimizado por AG, métodos podem ser aplicados, como a limitação da força ativa em um certo valor desejado. Esse limite da força ativa possibilita menores valores de potência requerida, porém, tem-se menor desempenho do sistema em atenuar os deslocamentos da massa suspensa. Para esse trabalho o artifício funciona implementado o comando *if* nos códigos do modelo de veículo no Matlab. Se a força calculada pelo controlador ultrapassar o limite estabelecido, a força permanece constante nesse valor. Nesse método o sistema torna-se não linear, e desse modo, o controlador PID não atuará no intervalo de tempo em que estiver com a força constante. Esse método tem objetivo apenas enfoque teórico, não operacional, já que a aplicação desse método pode tornar o sistema instável e saturar o atuador.

A primeiro momento esse método serve para avaliar a resposta do sistema de suspensão submetido a saturação da força ativa, sem objetivo operacional. Para obter-se a atuação do controlador PID o método correto é o ajuste dos ganhos do controlado para a nova situação com limitação da força de atuação, esse método será mostrado na seção seguinte. Na Figura 35, mostra-se o comportamento da massa suspensa excitado randomicamente com força de atuação limitada em 5.000 N.

Figura 35 - Deslocamento e Velocidade da Massa Suspensa limitado (7 GDL) -
Randômico



Fonte: Autor (2022).

Observa-se que houve diminuição no deslocamento da massa suspensa do sistema passivo (preto) para o ativo com limitação da força (vermelho), porém, não significativamente, pois a força de atuação foi limitada em 5.000 N . Em comparação, observado na Figura 33, o controlador 3 solicitou uma força de pico perto de 50.000 N , dez vezes mais que a força limitada, desse modo os controladores não conseguem proporcionar o mesmo desempenho. Na Tabela 10, mostra-se os índices de desempenho para essa situação.

Tabela 10 - Índices de Desempenho em Deslocamento vertical da Massa Suspensa
(7 GDL) com limitação da força – Randômica

Índice de Desempenho	Passivo	Ativo com limitação	Redução (%) SAT ref. Passivo
ISE	0,1221	0,0477	60,93
IAE	1,9510	1,1417	41,48
ITSE	0,6107	0,2384	60,96
ITAE	9,7550	5,7083	41,49

Fonte: Autor (2022).

Conforme visto na Tabela 9 (sem limitação), os índices de desempenho para o sistema sem limitação tiveram uma redução superior a 98%, o que não ocorreu limitando-se a força ativa, já que pela Tabela 10 obteve-se uma média de redução de 51,21 %. Para melhorar a resposta do sistema de suspensão ativa à limitação da força, será aplicado um método Anti-Windup (AW).

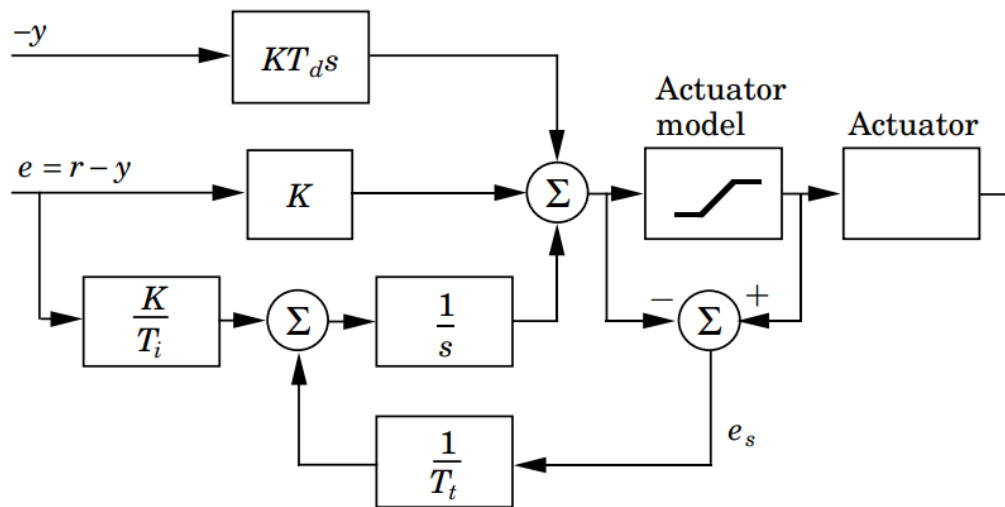
4.3.1. Anti-Windup

Os processos industriais na prática estão sujeitos a algum tipo de restrição no seu sistema de controle, por exemplo, restrições em amplitude, podendo ocasionar uma piora no desempenho do sistema. Essa restrição provoca um fenômeno chamado Windup. Na estrutura do controlador PID acontece por exemplo, quando há saturação no atuador, desse modo, os incrementos posteriores no sinal de controle não irão contribuir para uma resposta mais rápida do sistema (NETO, 2005).

Diante disso, o termo integral do controlador PID alcança valores elevados sem causar qualquer efeito na saída da planta, se ocorrer a continuação da integração do erro. Para que o termo integral possa ser trazido de volta ao estado estacionário o erro deve ter sinal negativo durante um longo intervalo de tempo, ocasionando um elevado sobre sinal e tempo de acomodação longo. À vista disso, algum método de Anti-Windup deve ser implementado no controlador PID para que o sistema possa ter um desempenho satisfatório. Para esse trabalho o método Anti-Windup implementado será uma técnica linear chamada de Back Calculation (NETO, 2005).

Na Figura 36 é mostrado o esquema de controle com Anti-Windup do tipo Back Calculation. Esse método funciona da seguinte maneira: quando há saturação na saída do atuador o termo integral é recalculado de forma que seu valor permaneça no limite do atuador. Essa correção é feita dinamicamente com uma constante de tempo T_t (SILVA, 2000).

Figura 36 - Controlador com Anti-Windup: Back Calculation



Fonte: Astrom (2002, p. 228).

O sistema apresenta um laço adicional de realimentação, onde a diferença entre o valor de entrada e saída do atuador constituem um erro e_s que é realimentado à entrada do integrado com um ganho $\frac{1}{T_t}$. Quando não há saturação o erro e_s é igual a zero, dessa forma, o laço adicional não terá efeito sobre o sistema quando o controlador está operando linearmente (SILVA, 2000).

O sinal de realimentação ($h(t)$) em um dado instante de t é mostrado na Equação (31).

$$h(t) = K_b(u(t) - v(t)) \quad (31)$$

Onde K_b é a constante que determina quanto é subtraído da parcela a ser integrada, $u(t)$ é a saída do controlado (não saturado) e $v(t)$ é o sinal atuante (saturado) no processo a ser controlado. A redução no termo integral faz com que o sinal de controle sai mais rapidamente da região de saturação, alcançando o valor de regime em menor tempo, melhorando o desempenho do sistema (NETO, 2005).

Foi realizado a nova otimização via AG do sistema de suspensão ativa, acrescentando K_b ao controlador PID. O procedimento da otimização seguiu mesma lógica mostrada na Figura 22, porém, com o acréscimo do novo ganho K_b a ser encontrado. Os parâmetros para a otimização são mostrados na Tabela 11.

Tabela 11 - Parâmetros para o AG com ganho K_b

Parâmetros	Método / Valores
Tamanho da população	30 indivíduos
Tipo de seleção	Roleta
Tipo de Crossover	Dois pontos
Taxa de Crossover	0,8
Tipo de mutação	Uniforme
Taxa de mutação	5 %
Número de gerações	20 gerações
Função de avaliação (Fitness)	RMS do deslocamento da massa suspensa
Intervalos de busca	K_p : $[1,7965 \cdot 10^5, 1,7965 \cdot 10^7]$; K_i : $[2,4028 \cdot 10^5, 2,4028 \cdot 10^7]$; K_d : $[2,6 \cdot 10^4, 2,6 \cdot 10^6]$ e K_b : $[1, 200]$.

Fonte: Autor (2022).

Foi escolhido reduzir os números da população em 30 indivíduos e 20 gerações, por motivos de demora do processo de otimização (número da população implica diretamente no custo computacional da otimização) e pela convergência dos resultados por volta de 15 gerações mostrada na Figura 23. Os intervalos de busca foram baseados nos ganhos obtidos pela otimização sem limitação da força (seção 4.1) e para o valor de $K_b = 100$ escolhido com base em testes realizados previamente, onde esse valor obteve melhor resultado.

Os valores dos ganhos do controlador obtidos através da otimização por AG são mostrados pela Tabela 12.

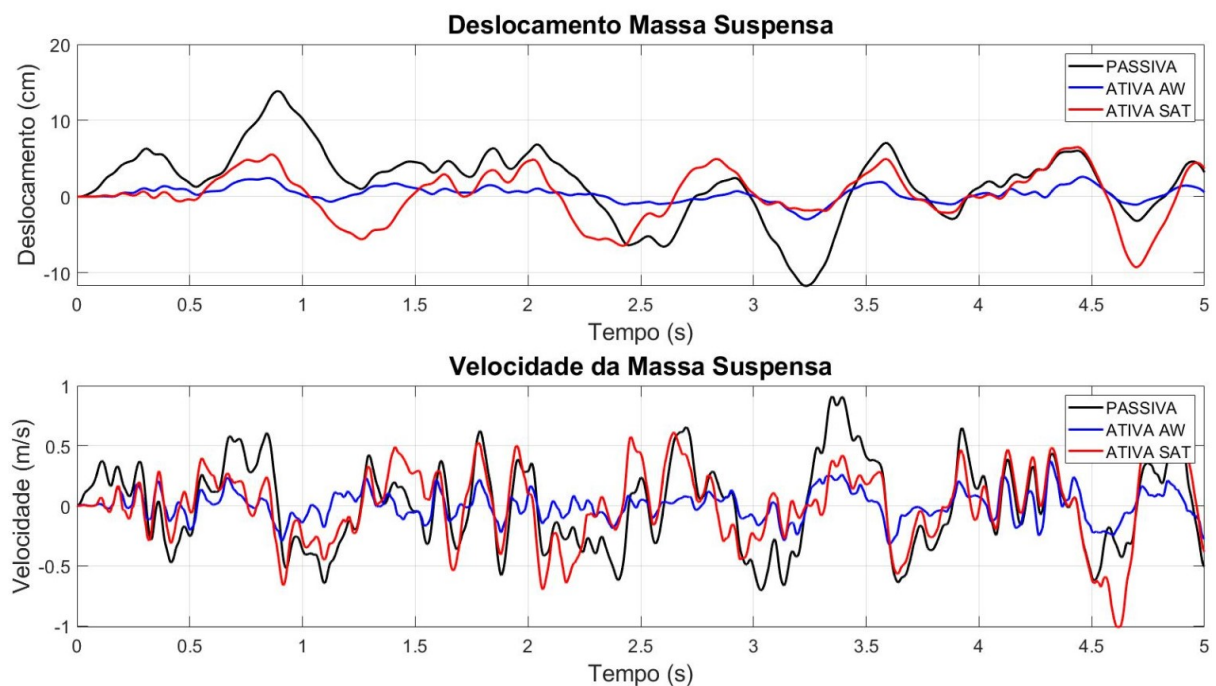
Tabela 12 - Ganhos do controlador PID com restrição da força

Ganhos do controlador PID	Valores
K_p	$1,2447 \cdot 10^6$
K_i	$2,6086 \cdot 10^6$
K_d	$1,7546 \cdot 10^5$
K_b	155,1282

Fonte: Autor (2022).

Na Figura 37 é mostrado o desempenho do sistema com limitação da força por saturação (vermelho) e o sistema com Anti-Windup (azul) para o deslocamento e velocidade da massa suspensa.

Figura 37 - Deslocamento e Velocidade da Massa Suspensa com Saturação da força e Anti-Windup (7 GDL) - Randômico



Fonte: Autor (2022).

Observa-se pela Figura 37 que o sistema com Anti-Windup foi superior ao sistema com limitação da força puramente. Consta-se isso no deslocamento da massa suspensa em $t = 0,847 s$, onde o sistema passivo teve um deslocamento de $13,15 cm$, o sistema com limitação da força, $5,461 cm$ e com Anti-Windup, $2,374 cm$. Desse modo o sistema com Anti-Windup obteve uma redução de $81,947\%$ em relação ao passivo, enquanto o sistema com limitação da força obteve $58,47\%$ de redução.

Com relação aos deslocamentos e velocidades máximas nos movimentos da massa suspensa e índices de desempenho para o sistema com limitação de força e com Anti-Windup são mostrados nas Tabelas (Tabela 13) e (Tabela 14).

Tabela 13 - Comparativo entre os sistemas de suspensão (7 GDL) – Randômica

Variáveis	Passivo	Ativo SAT	Ativo AW	Redução (%) AW ref. passivo	Redução (%) AW ref. SAT
Movimento Vertical (Bounce) da Massa suspensa					
Deslocamento Máx. (cm)	13,8616	9,2563	2,9796	78,52	67,81
Velocidade Máx. (m/s)	0,9094	0,4480	0,3705	59,25	17,29
Movimento Angular (Pitch) da Massa Suspensa					
Deslocamento Máx. (graus)	2,6942	2,1378	1,0536	60,88	50,71
Velocidade Máx. (graus/s)	34,1605	30,456	19,021	44,31	37,54
Movimento Angular (Roll) da Massa Suspensa					
Deslocamento Máx. (graus)	31,5468	20,689	10,189	67,77	50,75
Velocidade Máx. (graus/s)	22,4201	19,987	12,569	43,93	37,11

Fonte: Autor (2022).

Tabela 14 - Índices de Desempenho em Deslocamento da Massa Suspensa para modelo 7 GDL – Randômica

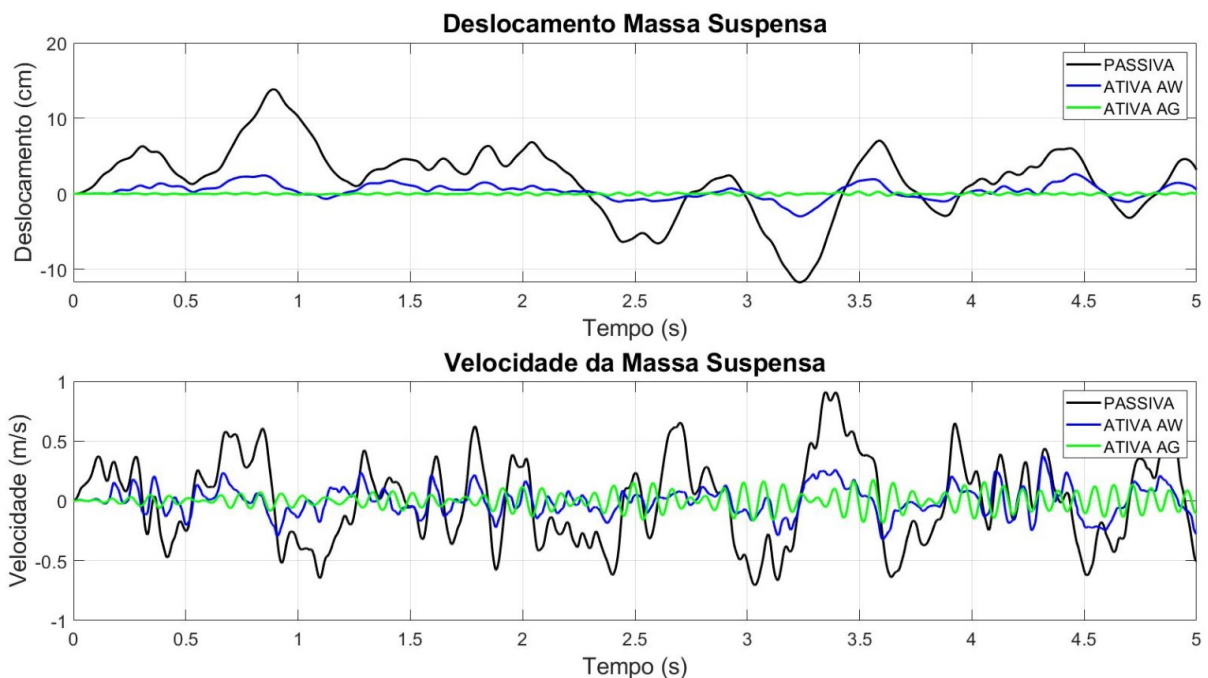
Índice de Desempenho	Passivo	Ativo SAT	Ativo AW	Redução (%) AW ref. Passivo	Redução (%) AW ref. SAT
ISE	0,1221	0,0477	0,0060	95,08	87,42
IAE	1,9510	1,1417	0,4251	78,21	62,76
ITSE	0,6107	0,2384	0,0298	95,12	87,5
ITAE	9,7550	5,7083	2,1253	78,22	62,77

Fonte: Autor (2022).

Pelas Tabelas (Tabela 13) e (Tabela 14) observa-se que o sistema com Anti-Windup foi superior ao sistema com força limitada. Obtendo uma redução média de 59,11 % nas variáveis de movimento da massa suspensa em relação ao sistema passivo, e obteve uma redução média de 43,53 % em relação ao sistema com limitação da força. Para os índices de desempenho, o sistema com Anti-Windup em média reduziu 86,65 % em relação ao passivo e 75,11% em relação ao sistema com limitação da força.

Na Figura 38 é mostrado o comparativo entre os sistemas de suspensão sem limitador de força e o sistema com Anti-Windup, submetidos a excitação randômica. Em comparação com o sistema de suspensão ativa sem limitação da força o sistema com Anti-Windup se mostrou satisfatório, já que, no sistema sem limitação obteve-se uma redução média de 98,91 % nos índices de desempenho em relação ao sistema passivo e com Anti-Windup reduziu em média 86,65 %, ficando ainda superior a 80 %.

Figura 38 - Deslocamento e Velocidade da Massa Suspensa sem limitador e Anti-Windup (7 GDL) - Randômico

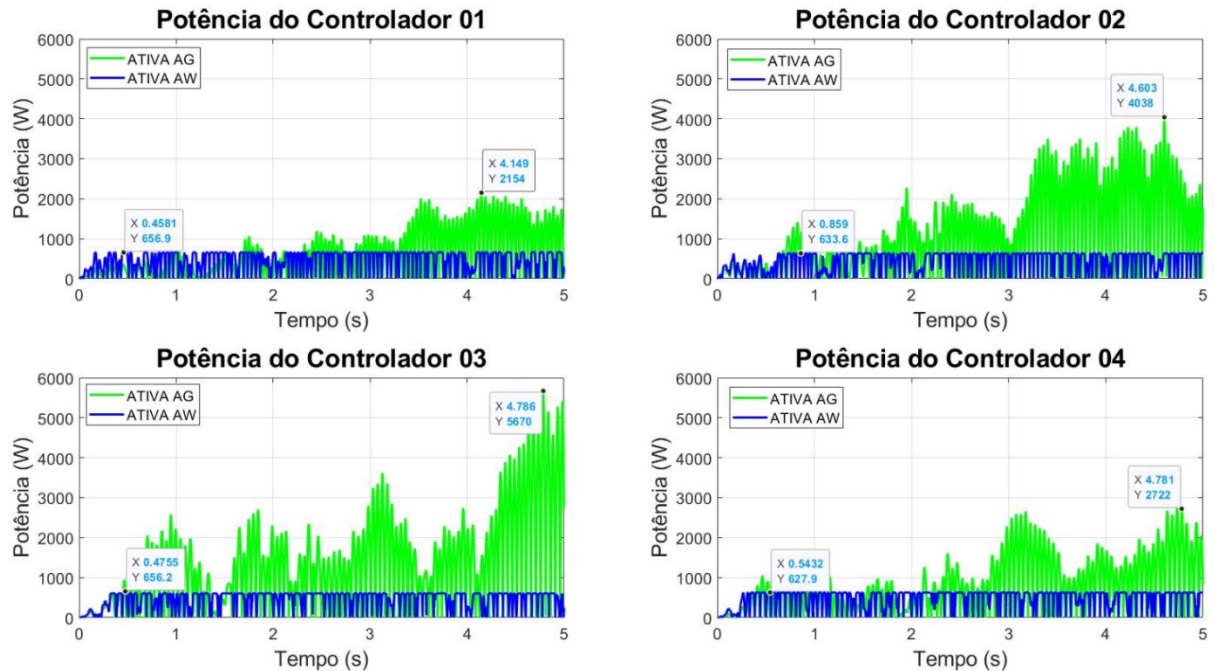


Fonte: Autor (2022).

Observa-se pela Figura 38 que embora o sistema com Anti-Windup tenha resultados inferiores ao sistema sem limitador de força (verde), o mesmo conseguiu atenuar bem os deslocamentos e velocidades da massa suspensa. Vê-se isso em $t = 3,23s$ onde o sistema passivo teve um deslocamento de $-13,45\text{ cm}$, o sistema sem limitador de força, $-0,092\text{ cm}$ e o sistema com Anti-Windup, $-2,95\text{ cm}$, desse modo o sistema AW conseguiu reduzir 78,06 % o deslocamento em relação ao sistema passivo para esse instante de tempo.

Em relação a potência requerida, o sistema de suspensão ativa com Anti-Windup possibilitou redução na potência do sistema comparado com o sistema sem limitação, como observado na Figura 39.

Figura 39 – Potência requerida sistema de suspensão com Anti-Windup



Fonte: Autor (2022).

Observa-se que houve uma redução na potência requerida com o método AW (azul) aplicado no sistema comparado com sistema sem limitação (verde). Porém, nota-se que o sistema de suspensão ativo otimizado por AG está funcionando saturado em praticamente todo o tempo, mostrando que embora obteve-se reduções nas potências requeridas, o sistema saturou em praticamente todo o tempo, praticamente sem nenhuma ação de controle PID, similar a um controlar ON/OFF.

Vale ressaltar que o perfil de pista randômico impõe condições severas para que o controlador PID consiga atuar nas reduções dos deslocamentos, já que o mesmo precisa reduzir grandes deslocamento em curtos instantes de tempo, demandando maiores potências. Na Tabela 15 mostra-se os valores máximos requeridos de potência para cada controlador mostrado na Figura 39.

Tabela 15 - Potencias de pico requeridas para sistema sem restrição e com Anti-Windup

Controladores	Potência sem restrição [W]	Potência com AW [W]	Redução (%) AW ref. Sem restrição
1	2.154	656,9	69,50
2	4.038	633,6	84,30
3	5.670	656,2	88,42
4	2.722	627,9	76,93

Fonte: Autor (2022).

O sistema de suspensão ativa otimizado por AG com AW do presente trabalho obteve uma potência requerida total (soma das potências dos quatro controladores) de 2.574,6 W e o Sistema sem limitação obteve uma potência total de 14.584 W. O sistema com AW conseguiu reduzir 82,34 % a potência requerida do sistema de suspensão. Entretanto, quando comparado com o estudo realizado por Gysen (2011), verifica-se que os valores encontrados de potência estão acima dos valores convencionais.

O autor citado elaborou um estudo da aplicação de uma suspensão ativa no veículo BMW 530i, foi testado um modelo de $\frac{1}{4}$ do veículo, onde o sistema de suspensão ativa requisitou uma potência média de 110 W e para o veículo inteiro, aproximadamente 480 W, em configuração de pista aleatória. Obteve uma melhoria de 48% o conforto e 17% no manuseio do veículo, mostrando o potencial de aplicação no sistema de suspensão dos veículos para melhorar o conforto aos passageiros e dirigibilidade do veículo.

5. CONCLUSÃO

Nesse trabalho foi realizado o estudo da otimização de um controlador PID aplicado a um sistema de suspensão ativa veicular usando Algoritmo Genético. O objetivo dessa otimização foi melhorar o desempenho do sistema de suspensão do veículo afim de proporcionar maior conforto aos passageiros diminuindo as oscilações provenientes da pista na carroceria.

Para as simulações executadas no software Matlab foi realizada a modelagem matemática da suspensão ativa para um veículo completo com sete GDL, nesse modelo foi possível analisar os movimentos verticais e angulares de arfagem (*Pitch*) e rolagem (*Roll*) da massa suspensa e deslocamentos verticais nas quatro massas não suspensas. Esse modelo de veículo foi excitado por um perfil de lombada padronizado pelo CONTRAN, senoide utilizando como frequência de excitação as frequências naturais não amortecidas de *Bounce* e *Pith* e por um perfil de pista randômico, analisando a resposta do sistema de suspensão ativa a situações aleatórias de pista.

O cálculo dos ganhos do controlador PID foi realizado por meio de Algoritmo Genético utilizando como principais parâmetros do algoritmo o valor RMS do deslocamento da massa suspensão como função de avaliação (Fitness) a ser minimizada, com uma população de 60 indivíduos e 30 gerações. Nessa primeira otimização do sistema de suspensão, o AG convergiu para os melhores ganhos do controlador em 15 gerações e levou cerca de 18 horas de conclusão e não foi considerado qualquer tipo de limitação ou restrição no sistema de suspensão modelado.

A utilização dos ganhos do controlador obtidos através do Algoritmo Genético no sistema de suspensão ativa se mostrou eficiente nos três tipos de excitações. Conseguindo uma redução média de 89,48 %, 88,28 % e 76,13% em excitações de lombada, senoide e randômica, respectivamente, nos movimentos da massa suspensa comparado com o modelo do Sabka (2017), onde o mesmo obteve os ganhos do controlador por estimativa manual. Reduziu-se em média 98,91 % nos índices de desempenho para a condição excitação randômica comparado com o modelo do autor citado.

Para que o sistema de suspensão conseguisse tal nível de diminuição nos deslocamentos da massa suspensa foram necessários valores extremamente altos de força de atuação, chegando em picos de quase 50.000 N , o que é inviável de implementação nos veículos de passeios, gerando altos valores de potência requerida para o funcionamento do sistema. Isso ocorreu por que nas configurações do AG não foi levado em consideração parâmetros secundários do sistema de suspensão ativa, como deslocamento da massa não suspensa e força de atuação, apenas o deslocamento da massa suspensa (carroceira).

Para contornar esses valores elevados de força de atuação e potência requerida, foram aplicados dois métodos para restrição da força, primeiramente, saturação da força ativa (apenas objetivo teórico), e posteriormente o método Anti-Windup com Back Calculation, onde foi executado uma nova otimização via AG, acrescentando o ganho de realimentação no sistema. Apenas saturando a força obteve-se reduções nos deslocamentos da massa suspensa, porém, não significativamente comparado com o AW, onde o mesmo reduziu em média 75,11 % nos índices de desempenho sobre o sistema com apenas saturação da força.

Com a utilização do AW o sistema de suspensão ativa necessitou de 2.574,6 W para proporcionar as diminuições dos deslocamentos na carroceria, esse valor foi 82,34 % menos comparado com o modelo sem restrição da força de atuação. Porém, mesmo com essa redução significativa na potência demandada esse valor ainda é alto quando comparado com a realidade e esse método acabou saturando o sistema em praticamente todo o tempo, ou seja, quase sem ações de controle PID, funcionando basicamente como um sistema com controlador ON/OFF. Embora tudo isso, a otimização do sistema de suspensão ativa foi comprovada positivamente, mostrando o potencial tecnológico do sistema para a engenharia automotiva com o objetivo de reduzir as oscilações na carroceria do veículo proporcionando maior conforto aos ocupantes.

Além disso, sugere-se como propostas para trabalhos futuros utilizar estratégias de controle mais avançadas, tais como H^∞ e Controle Robusto, utilizar outros algoritmos de otimização do ramo da Inteligência Artificial, como algoritmos baseados em colônias de formiga (Ant Colony), enxame de partículas, lógica nebulosa (Fuzzy) e Redes Neurais. Avaliar o modelo do sistema de suspensão ativa em outros tipos de veículo, como veículos pesados, de transporte coletivo, Off-Road e entre outros, avaliar o conforto considerando no modelo matemático o assento do motorista

e passageiros e modelar matematicamente o funcionamento do atuador eletromagnético, a fim de estudar o efeito da sua dinâmica no processo de controle. Outras condições construtivas, também, devem ser consideradas como o atraso pelo tempo de processamento do controlador e resposta do atuador.

REFERÊNCIAS

- AGUILLAR, A. K. **Desenvolvimento de um sistema computacional para projetos de um atuador magnético biestável mono-bobina**. 2007. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.
- ANDRADE A. F. A. **Controle de Suspensões Ativas Utilizando Redes Neurais**. 2001. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas. Campinas. 2001.
- APPLEYARD, M.; WELLSTEAD, P. E. Active suspensions : some background. **IEE Proceedings-Control Theory and Applications**, Solihull, v. 142, n. 2, p. 123-128, nov. 1995.
- ASTROM, K. J. **Control System Design Lecture notes for ME 155A**. Santa Barbara, 2002.
- ÁVILA, S. L. **Algoritmos Genéticos Aplicados na Otimização de Antenas Refletores**. 2002. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.
- BARCELLOS, J. C. H. **Algoritmos Genéticos Adaptativos: Um estudo comparativo**. 2000. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Sistemas Digitais, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2000.
- BARCELOS A. F.; LOPES R. S. Otimização de controle PID utilizando algoritmos genéticos. *In: XV SIMPÓSIO DE EXCELÊNCIA EM GESTÃO E TECNOLOGIA*, Associação Educacional Dom Bosco, **Anais [...]**. Resende, 2018. Disponível em: <https://www.aedb.br/seget/arquivos/artigos18/36626447.pdf>. Acesso em: 20 jan. 2022.
- BECENERI, J. C. Meta-heurísticas e Otimização Combinatória: Aplicações em Problemas Ambientais. **Computação e Matemática Aplicada às Ciências e Tecnologias Espaciais**, São José dos Campos, p. 65-81, 2008.
- CAMINO, J. F. **Análise de Suspensões Veiculares Utilizando Técnicas de Controle Robusto**. 1998. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas. Campinas. 1998.
- CARVALHO, W. L. O. **Estudo de Parâmetros Ótimos em Algoritmos Genéticos Elitistas**. 2017. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Centro de Ciências Exatas e da Terra, Universidade Federal do Rio Grande do Norte. Natal. 2017.
- CAMPOS D.; SOUZA M. C. **Análise da Dinâmica Vertical de Veículos Pesados Flexíveis** 2014. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Educação Superior, Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, Rio de Janeiro, 2014.

CANAL DA PEÇA. Ar-condicionado Tira Potência do Motor? **Blog Canal da Peça**, 2018. Disponível em: <https://www.canaldapeca.com.br/blog/ar-condicionado-tira-potencia-do-motor/#:~:text=O%20ar%2Dcondicionado%20consome%20cerca,com%20a%20pot%C3%AAncia%20do%20motor>. Acesso em: 08 jun. 2022.

CONTESINI, L. Qual foi o primeiro carro equipado com suspensão ajustável? **Flatout**, 2016. Disponível em: <https://flatout.com.br/qual-foi-o-primeiro-carro-equipado-com-suspensao-ajustavel/>. Acesso em: 26 dez. 2021.

CONTRAN. **Resolução nº 600 de 24 de maio 2016**. Ministério das cidades. Brasília. 2016. Disponível em: https://www.gov.br/infraestrutura/pt-br/assuntos/transito/conteudo-contran/resolucoes/resolucao6002016_new.pdf. Acesso em 15 de jan. de 2022.

CRIVELLARO, C. **Controle robusto de suspensão semi-ativa para caminhonetes utilizando amortecedores magneto-reológicos**. 2008. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo. 2008.

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. **DIN 19226: Control Engineering; Definitions and Terms**. Berlim: 2017. Disponível em: <https://www.din.de/de/mitwirken/normenausschuesse/nmp/veroeffentlichungen/wdc-beuth:din21:320674874>. Acesso em 05 de jan. de 2022.

DINIZ, D. D. S. **Estudo da dinâmica vertical em suspensão duplo A de um veículo off-road tipo baja**. 2014. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Centro de Ciências e Tecnologia, Universidade Federal de Campina Grande. Campina Grande. 2014.

DORF, R. C.; BISHOP, R. H. **Sistema de Controle Morderno**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2001.

DUARTE B. T.; BARRETO J. R.; AMARAL P. T. **Análise de Dinâmica Veicular do Protótipo Baja SAE**. 2016. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Educação Superior, Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, Rio de Janeiro, 2016.

DUTRA, S. P. **Projeto integrado de sistemas de suspensão ativa veicular**. 2019. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Sistemas Eletrônicos) – Centro Tecnológico de Joinville, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2017.

ECKERT, P. R. **Estudo e desenvolvimento de um atuador linear para suspensão eletromagnética ativa**. 2012. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Departamento de Engenharia Elétrica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

EZETA, J. H.; MANDOW, A.; CERREZO, A. G. Los Sistemas de Suspension Activa y Semiactiva: Una Revision. **Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial**, [S.l.], v. 10, n. 2, p. 121-132, abr./jun. 2013.

FACCIN, F. **Abordagem Inovadora no Projeto de Controladores PID**. 2004. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – Departamento de Engenharia Química, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2004.

FERREIRA H. T. **Determinação das frequências naturais e modos de vibrar de um veículo de dois eixos através de um programa computacional em Matlab-Simulink**. 2003. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. São Carlos. 2003.

FREITAS JUNIOR, L. M. P. **Estudo da dinâmica vertical de uma suspensão veicular do tipo Macpherson**. 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. São Carlos. 2006.

GANZAROLLI F. **Influência das frequências de ride no conforto e dirigibilidade veiculares na faixa linear de uso do veículo**. 2012. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. São Carlos. 2012.

GENTA, G.; MORELLO, L. **The Automotive Chassis: Volume 1: Components Design**. Dordrecht: Springer, 2009.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale: SAE International, 1992.

GONZALEZ, C. What's the Difference Between Pneumatic, Hydraulic, and Electrical Actuators? **MachineDesign**, 2015. Disponível em: <https://www.machinedesign.com/mechanical-motion-systems/linear-motion/article/21832047/whats-the-difference-between-pneumatic-hydraulic-and-electrical-actuators>. Acesso em: 05 jan. 2022.

GUGLIELMINO, E. *et al.* **Semi-active Suspension Control: Improved Vehicle Ride and Road Friendliness**. London: Springer, 2008.

GYSEN, B. L. J. **Generalized harmonic modeling technique for 2D electromagnetic problems**. 2011. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica) – Departamento de Engenharia Elétrica, Universidade Tecnológica de Eindhoven. Eindhoven. 2011.

GYSEN, B. L. J. *et al.* Active Electromagnetic Suspension System for Improved Vehicle Dynamics. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, [S.l.], v. 59, n. 3, p. 1156 -1163, mar. 2010.

HYVARINEN, J. P. **The improvement of full vehicle semi-active suspension through kinematical model**. 2004. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Oulu. Oulu. 2004.

IKENAGA, S. *et al.* Active suspension control of ground vehicle based on a full-vehicle model. **Proceedings of the 2000 American Control Conference. ACC (IEEE Cat. No.00CH36334)**, Chicago, v. 6, p. 4019-4024, jun. 2000.

JANOCHA, H. **Actuators: Basics and Applications**. Heidelberg: Springer, 2004.

JORNAL DO CARRO ESTADÃO. Veja a evolução e os tipos de suspensões. **Jornal do carro Estadão**, 2014. Disponível em: <https://jornaldocarro.estadao.com.br/carros/veja-a-evolucao-e-os-tipos-de-suspensoes/>. Acesso em: 26 dez. 2021.

KARNOPP, D. **Vehicle stability**. New York: Marcel Dekker, 2004.

KUHNEN, K.; JANOCHA, H. Smart piezoelectric vibration absorber. *In: Proceedings of the 8th Mechatronics Forum Int. Conf. Mechatronics 2002*, Netherlands, p. 1048-1057, 2002.

LEQUESNE, B. Permanent magnet linear motors for short strokes. **IEEE Transactions on Industry Applications**, [S.l.], v. 32, n. 1, p. 161-168, fev. 1996.

LI, L.; WANG, F. Y. **Advanced Motion Control and Sensing for Intelligent Vehicles**. New York: Springer, 2007.

LIMA, A. S. **Identificação experimental de um sistema magneto-reológico**. 2011. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós-Graduação e Pesquisa de Engenharia, Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro. 2011.

MADEIRA, D. Utilização de algoritmos genéticos para sintonia de controladores PID. **Embarcados**, 2016. Disponível em: <https://www.embarcados.com.br/algoritmos-geneticos-e-controladores-pid/>. Acesso em: 10 jan. 2022.

MALAQUIAS, N. G. L. **Uso dos Algoritmos Genéticos para a Otimização de Rotas de Distribuição**. 2006. Dissertação (Mestrado em Ciências) – Faculdade de Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia. 2006.

MARTINS, I. *et al.* Electromagnetic hybrid active-passive vehicle suspension system. *In: 1999 IEEE 49th Vehicular Technology Conference (Cat. No.99CH36363)*, Houston, v. 3, p. 2273-2277, maio 1999.

MARTINS, I. *et al.* Permanent-magnets linear actuators applicability in automobile active suspensions. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, [S.l.], v. 55, n. 1, p. 86-94, jan. 2006.

MIRANDA, C. Magic Body Control – Novo sistema da Mercedes-Benz que oferece conforto aos passageiros em estradas. **Carro Bonito**, 2014. Disponível em: <https://www.carrobonito.com/2014/03/12/magic-body-control-novo-sistema-da-mercedes-benz-que-oferece-conforto-aos-passageiros-em-estradas/>. Acesso em: 26 dez. 2021.

- MOTTA, D. S. **Modelagem de uma suspensão veicular com elementos não lineares e comparação de seu desempenho com um modelo semi-ativo**. 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas. Campinas. 2005.
- NETO, A. H. **técnicas Anti-Windup em Estruturas de Controle PID, RST e GPC**. 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2005.
- NISE, N. S. **Engenharia de Sistema de Controle**. 3. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2002.
- NOGUEIRA, V. N. **Uso de Algoritmos Genéticos no Projeto de Controladores PID Ótimos Para Plantas Estáveis ou Instáveis**. 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Programa de Pós-Graduação de engenharia, Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro. 2006.
- OGATA, K. **Engenharia de Controle Morderno**. 5. ed. São Paulo: Person, 2011.
- PAIVA, L. S. **Aplicação de Algoritmos Genéticos para Sintonia de Controladores**. 2010. Dissertação (Mestrado em Engenharia Eletrotécnica e de Computadores) – Departamento de Engenharia eletrotécnica, Instituto Superior de Engenharia do Porto. Porto. 2010.
- PAULA, T. I. **Avaliação da influência de parâmetros do Algoritmo Genético na otimização de um problema multiobjetivo utilizando-se Arranjo de Misturas**. 2015. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Produção) – Programa de Pós-Graduação de engenharia de Produção, Universidade Federal de Itajubá. Itajubá. 2015.
- PEREIRA, L. D. **Análise da metodologia de levantamento experimental para obtenção dos parâmetros da suspensão de um veículo automotor**. 2011. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia mecânica) – Instituto de Tecnologia, Universidade Federal do Pará, Belém, 2011.
- RAJAMANI, R. **Vehicle Dynamics and Control**. 2. ed. New York: Springer, 2012.
- RASSINI NHK. Molas Helicoidais conceito / função. **Rassini – NHK Automotive**, 2019. Disponível em: <https://www.rassini-nhk.com.br/produtos-fabrini-molas-helicoidais/>. Acesso em: 29 nov. 2021.
- RUTHES, J. P. **Análise de sensibilidade de suspensão veicular**. 2016. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Automotiva) – Centro Tecnológico de Joinville, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2016.
- SABKA, M. R. R. **Análise computacional de um controlador PID aplicado a uma suspensão ativa veicular**. 2017. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Automotiva) – Centro Tecnológico de Joinville, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2017.

SAVARESI, S. M. *et al.* **Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles**. Burlington: Elsevier, 2010.

SILVA C. E.; SILVA V. R.; BACCARINI L. M. R. Controlador PID Sintonizado por Algoritmo Genético Guiado por Otimização Colaborativa. *In: XX CONGRESSO BRASILEIRO DE AUTOMÁTICA*, Escola de engenharia UFMG, **Anais [...]**. Belo Horizonte, 20 a 24 de set. de 2014. Disponível em: <http://www.swge.inf.br/CBA2014/anais/PDF/1569925487.pdf>. Acesso em: 22 jan. 2022.

SILVA, J. M. G. Wind-up da ação integral. **Grupo de Controle Automação e Robótica - UFRGS**, 2000. Disponível em: <http://www.ece.ufrgs.br/~jmgomes/pid/Apostila/apostila/node31.html>. Acesso em: 18 jun. 2022.

SIQUEIRA, L. Suspensão Bose: a peça do futuro que jamais saiu do papel. **Turboway**, 2020. Disponível em: <https://www.turboway.com.br/suspensao-bose-a-peca-do-futuro-que-jamais-saiu-do-papel/>. Acesso em: 04 dez. 2021.

SPINOLA, A. L. **Modelagem e Controle Não Linear da Direção de um Veículo Terrestre**. 2003. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Departamento de Engenharia Elétrica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro. 2003.

STRASSBERGER, M.; GULDNER, J. BMW's dynamic drive: an active stabilizer bar system. **IEEE Control Systems Magazine**, [S.l.], v. 24, n. 4, p. 28-29, ago. 2004.

TSENG, E. H.; HROVAT, D. State of the art survey: active and semi-active suspension Mobility. **Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and**, Dearborn, v. 53, n. 7, p. 1034-1062, maio 2015.

ULSOY, A. G.; PENG, H.; ÇAKMAKCI, M. **Automotive Control Systems**. New York: Cambridge University, 2012.

VILELA, D. **Aplicação de métodos numéricos de otimização ao problema conjunto da dirigibilidade e conforto veicular**. 2010. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo. 2010.

WILLIAMS R. A.; BEST A. Control of a low frequency active suspension. *In: 1994 International Conference on Control - Control '94.*, Coventry, v. 1, p. 338-343, mar. 1994.

XIA, J. Z. *et al.* Influence of Vehicle Suspension System on Ride Comfort. **Applied Mechanics and Materials**, Tianjin, v. 141, n. 6, p. 319-322, nov. 2011.

XUE, X. D. *et al.* Study of Art of Automotive Active Suspensions. **2011 4th International Conference on Power Electronics Systems and Applications**, Hong Kong, p. 1-7, ago. 2011.

APÊNDICE A – Códigos

Entrada do Algoritmo Genético

```

% Main program

clear all
close all

%% Input data
ymin=[1.8e4 3.13e4 2.6e3];           % Minimum limit value (kp ki kd)
ymax=[1.8e6 3.13e6 2.6e5];         % Maximum limit value (kp ki kd)
Npop=60;                             % Number of chromosomes
bits=12;                              % Number of bits 2^bits
max_generat=30;                       % Maximum generation
mutation_rate=5;                      % Mutation probability [%]
double_crossover=1;                  % Single (0) or double (1) crossover
point

%% Definition of the function
fun=@ga_example_function;

%% Run GA
tic;
[x_fmax,fmax]=genetic_algorithm(Npop,ymin,ymax,bits,max_generat,mutation_rate,double_crossover,fun)
toc;

```

Definição da Função Fitness

```

% Function of the fitness for GA algorithm
function fitness = ga_example_function(x)

Kp=x{1}
Ki=x{2}
Kd=x{3}

tempo = [0:0.002:5];
c_i = [0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0];
v = 30/3.6;
ypr_esq = perfil_estrada(v,tempo);
ypr_dir = perfil_estrada(v,tempo);

% Function of the fitness for GA algorithm
fitness=zeros(length(Kp),1);
for aux=1:length(Kp)
    [t,y_aleat_contr] = ode23(@ (t,y)
    modelo_completo_ativo_randomico(t,y,ypr_esq,ypr_dir, Kp(aux), Ki(aux),
    Kd(aux)), tempo, c_i);
    a_ag = (sqrt(mean(y_aleat_contr(:,9).^2))) %deslocamento massa suspensa

% Minimization of function
if a_ag == 0
    fitness(aux)= 1/(a_ag+0.0001)
else

```



```

% Function Input
% f_orig=exp(-1/3*x{1}.^3+x{1}-x{2}.^2);           % Maximum (-2,0) & (1,0)
f_orig=fun(x);
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% Selection by roulette
[f,f_ind]=sort(f_orig,1,'descend');
ind_elimination=floor(Npop*0.8);
ind_selected=1:ind_elimination;
Nselected=length(ind_selected);
for aux_var2=1:Nvar,
    population_sort{aux_var2}=population{aux_var2}(f_ind,:);
    x{aux_var2}=x{aux_var2}(f_ind);
end
x_ant=x;

% Selection probability
Sum_fit=sum(f(ind_selected));
prob=f(ind_selected)/Sum_fit;
roulette=cumsum(prob);

% Roulette selection
father=rand(round(Nselected/2),1);
mother=rand(round(Nselected/2),1);
cont1=1;
for aux2=1:length(father),
    for aux1=1:Nselected,
        if aux1==1,
            if find(father(aux2)<=roulette(aux1)),
                ind_father(cont1)=aux1;
            end
            if find(mother(aux2)<=roulette(aux1)),
                ind_mother(cont1)=aux1;
            end
        else
            if find(father(aux2)<=roulette(aux1) &
father(aux2)>roulette(aux1-1)),
                ind_father(cont1)=aux1;
            end
            if find(mother(aux2)<=roulette(aux1) &
mother(aux2)>roulette(aux1-1)),
                ind_mother(cont1)=aux1;
            end
        end
    end
    cont1=cont1+1;
end

% Offspring
if double_crossover==1,
    ind_cross=randi([1,bits],round(Nselected/2),2);           %
Crossover bit
    ind_cross=sort(ind_cross,2);                               %
Double point crossover
    for aux3=1:length(ind_cross),
        for aux_var3=1:Nvar,
            population_offspring{aux_var3}(2*aux3-
1,:)= [population_sort{aux_var3}(ind_father(aux3),1:ind_cross(aux3,1))
population_sort{aux_var3}(ind_mother(aux3),ind_cross(aux3,1)+1:ind_cross(au
x3,2))
population_sort{aux_var3}(ind_father(aux3),ind_cross(aux3,2)+1:end)];

```

```

population_offspring{aux_var3}(2*aux3,:)= [population_sort{aux_var3}(ind_mother(aux3),1:ind_cross(aux3,1))
population_sort{aux_var3}(ind_father(aux3),ind_cross(aux3,1)+1:ind_cross(aux3,2))
population_sort{aux_var3}(ind_mother(aux3),ind_cross(aux3,2)+1:end)];
    end
    end
else
    % Single crossover
    ind_cross=randi([1, bits], round(Nselected/2), 1); %
Crossover bit
    for aux3=1:length(ind_cross),
        for aux_var3=1:Nvar,
            population_offspring{aux_var3}(2*aux3-
1,:)= [population_sort{aux_var3}(ind_father(aux3),1:ind_cross(aux3,1))
population_sort{aux_var3}(ind_mother(aux3),ind_cross(aux3,1)+1:end)];

population_offspring{aux_var3}(2*aux3,:)= [population_sort{aux_var3}(ind_mother(aux3),1:ind_cross(aux3,1))
population_sort{aux_var3}(ind_father(aux3),ind_cross(aux3,1)+1:end)];
            end
        end
    end
    % Elimination of weak fitness chromosome by bits inversion at half
    for aux5=Nselected+1:Npop,
        for aux_var3=1:Nvar,

population_offspring{aux_var3}(aux5,:)=population_sort{aux_var3}(aux5,[round(bits/2):end 1:round(bits/2)-1]);
            end
        end

        % Mutation (local bit flip)
        mutation=rand(Nvar);
        for aux_var4=1:Nvar,
            if mutation(aux_var4)<=mutation_rate/100
                mutation_chrom=randi([1 Npop],1,1);
                mutation_position=randi([1 bits],1,1);
                switch
population_offspring{aux_var4}(mutation_chrom,mutation_position)
                    case 0

population_offspring{aux_var4}(mutation_chrom,mutation_position)=1;
                        case 1

population_offspring{aux_var4}(mutation_chrom,mutation_position)=0;
                            end
                                disp(['Mutation in generation ' num2str(aux4) '.'])
                                    end
                                        % Binary to decimal and scale function
                                            x_dec{aux_var4}=bin2dec(num2str(population_offspring{aux_var4}));
                                                x_offspr{aux_var4}=a_lim(aux_var4)*x_dec{aux_var4}+b_lim(aux_var4);
                                                    end

% -----
% *****
% Function input
% f_offspring=exp(-1/3*x_offspr{1}.^3+x_offspr{1}-x_offspr{2}.^2);
f_offspring=fun(x_offspr);
% *****

```

```

% Save the maximum fitness chromosome
[f_offspring,f_offspr_ind]=sort(f_offspring,1,'descend');
for aux7=1:Nvar, x_offspr{aux7}=x_offspr{aux7}(f_offspr_ind); end
[fmax_actual,ind_max]=max(f_offspring);
if fmax<fmax_actual || aux4==1,
    fmax=fmax_actual;
    for aux_var5=1:Nvar, x_fmax{aux_var5}=x_offspr{aux_var5}(ind_max);
end
    find_max_inter=aux4;
end
fmax_vect(aux4)=fmax_actual;
generation(:,aux4)=aux4*ones(Npop,1);

% Survivor selection - elitism from parent and offspring
update_x=round(3*Npop/4);
ancient_x=Npop-update_x;
for aux_var6=1:Nvar,
    x{aux_var6}(1)=x_fmax{aux_var6};
    x{aux_var6}(2:ancient_x+1)=x_ant{aux_var6}(1:ancient_x);
    x{aux_var6}(ancient_x+2:end)=x_offspr{aux_var6}(1:update_x-1);
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Function input
% f_vect(:,aux4)=exp(-1/3*x{1}.^3+x{1}-x{2}.^2);
f_vect(:,aux4)=fun(x);
avg_fitness(aux4)=mean(f_vect(:,aux4)); % Average of
fitness
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% population
% Rescaling function
for aux_var6=1:Nvar,
    x_dec{aux_var6}=(x{aux_var6}-b_lim(aux_var6))/a_lim(aux_var6);
    population{aux_var6}=dec2bin(x_dec{aux_var6},bits)-'0';
end

end

close(h)

disp(' ')
disp('-----')
disp(['Input: ' x_fmax ', Fitness: ' num2str(fmax) ', Iteraction: '
num2str(find_max_inter)])
disp('-----')
disp(' ')
disp(' ')

figure
plot(1:max_generat,fmax_vect,1:max_generat,avg_fitness,'g',generation,f_vec
t,'mx',find_max_inter,fmax,'ro','LineWidth',2)
legend('Maximum fitness','Average fitness','Location','SouthWest')
grid on
title('Cost function value','FontSize',12,'FontWeight','Bold')
xlabel('Generations','FontSize',12)
ylabel('Fitness','FontSize',12)
axis([0 max_generat 0 fmax*1.1])

```


Excitação Lombada (7 GDL)

```

%===== UFSC - TCC =====
%----- Modelo de excitação lombada (7 GDL) -----
% Retorna matriz Zr (resposta individual para cada 1/4 da suspensão
% submetida a excitação de lombada).

% AUTOR: Jardel
%=====
function Zr = excitacao_lombada_7GDL(t)

%===== PARAMETROS DA LOMBADA =====
v = 30/3.6;      %Velocidade [m/s]
d = 20;         %Distância até encontrar a lombada
H = 0.08;      %Altura da lombada
C = 1.5;       %Comprimento da lombada
W = (2*pi*v)/C; %Frequência angular
a = 0.882;     %Distância do eixo dianteiro até o CG
b = 1.478;     %Distância do eixo traseiro até o CG

%===== PERFIL DA LOMBADA =====
for cont=1:length(t)
    if t(cont)<= d/v,
        Zr1(cont) = 0;
        Zr2(cont) = 0;
        Zr3(cont) = 0;
        Zr4(cont) = 0;
    elseif t(cont)> d/v && t(cont) <= d/v + C/v,
        Zr1(cont) = (H/2)*(1-cos(W*(t(cont)-d/v)));
        Zr2(cont) = Zr1(cont);
        Zr3(cont) = 0;
        Zr4(cont) = 0;
    elseif t(cont)> (d+a+b)/v && t(cont) <= (a+b+d+C)/v,
        Zr1(cont) = 0;
        Zr2(cont) = 0;
        Zr3(cont) = (H/2)*(1-cos(W*(t(cont)-(a+b+d)/v)));
        Zr4(cont) = Zr3(cont);
    else
        Zr1(cont) = 0;
        Zr2(cont) = 0;
        Zr3(cont) = 0;
        Zr4(cont) = 0;
    end
    cont = cont+1;
end
Zr = [Zr1; Zr2; Zr3; Zr4];
end

```

Excitação Senoidal (7 GDL)

```

%===== UFSC - TCC =====
%----- Modelo de excitação Senoidal (completo) -----
% Retorna a matriz Zr (resposta individual para cada 1/4 da suspensão
% submetida a excitação senoidal) com 4 linhas e mesmo número de colunas do
% vetor tempo(t).

% AUTOR: Jardel

%=====

function Zr = excitacao_senoide_completo(t)

%===== PARAMETROS DA LOMBADA =====
v = 30/3.6;
L = 0.3;
%w = 2*pi*v/L;
w = (0.93*2*pi)/L; %rad/s
A = 0.08;

%===== PERFIL DA LOMBADA =====
for cont=1:length(t)
    Zr1(cont) = A*sin(w*t(cont));
    Zr2(cont) = A*sin(w*t(cont));
    Zr3(cont) = A*sin(w*t(cont));
    Zr4(cont) = A*sin(w*t(cont));

    cont = cont+1;
end
Zr = [Zr1; Zr2; Zr3; Zr4];
end

```

Excitação Randômica (7 GDL)

```

%===== UFSC - TCC =====
%----- Perfil da Estrada (completo) -----
% Retorna o deslocamento (Zr) randomicamente.
% AUTOR: Jardel
%=====

function [Zr] = exicitacao_randomica_7GDL(v,t);

w=zeros(length(t),1);
vel=v*3.28084;      % ft/s
wo=2*pi*vel*.02;
%so=1.25e-5;      % Rought road (pista irregular)
so=1.25e-2;      % Rought road
sigma=(2*pi*vel*sqrt(so))/wo;
w=sigma*randn(size(w));

% Filter
T=t(2)-t(1);
fs=1/T;
B=[1-exp(-wo*T)];
A=[1 -exp(-wo*T)];

Zr=filter(B,A,w)/3.28084;

end

```

Modelo de veículo (7 GDL) – Suspensão Passiva

```

%===== UFSC - TCC =====
%----- Equações do movimento sem controle ativo (completo) -----
% Retorna os valores de deslocamentos verticais, angulares e velocidades
% da massa suspensa e das não suspensas sem força ativa submetido a
% excitação randômica.

% AUTOR: Jardel

%=====
function Z_resp = modelo_7GDL_passivo_randomica(t,y,ypr_esq,ypr_dir)

global erro_suspensa_vetor_pa cont_suspensa_pa
global ISE_pa IAE_pa ITSE_pa ITAE_pa

if t == 0,
    cont_suspensa_pa = 1;
end

%===== DADOS DE ENTRADA =====
ms = 678;           %Massa suspensa
m1 = 31.5;         %Massa não suspensa m1
m2 = m1;          %Massa não suspensa m2
m3 = 44.5;         %Massa não suspensa m3
m4 = m3;          %Massa não suspensa m4
kt = 1.9e5;        % Rigidez do pneu (Mesmo para todos os pneus)
ks1 = 1.688e4;     %Rigidez suspensão dianteira
ks2 = ks1;         %Rigidez suspensão dianteira
ks3 = 1.9e4;       %Rigidez suspensão traseira
ks4 = ks3;         %Rigidez suspensão traseira
c1 = 1554;         %Amortecimento suspensão dianteira
c2 = c1;          %Amortecimento suspensão dianteira
c3 = 3144.2;       %Amortecimento suspensão traseira
c4 = c3;          %Amortecimento suspensão traseira
w = 1.337;        %Comprimento bitola
a = 0.882;        %Distância do eixo dianteiro até o CG
b = 1.478;        %Distância do eixo traseiro até o CG
Ixx = 2353.5;     %Momento de inércia longitudinal
Iyy = 850;        %Momento de inércia transversal

v = 30/3.6;
L = 1.5;

%===== FUNÇÃO DE EXCITAÇÃO =====
if t<=d/v,
    Zr1 = 0;
    Zr2 = 0;
else
    Zr1 = ypr_esq(round((t-d/v)/.001)+1);
    Zr2 = ypr_dir(round((t-d/v)/.001)+1);
end

if t<=(d+L)/v
    Zr3 = 0;
    Zr4 = 0;
else

```

```

Zr3 = ypr_dir(round((t-(d+L)/v)/.001)+1);
Zr4 = ypr_esq(round((t-(d+L)/v)/.001)+1);
end

%===== DESLOCAMENTOS E VELOCIDADES NAS EXTREMIDADES =====
Zs1 = y(9)-a*y(13)+0.5*w*y(11);
Zs2 = y(9)-a*y(13)-0.5*w*y(11);
Zs3 = y(9)+b*y(13)-0.5*w*y(11);
Zs4 = y(9)+b*y(13)+0.5*w*y(11);
V_Zs1 = y(10)-a*y(14)+0.5*w*y(12);
V_Zs2 = y(10)-a*y(14)-0.5*w*y(12);
V_Zs3 = y(10)+b*y(14)-0.5*w*y(12);
V_Zs4 = y(10)+b*y(14)+0.5*w*y(12);

%----- ERRO -----
erro_suspensa_pa = 0 - y(9);
erro_suspensa_vetor_pa(cont_suspensa_pa) = erro_suspensa_pa;
cont_suspensa_pa = cont_suspensa_pa + 1;

%----- ÍNDICES DE DESEMPENHO DO CONTROLADO -----
ISE_pa = trapz(erro_suspensa_vetor_pa.^2)*0.001;
IAE_pa = trapz(abs(erro_suspensa_vetor_pa))*0.001;
ITSE_pa = trapz(t*(erro_suspensa_vetor_pa.^2))*0.001;
ITAE_pa = trapz(t*abs(erro_suspensa_vetor_pa))*0.001;

%===== EQUAÇÕES DO MOVIMENTO - MODELO COMPLETO ATIVO =====
Z_resp = zeros(14,1); %Vetor Resposta

%----- Massa não suspensa -----
Z_resp(1) = y(2); %Deslocamento m1
Z_resp(2) = (ks1*(Zs1-y(1))+c1*(V_Zs1-y(2))-kt*(y(1)-Zr1))/m1; %Velocidade
m1
Z_resp(3) = y(4); %Deslocamento m2
Z_resp(4) = (ks2*(Zs2-y(3))+c2*(V_Zs2-y(4))-kt*(y(3)-Zr2))/m2; %Velocidade
m2
Z_resp(5) = y(6); %Deslocamento m3
Z_resp(6) = (ks3*(Zs3-y(5))+c3*(V_Zs3-y(6))-kt*(y(5)-Zr3))/m3; %Velocidade.
m3
Z_resp(7) = y(8); %Deslocamento m4
Z_resp(8) = (ks4*(Zs4-y(7))+c4*(V_Zs4-y(8))-kt*(y(7)-Zr4))/m4; %Velocidade
m4

%----- Massa Suspensa -----
Z_resp(9) = y(10); %Deslocamento Massa Suspensa
Z_resp(10) = (-ks1*(Zs1-y(1))-c1*(V_Zs1-y(2))-ks2*(Zs2-y(3))-c2*(V_Zs2-
y(4))-ks3*(Zs3-y(5))-c3*(V_Zs3-y(6))-ks4*(Zs4-y(7))-c4*(V_Zs4-y(8)))/ms;
%Velocidade Massa Suspensa
Z_resp(11) = y(12); %Deslocamento Angular Roll
Z_resp(12) = (w/2*(ks2*(Zs2-y(3))+c2*(V_Zs2-y(4))+ks3*(Zs3-y(5))+c3*(V_Zs3-
y(6))) - w/2*(ks1*(Zs1-y(1))+c1*(V_Zs1-y(2))+ks4*(Zs4-y(7))+c4*(V_Zs4-
y(8))))/Ixx; %Velocidade Angular Roll
Z_resp(13) = y(14); %Deslocamento Angular Pitch
Z_resp(14) = (a*(ks1*(Zs1-y(1))+c1*(V_Zs1-y(2))+ks2*(Zs2-y(3))+c2*(V_Zs2-
y(4))) - b*(ks3*(Zs3-y(5))+c3*(V_Zs3-y(6))+ks4*(Zs4-y(7))+c4*(V_Zs4-
y(8))))/Iyy; %Velocidade Angular Pitch

End

```

Modelo de veículo (7 GDL) – Suspensão Ativa

```

%===== UFSC - TCC =====
%----- Equações do movimento com controle ativo (7 GDL) -----
% Retorna os valores de deslocamentos verticais, angulares e velocidades
% da massa suspensa e das não suspensas com força ativa submetido a
% excitação randômica.

% AUTOR: Jardel

%=====
function Z_resp = modelo_7GDL_ativo_randomica_ag(t,y,ypr_esq,ypr_dir)

global erro_aux_1 cont_1
global erro_aux_2 cont_2
global erro_aux_3 cont_3
global erro_aux_4 cont_4
global erro_suspensa_vetor_ag cont_suspensa_ag
global ISE_ag IAE_ag ITSE_ag ITAE_ag

global t_force_ag FA_1_vect_ag FA_2_vect_ag FA_3_vect_ag FA_4_vect_ag
global V_Zs1_ag V_Zs2_ag V_Zs3_ag V_Zs4_ag

if t == 0,
    cont_1 = 1;
    cont_2 = 1;
    cont_3 = 1;
    cont_4 = 1;
    cont_suspensa_ag = 1;
end

%===== DADOS DE ENTRADA =====
ms = 678;           %Massa suspensa
m1 = 31.5;         %Massa não suspensa m1
m2 = m1;          %Massa não suspensa m2
m3 = 44.5;        %Massa não suspensa m3
m4 = m3;          %Massa não suspensa m4
kt = 1.9e5;       % Rigidez do pneu (Mesmo para todos os pneus)
ks1 = 1.688e4;    %Rigidez suspensão dianteira
ks2 = ks1;        %Rigidez suspensão dianteira
ks3 = 1.9e4;      %Rigidez suspensão traseira
ks4 = ks3;        %Rigidez suspensão traseira
c1 = 1554;        %Amortecimento suspensão dianteira
c2 = c1;          %Amortecimento suspensão dianteira
c3 = 3144.2;     %Amortecimento suspensão traseira
c4 = c3;          %Amortecimento suspensão traseira
w = 1.337;        %Comprimento bitola
a = 0.882;        %Distância do eixo dianteiro até o CG
b = 1.478;        %Distância do eixo traseiro até o CG
Ixx = 2353.5;     %Momento de inércia longitudinal
Iyy = 850;        %Momento de inércia transversal

v = 30/3.6;
L = 1.5;

%===== FUNÇÃO DE EXCITAÇÃO =====
if t<=d/v,

```

```

        Zr1 = 0;
        Zr2 = 0;
    else
        Zr1 = ypr_esq(round((t-d/v)/.001)+1);
        Zr2 = ypr_dir(round((t-d/v)/.001)+1);
    end

    if t<=(d+L)/v
        Zr3 = 0;
        Zr4 = 0;
    else
        Zr3 = ypr_dir(round((t-(d+L)/v)/.001)+1);
        Zr4 = ypr_esq(round((t-(d+L)/v)/.001)+1);
    end

%===== CONTROLADOR PID =====
%----- Ganhos do controlador -----

Kp = 1.7965e6;
Ki = 2.4028e6;
Kd = 2.6e5;

%-----
erro_1 = 0 - (y(9)-a*(y(13))+0.5*w*(y(11)));
erro_2 = 0 - (y(9)-a*(y(13))-0.5*w*(y(11)));
erro_3 = 0 - (y(9)+b*(y(13))-0.5*w*(y(11)));
erro_4 = 0 - (y(9)+b*(y(13))+0.5*w*(y(11)));
erro_aux_1(cont_1) = erro_1;
erro_aux_2(cont_2) = erro_2;
erro_aux_3(cont_3) = erro_3;
erro_aux_4(cont_4) = erro_4;
cont_1 = cont_1+1;
cont_2 = cont_2+1;
cont_3 = cont_3+1;
cont_4 = cont_4+1;
der_1 = -(y(10)-a*y(14)+0.5*w*y(12));
intg_1 = trapz(erro_aux_1)*0.001;
der_2 = -(y(10)-a*y(14)-0.5*w*y(12));
intg_2 = trapz(erro_aux_2)*0.001;
der_3 = -(y(10)+b*y(14)-0.5*w*y(12));
intg_3 = trapz(erro_aux_3)*0.001;
der_4 = -(y(10)+b*y(14)+0.5*w*y(12));
intg_4 = trapz(erro_aux_4)*0.001;

%----- Força ativa -----
Fa1 = Kp*erro_1+Ki*intg_1+Kd*der_1;
Fa2 = Kp*erro_2+Ki*intg_2+Kd*der_2;
Fa3 = Kp*erro_3+Ki*intg_3+Kd*der_3;
Fa4 = Kp*erro_4+Ki*intg_4+Kd*der_4;

t_force_ag(cont_1)=t;
FA_1_vect_ag(cont_1)=Fa1;
FA_2_vect_ag(cont_1)=Fa2;
FA_3_vect_ag(cont_1)=Fa3;
FA_4_vect_ag(cont_1)=Fa4;

%----- ERRO -----
erro_suspensa_ag = 0 - y(9);
erro_suspensa_vetor_ag(cont_suspensa_ag) = erro_suspensa_ag;
cont_suspensa_ag = cont_suspensa_ag + 1;

```

```

%----- ÍNDICES DE DESEMPENHO DO CONTROLADO -----
ISE_ag = trapz(erro_suspensa_vetor_ag.^2)*0.001;
IAE_ag = trapz(abs(erro_suspensa_vetor_ag))*0.001;
ITSE_ag = trapz(t*(erro_suspensa_vetor_ag.^2))*0.001;
ITAE_ag = trapz(t*abs(erro_suspensa_vetor_ag))*0.001;

%===== DESLOCAMENTO E VELOCIDADE NAS EXTREMIDADES =====
Zs1 = y(9)-a*y(13)+0.5*w*y(11);
Zs2 = y(9)-a*y(13)-0.5*w*y(11);
Zs3 = y(9)+b*y(13)-0.5*w*y(11);
Zs4 = y(9)+b*y(13)+0.5*w*y(11);
V_Zs1_ag = y(10)-a*y(14)+0.5*w*y(12);
V_Zs2_ag = y(10)-a*y(14)-0.5*w*y(12);
V_Zs3_ag = y(10)+b*y(14)-0.5*w*y(12);
V_Zs4_ag = y(10)+b*y(14)+0.5*w*y(12);

%===== EQUAÇÕES DO MOVIMENTO - MODELO COMPLETO ATIVO =====
Z_resp = zeros(14,1); %Vetor Resposta

%----- Massa não suspensa -----
Z_resp(1) = y(2); %Deslocamento m1
Z_resp(2) = (ks1*(Zs1-y(1))+c1*(V_Zs1_ag-y(2))-kt*(y(1)-Zr1)-Fa1)/m1;
%Velocidade m1
Z_resp(3) = y(4); %Deslocamento m2
Z_resp(4) = (ks2*(Zs2-y(3))+c2*(V_Zs2_ag-y(4))-kt*(y(3)-Zr2)-Fa2)/m2;
%Velocidade m2
Z_resp(5) = y(6); %Deslocamento m3
Z_resp(6) = (ks3*(Zs3-y(5))+c3*(V_Zs3_ag-y(6))-kt*(y(5)-Zr3)-Fa3)/m3;
%Velocidade. m3
Z_resp(7) = y(8); %Deslocamento m4
Z_resp(8) = (ks4*(Zs4-y(7))+c4*(V_Zs4_ag-y(8))-kt*(y(7)-Zr4)-Fa4)/m4;
%Velocidade m4

%----- Massa Suspensa -----
Z_resp(9) = y(10); %Deslocamento Massa Suspensa
Z_resp(10) = (-ks1*(Zs1-y(1))-c1*(V_Zs1_ag-y(2))-ks2*(Zs2-y(3))-
c2*(V_Zs2_ag-y(4))-ks3*(Zs3-y(5))-c3*(V_Zs3_ag-y(6))-ks4*(Zs4-y(7))-
c4*(V_Zs4_ag-y(8))+Fa1+Fa2+Fa3+Fa4)/ms; %Velocidade Massa
Suspensa
Z_resp(11) = y(12); %Deslocamento Angular Roll
Z_resp(12) = (w/2*(ks2*(Zs2-y(3))+c2*(V_Zs2_ag-y(4))+ks3*(Zs3-
y(5))+c3*(V_Zs3_ag-y(6))-Fa2-Fa3) - w/2*(ks1*(Zs1-y(1))+c1*(V_Zs1_ag-
y(2))+ks4*(Zs4-y(7))+c4*(V_Zs4_ag-y(8))-Fa1-Fa4))/Ixx; %Velocidade Angular
Roll
Z_resp(13) = y(14); %Deslocamento Angular Pitch
Z_resp(14) = (a*(ks1*(Zs1-y(1))+c1*(V_Zs1_ag-y(2))+ks2*(Zs2-
y(3))+c2*(V_Zs2_ag-y(4))-Fa1-Fa2) - b*(ks3*(Zs3-y(5))+c3*(V_Zs3_ag-
y(6))+ks4*(Zs4-y(7))+c4*(V_Zs4_ag-y(8))-Fa3-Fa4))/Iyy; %Velocidade
Angular Pitch

end

```


Plotagem dos gráficos

```

%===== UFSC - TCC =====

% Integrador numérico (ode23) e plotagem dos gráficos do modelo completo
% submetido a excitação randômica.

% AUTOR: Jardel

%=====

clear all
clc
global ISE_pa IAE_pa ITSE_pa ITAE_pa
global ISE_ag IAE_ag ITSE_ag ITAE_ag
global ISE_mt IAE_mt ITSE_mt ITAE_mt

global t_force_ag FA_1_vect_ag FA_2_vect_ag FA_3_vect_ag FA_4_vect_ag
global V_Zs1_ag V_Zs2_ag V_Zs3_ag V_Zs4_ag

global t_force_mt FA_1_vect_mt FA_2_vect_mt FA_3_vect_mt FA_4_vect_mt
global V_Zs1_mt V_Zs2_mt V_Zs3_mt V_Zs4_mt

%----- Dados de entrada -----
tempo = [0:0.001:5]; %Vetor tempo
c_i = [0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0]; %Condições iniciais
v = 30/3.6; %Velocidade
ypr_esq = excitacao_randomica_7GDL(v,tempo); %Deslocamentos aleatórios
lado esquerdo
ypr_dir = excitacao_randomica_7GDL(v,tempo); %Deslocamentos aleatórios
lado direito

%----- Solução EDO -----
[t,y_pa] = ode23(@(t,y) modelo_7GDL_passivo_randomica(t,y,ypr_esq,ypr_dir),
tempo, c_i); % Passivo
[t,y_fa_ag] = ode23(@(t,y)
modelo_7GDL_ativo_randomica_ag(t,y,ypr_esq,ypr_dir), tempo, c_i); % Ativo
(Algoritmo genético)
[t,y_fa_mt] = ode23(@(t,y)
modelo_7GDL_ativo_randomica_mt(t,y,ypr_esq,ypr_dir), tempo, c_i); % Ativo
(Matheus)

%===== PLOTAGEM DOS GRÁFICOS =====
%----- FUNÇÃO ALEATÓRIA -----
figure(1); subplot(2,1,1)
plot(t,ypr_esq*100,'k','LineWidth',1.5)
grid on; set(gca,'FontSize',16)
xlabel('Tempo (s)', 'fontsize',20);
ylabel('Altura da Pista (cm)', 'fontsize',20);
title('Perfil de Via Aleatória Lado
Esquerdo', 'fontweight', 'bold', 'fontsize',22);

subplot(2,1,2)
plot(t,ypr_dir*100,'k','LineWidth',1.5)
grid on; set(gca,'FontSize',16)
xlabel('Tempo (s)', 'fontsize',20);
ylabel('Altura da Pista (cm)', 'fontsize',20);
title('Perfil de Via Aleatória Lado
Direito', 'fontweight', 'bold', 'fontsize',22);

```

```

%----- MASSA SUSPENSAS -----
figure(2); subplot(2,1,1)
plot(t,y_pa(:,9)*100,'k', t,y_fa_ag(:,9)*100,'b',
t,y_fa_mt(:,9)*100,'r','LineWidth',2.0)
grid on; set(gca,'FontSize',16)
xlabel('Tempo (s)', 'fontsize',20);
ylabel('Deslocamento (cm)', 'fontsize',20);
legend('PASSIVA','ATIVA AG','ATIVA MT')
title('Deslocamento Massa Suspensa','fontweight','bold','fontsize',22);

subplot(2,1,2)
plot(t,y_pa(:,10),'k', t,y_fa_ag(:,10),'b',
t,y_fa_mt(:,10),'r','LineWidth',2.0)
grid on; set(gca,'FontSize',16)
xlabel('Tempo (s)', 'fontsize',20);
ylabel('Velocidade (m/s)', 'fontsize',20);
legend('PASSIVA','ATIVA AG','ATIVA MT')
title('Velocidade da Massa Suspensa','fontweight','bold','fontsize',22);

figure(3); subplot(2,1,1)
plot(t,y_pa(:,11)*(180/pi),'k', t,y_fa_ag(:,11)*(180/pi),'b',
t,y_fa_mt(:,11)*(180/pi),'r','LineWidth',2)
grid on; set(gca,'FontSize',16)
xlabel('Tempo (s)', 'fontsize',20);
ylabel('Deslocamento (graus)', 'fontsize',20);
legend('PASSIVA','ATIVA AG','ATIVA MT')
title('Deslocamento Angular (Roll)','fontweight','bold','fontsize',22);

subplot(2,1,2)
plot(t,y_pa(:,12)*(180/pi),'k', t,y_fa_ag(:,12)*(180/pi),'b',
t,y_fa_mt(:,12)*(180/pi),'r','LineWidth',2)
grid on; set(gca,'FontSize',16)
xlabel('Tempo (s)', 'fontsize',20);
ylabel('Velocidade (graus/s)', 'fontsize',20);
legend('PASSIVA','ATIVA AG','ATIVA MT')
title('Velocidade Angular (Roll)','fontweight','bold','fontsize',22);

figure(4); subplot(2,1,1)
plot(t,y_pa(:,13)*(180/pi),'k', t,y_fa_ag(:,13)*(180/pi),'b', t,
y_fa_mt(:,13)*(180/pi),'r','LineWidth',2.0)
grid on; set(gca,'FontSize',16)
xlabel('Tempo (s)', 'fontsize',20);
ylabel('Deslocamento (graus)', 'fontsize',20);
legend('PASSIVA','ATIVA AG','ATIVA MT')
title('Deslocamento Angular (Pitch)','fontweight','bold','fontsize',22);

subplot(2,1,2)
plot(t,y_pa(:,14)*(180/pi),'k', t,y_fa_ag(:,14)*(180/pi),'b', t,
y_fa_mt(:,14)*(180/pi),'r','LineWidth',2.0)
grid on; set(gca,'FontSize',16)
xlabel('Tempo (s)', 'fontsize',20);
ylabel('Velocidade (graus/s)', 'fontsize',20);
legend('PASSIVA','ATIVA AG','ATIVA MT')
title('Velocidade Angular (Pitch)','fontweight','bold','fontsize',22);

%----- MASSAS NÃO SUSPENSAS -----
figure(5); subplot(4,2,1)
plot(t,y_pa(:,1)*100,'k', t,y_fa_ag(:,1)*100,'b',
t,y_fa_mt(:,1)*100,'r','LineWidth',2.0)
grid on; set(gca,'FontSize',16)

```

```

xlabel('Tempo (s)', 'fontsize',18);
ylabel('Deslocamento (cm)', 'fontsize',18);
legend('PASSIVA','ATIVA AG', 'ATIVA MT')
title('Deslocamento Massa NÃO Suspensa
M1','fontweight','bold','fontsize',20);

subplot(4,2,2)
plot(t,y_pa(:,2),'k', t,y_fa_ag(:,2),'b',
t,y_fa_mt(:,2),'r','LineWidth',2.0)
grid on; set(gca,'FontSize',16)
xlabel('Tempo (s)', 'fontsize',18);
ylabel('Velocidade (m/s)', 'fontsize',20);
legend('PASSIVA','ATIVA AG', 'ATIVA MT')
title('Velocidade Massa NÃO Suspensa
M1','fontweight','bold','fontsize',20);

subplot(4,2,3)
plot(t,y_pa(:,3)*100,'k', t,y_fa_ag(:,3)*100,'b',
t,y_fa_mt(:,3)*100,'r','LineWidth',2.0)
grid on; set(gca,'FontSize',16)
xlabel('Tempo (s)', 'fontsize',18);
ylabel('Deslocamento (cm)', 'fontsize',18);
legend('PASSIVA','ATIVA AG', 'ATIVA MT')
title('Deslocamento Massa NÃO Suspensa
M2','fontweight','bold','fontsize',20);

subplot(4,2,4)
plot(t,y_pa(:,4),'k', t,y_fa_ag(:,4),'b',
t,y_fa_mt(:,4),'r','LineWidth',2.0)
grid on; set(gca,'FontSize',16)
xlabel('Tempo (s)', 'fontsize',18);
ylabel('Velocidade (m/s)', 'fontsize',18);
legend('PASSIVA','ATIVA AG', 'ATIVA MT')
title('Velocidade Massa NÃO Suspensa
M2','fontweight','bold','fontsize',20);

subplot(4,2,5)
plot(t,y_pa(:,5)*100,'k', t,y_fa_ag(:,5)*100,'b',
t,y_fa_mt(:,5)*100,'r','LineWidth',2.0)
grid on; set(gca,'FontSize',16)
xlabel('Tempo (s)', 'fontsize',18);
ylabel('Deslocamento (cm)', 'fontsize',18);
legend('PASSIVA','ATIVA AG', 'ATIVA MT')
title('Deslocamento Massa NÃO Suspensa
M3','fontweight','bold','fontsize',20);

subplot(4,2,6)
plot(t,y_pa(:,6),'k', t,y_fa_ag(:,6),'b',
t,y_fa_mt(:,6),'r','LineWidth',2.0)
grid on; set(gca,'FontSize',16)
xlabel('Tempo (s)', 'fontsize',18);
ylabel('Velocidade (m/s)', 'fontsize',18);
legend('PASSIVA','ATIVA AG', 'ATIVA MT')
title('Velocidade Massa NÃO Suspensa
M3','fontweight','bold','fontsize',20);

subplot(4,2,7)
plot(t,y_pa(:,7)*100,'k', t,y_fa_ag(:,7)*100,'b',
t,y_fa_mt(:,7)*100,'r','LineWidth',2.0)
grid on; set(gca,'FontSize',16)
xlabel('Tempo (s)', 'fontsize',18);

```

```

ylabel('Deslocamento (cm)', 'fontsize',18);
legend('PASSIVA', 'ATIVA AG', 'ATIVA MT')
title('Deslocamento Massa NÃO Suspensa
M4', 'fontweight', 'bold', 'fontsize',20);

subplot(4,2,8)
plot(t,y_pa(:,8), 'k', t,y_fa_ag(:,8), 'b',
t,y_fa_mt(:,8), 'r', 'LineWidth',2.0)
grid on; set(gca, 'FontSize',16)
xlabel('Tempo (s)', 'fontsize',18);
ylabel('Velocidade (m/s)', 'fontsize',18);
legend('PASSIVA', 'ATIVA AG', 'ATIVA MT')
title('Velocidade Massa NÃO Suspensa
M4', 'fontweight', 'bold', 'fontsize',20);

%----- Força do controlador -----
figure(6); subplot(2,2,1)
plot(t_force_ag,FA_1_vect_ag, 'b',
t_force_mt,FA_1_vect_mt, 'r', 'LineWidth',2)
grid on; set(gca, 'FontSize',14)
xlabel('Tempo (s)', 'FontSize',18)
ylabel('Força (N)', 'FontSize',18)
legend('ATIVA AG', 'ATIVA MT')
title('Força do Controlador 01', 'FontWeight', 'Bold', 'FontSize',22)

subplot(2,2,2)
plot(t_force_ag,FA_2_vect_ag, 'b',
t_force_mt,FA_2_vect_mt, 'r', 'LineWidth',2)
grid on; set(gca, 'FontSize',14)
xlabel('Tempo (s)', 'FontSize',18)
ylabel('Força (N)', 'FontSize',18)
legend('ATIVA AG', 'ATIVA MT')
title('Força do Controlador 02', 'FontWeight', 'Bold', 'FontSize',22)

subplot(2,2,3)
plot(t_force_ag,FA_3_vect_ag, 'b',
t_force_mt,FA_3_vect_mt, 'r', 'LineWidth',2)
grid on; set(gca, 'FontSize',14)
xlabel('Tempo (s)', 'FontSize',18)
ylabel('Força (N)', 'FontSize',18)
legend('ATIVA AG', 'ATIVA MT')
title('Força do Controlador 03', 'FontWeight', 'Bold', 'FontSize',22)

subplot(2,2,4)
plot(t_force_ag,FA_4_vect_ag, 'b',
t_force_mt,FA_4_vect_mt, 'r', 'LineWidth',2)
grid on; set(gca, 'FontSize',14)
xlabel('Tempo (s)', 'FontSize',18)
ylabel('Força (N)', 'FontSize',18)
legend('ATIVA AG', 'ATIVA MT')
title('Força do Controlador 04', 'FontWeight', 'Bold', 'FontSize',22)

%----- Potência do controlador -----
figure(7); subplot(2,2,1)
plot(t_force_ag,abs(FA_1_vect_ag)*abs(V_Zs1_ag - y_fa_ag(2)), 'b',
t_force_mt,abs(FA_1_vect_mt)*abs(V_Zs1_mt - y_fa_mt(2)), 'r', 'LineWidth',2)
grid on; set(gca, 'FontSize',14)
xlabel('Tempo (s)', 'FontSize',18); axis([0 5 0 10e3])
ylabel('Potência (W)', 'FontSize',18)
legend('ATIVA AG', 'ATIVA MT')
title('Potência do Controlador 01', 'FontWeight', 'Bold', 'FontSize',22)

```

```

subplot(2,2,2)
plot(t_force_ag,abs(FA_2_vect_ag)*abs(V_Zs2_ag - y_fa_ag(4)), 'b',
t_force_mt,abs(FA_2_vect_mt)*abs(V_Zs2_mt - y_fa_mt(4)), 'r', 'LineWidth',2)
grid on; set(gca, 'FontSize',14)
xlabel('Tempo (s)', 'FontSize',18); axis([0 5 0 10e3])
ylabel('Potência (W)', 'FontSize',18)
legend('ATIVA AG', 'ATIVA MT')
title('Potência do Controlador 02', 'FontWeight', 'Bold', 'FontSize',22)

subplot(2,2,3)
plot(t_force_ag,abs(FA_3_vect_ag)*abs(V_Zs3_ag - y_fa_ag(6)), 'b',
t_force_mt,abs(FA_3_vect_mt)*abs(V_Zs3_mt - y_fa_mt(6)), 'r', 'LineWidth',2)
grid on; set(gca, 'FontSize',14)
xlabel('Tempo (s)', 'FontSize',18); axis([0 5 0 12e3])
ylabel('Potência (W)', 'FontSize',18)
legend('ATIVA AG', 'ATIVA MT')
title('Potência do Controlador 03', 'FontWeight', 'Bold', 'FontSize',22)

subplot(2,2,4)
plot(t_force_ag,abs(FA_4_vect_ag)*abs(V_Zs4_ag - y_fa_ag(8)), 'b',
t_force_mt,abs(FA_4_vect_mt)*abs(V_Zs4_mt - y_fa_mt(8)), 'r', 'LineWidth',2)
grid on; set(gca, 'FontSize',14)
xlabel('Tempo (s)', 'FontSize',18); axis([0 5 0 12e3])
ylabel('Potência (W)', 'FontSize',18)
legend('ATIVA AG', 'ATIVA MT')
title('Potência do Controlador 04', 'FontWeight', 'Bold', 'FontSize',22)

```

Modelo de Veículo (7 GDL) com saturação da força Ativa e Anti-Windup

```

%===== UFSC - TCC =====

%----- Equações do movimento com controle ativo (7 GDL) -----

% Retorna os valores de deslocamentos verticais, angulares e velocidades
% da massa suspensa e das não suspensas com força ativa limitada submetido
% a excitação randômica.

% AUTOR: Jardel

%=====
function Z_resp = modelo_7GDL_ativo_randomica_AW(t,y,ypr_esq,ypr_dir)

global erro_aux_1 cont_1 dFa1
global erro_aux_2 cont_2 dFa2
global erro_aux_3 cont_3 dFa3
global erro_aux_4 cont_4 dFa4
global erro_suspensa_vetor_AW cont_suspensa_AW
global ISE_AW IAE_AW ITSE_AW ITAE_AW

global t_force_AW FA_1_vect_AW FA_2_vect_AW FA_3_vect_AW FA_4_vect_AW
global V_Zs1_AW V_Zs2_AW V_Zs3_AW V_Zs4_AW

if t == 0,
    cont_1 = 1;

```

```

    cont_2 = 1;
    cont_3 = 1;
    cont_4 = 1;
    cont_suspensa_AW = 1;
    dFa1=0;
    dFa2=0;
    dFa3=0;
    dFa4=0;
end

%===== DADOS DE ENTRADA =====
ms = 678;           %Massa suspensa
m1 = 31.5;         %Massa não suspensa m1
m2 = m1;          %Massa não suspensa m2
m3 = 44.5;        %Massa não suspensa m3
m4 = m3;          %Massa não suspensa m4
kt = 1.9e5;       % Rigidez do pneu (Mesmo para todos os pneus)
ks1 = 1.688e4;    %Rigidez suspensão dianteira
ks2 = ks1;        %Rigidez suspensão dianteira
ks3 = 1.9e4;      %Rigidez suspensão traseira
ks4 = ks3;        %Rigidez suspensão traseira
c1 = 1554;        %Amortecimento suspensão dianteira
c2 = c1;          %Amortecimento suspensão dianteira
c3 = 3144.2;      %Amortecimento suspensão traseira
c4 = c3;          %Amortecimento suspensão traseira
w = 1.337;        %Comprimento bitola
a = 0.882;        %Distância do eixo dianteiro até o CG
b = 1.478;        %Distância do eixo traseiro até o CG
Ixx = 2353.5;     %Momento de inércia longitudinal
Iyy = 850;        %Momento de inércia transversal

v = 30/3.6;
d = 0;
L = 1.5;

%===== FUNÇÃO DE EXCITAÇÃO =====
if t<=d/v,
    Zr1 = 0;
    Zr2 = 0;
else
    Zr1 = ypr_esq(round((t-d/v)/.001)+1);
    Zr2 = ypr_dir(round((t-d/v)/.001)+1);
end

if t<=(d+L)/v
    Zr3 = 0;
    Zr4 = 0;
else
    Zr3 = ypr_dir(round((t-(d+L)/v)/.001)+1);
    Zr4 = ypr_esq(round((t-(d+L)/v)/.001)+1);
end

%===== CONTROLADOR PID =====
%----- Ganhos do controlador -----
Kp = 1.2447e6;
Ki = 2.6086e6;
Kd = 1.7546e5;

Kb = 155.1282;

% Back-calculation parameter

```

```

%-----
erro_1 = 0 - (y(9)-a*(y(13))+0.5*w*(y(11)));
erro_2 = 0 - (y(9)-a*(y(13))-0.5*w*(y(11)));
erro_3 = 0 - (y(9)+b*(y(13))-0.5*w*(y(11)));
erro_4 = 0 - (y(9)+b*(y(13))+0.5*w*(y(11)));

%erro_aux_1(cont_1) = erro_1;
%erro_aux_2(cont_2) = erro_2;
%erro_aux_3(cont_3) = erro_3;
%erro_aux_4(cont_4) = erro_4;

erro_aux_1(cont_1) = erro_1*Ki+dFa1*Kb;      % Soma da back-calculation
erro_aux_2(cont_2) = erro_2*Ki+dFa2*Kb;
erro_aux_3(cont_3) = erro_3*Ki+dFa3*Kb;
erro_aux_4(cont_4) = erro_4*Ki+dFa4*Kb;

cont_1 = cont_1+1;
cont_2 = cont_2+1;
cont_3 = cont_3+1;
cont_4 = cont_4+1;

der_1 = -(y(10)-a*y(14)+0.5*w*y(12));
intg_1 = trapz(erro_aux_1)*0.001;
der_2 = -(y(10)-a*y(14)-0.5*w*y(12));
intg_2 = trapz(erro_aux_2)*0.001;
der_3 = -(y(10)+b*y(14)-0.5*w*y(12));
intg_3 = trapz(erro_aux_3)*0.001;
der_4 = -(y(10)+b*y(14)+0.5*w*y(12));
intg_4 = trapz(erro_aux_4)*0.001;

%----- Força ativa -----
%Fa1 = Kp*erro_1+Ki*intg_1+Kd*der_1;
%Fa2 = Kp*erro_2+Ki*intg_2+Kd*der_2;
%Fa3 = Kp*erro_3+Ki*intg_3+Kd*der_3;
%Fa4 = Kp*erro_4+Ki*intg_4+Kd*der_4;

Fa1 = Kp*erro_1+intg_1+Kd*der_1;
Fa2 = Kp*erro_2+intg_2+Kd*der_2;
Fa3 = Kp*erro_3+intg_3+Kd*der_3;
Fa4 = Kp*erro_4+intg_4+Kd*der_4;

% ----- Saturação da força pelo método Back-calculation -----
Fsat=5000;
if abs(Fa1)>Fsat
    Falsat=sign(Fa1)*Fsat;
else
    Falsat=Fa1;
end
if abs(Fa2)>Fsat
    Fa2sat=sign(Fa2)*Fsat;
else
    Fa2sat=Fa2;
end
if abs(Fa3)>Fsat
    Fa3sat=sign(Fa3)*Fsat;
else
    Fa3sat=Fa3;
end
if abs(Fa4)>Fsat
    Fa4sat=sign(Fa4)*Fsat;

```

```

else
    Fa4sat=Fa4;
end

dFa1=Fa1sat-Fa1;
dFa2=Fa2sat-Fa2;
dFa3=Fa3sat-Fa3;
dFa4=Fa4sat-Fa4;

% Saturated PDI controller output
Fa1=Fa1sat;
Fa2=Fa2sat;
Fa3=Fa3sat;
Fa4=Fa4sat;

t_force_AW(cont_1)=t;
FA_1_vect_AW(cont_1)=Fa1;
FA_2_vect_AW(cont_2)=Fa2;
FA_3_vect_AW(cont_3)=Fa3;
FA_4_vect_AW(cont_4)=Fa4;

%----- ERRO -----
erro_suspensa_AW = 0 - y(9);
erro_suspensa_vetor_AW(cont_suspensa_AW) = erro_suspensa_AW;
cont_suspensa_AW = cont_suspensa_AW + 1;

%----- ÍNDICES DE DESEMPENHO DO CONTROLADO -----
ISE_AW = trapz(erro_suspensa_vetor_AW.^2)*0.001;
IAE_AW = trapz(abs(erro_suspensa_vetor_AW))*0.001;
ITSE_AW = trapz(t*(erro_suspensa_vetor_AW.^2))*0.001;
ITAE_AW = trapz(t*abs(erro_suspensa_vetor_AW))*0.001;

%===== DESLOCAMENTO E VELOCIDADE NAS EXTREMIDADES =====
Zs1 = y(9)-a*y(13)+0.5*w*y(11);
Zs2 = y(9)-a*y(13)-0.5*w*y(11);
Zs3 = y(9)+b*y(13)-0.5*w*y(11);
Zs4 = y(9)+b*y(13)+0.5*w*y(11);
V_Zs1_AW = y(10)-a*y(14)+0.5*w*y(12);
V_Zs2_AW = y(10)-a*y(14)-0.5*w*y(12);
V_Zs3_AW = y(10)+b*y(14)-0.5*w*y(12);
V_Zs4_AW = y(10)+b*y(14)+0.5*w*y(12);

%===== EQUAÇÕES DO MOVIMENTO - MODELO COMPLETO ATIVO =====
Z_resp = zeros(14,1); %Vetor Resposta

%----- Massa não suspensa -----
Z_resp(1) = y(2); %Deslocamento m1
Z_resp(2) = (ks1*(Zs1-y(1))+c1*(V_Zs1_AW-y(2))-kt*(y(1)-Zr1)-Fa1)/m1;
%Velocidade m1
Z_resp(3) = y(4); %Deslocamento m2
Z_resp(4) = (ks2*(Zs2-y(3))+c2*(V_Zs2_AW-y(4))-kt*(y(3)-Zr2)-Fa2)/m2;
%Velocidade m2
Z_resp(5) = y(6); %Deslocamento m3
Z_resp(6) = (ks3*(Zs3-y(5))+c3*(V_Zs3_AW-y(6))-kt*(y(5)-Zr3)-Fa3)/m3;
%Velocidade. m3
Z_resp(7) = y(8); %Deslocamento m4
Z_resp(8) = (ks4*(Zs4-y(7))+c4*(V_Zs4_AW-y(8))-kt*(y(7)-Zr4)-Fa4)/m4;
%Velocidade m4

%----- Massa Suspensa -----

```



```

Z_resp(9) = y(10); %Deslocamento Massa Suspensa
Z_resp(10) = (-ks1*(Zs1-y(1))-c1*(V_Zs1_AW-y(2))-ks2*(Zs2-y(3))-
c2*(V_Zs2_AW-y(4))-ks3*(Zs3-y(5))-c3*(V_Zs3_AW-y(6))-ks4*(Zs4-y(7))-
c4*(V_Zs4_AW-y(8))+Fa1+Fa2+Fa3+Fa4)/ms; %Velocidade Massa
Suspensa
Z_resp(11) = y(12); %Deslocamento Angular Roll
Z_resp(12) = (w/2*(ks2*(Zs2-y(3))+c2*(V_Zs2_AW-y(4))+ks3*(Zs3-
y(5))+c3*(V_Zs3_AW-y(6))-Fa2-Fa3) - w/2*(ks1*(Zs1-y(1))+c1*(V_Zs1_AW-
y(2))+ks4*(Zs4-y(7))+c4*(V_Zs4_AW-y(8))-Fa1-Fa4))/Ixx; %Velocidade Angular
Roll
Z_resp(13) = y(14); %Deslocamento Angular Pitch
Z_resp(14) = (a*(ks1*(Zs1-y(1))+c1*(V_Zs1_AW-y(2))+ks2*(Zs2-
y(3))+c2*(V_Zs2_AW-y(4))-Fa1-Fa2) - b*(ks3*(Zs3-y(5))+c3*(V_Zs3_AW-
y(6))+ks4*(Zs4-y(7))+c4*(V_Zs4_AW-y(8))-Fa3-Fa4))/Iyy; %Velocidade
Angular Pitch

end

```