

ANÁLISE DO SISTEMA DE AMORTECIMENTO DE VEÍCULO TIPO BAJA UTILIZANDO MODELAGEM ATRAVÉS DE SISTEMAS DE CONTROLE.

Gustavo Mendes Nolasco¹

Resumo: O sistemas de controles é uma das ferramentas mais importantes para a formação de um engenheiro. Portanto, o presente artigo tem como objetivo o estudo do comportamento das equações que regem o sistema mecânico de uma suspensão, utilizando como modelo, um protótipo BAJA confeccionado pela Universidade Federal Rural do semi-árido (UFERSA). Foram modelados os sistemas mecânicos através de suas equações diferenciais baseadas nas leis de Newton, encontrada as funções transferências que relacionam os sinais de entradas com os de saídas e feitas suas devidas análises matemáticas. Para simplificação das equações foi utilizado o modelo de um quarto de veículo, que é uma ferramenta amplamente utilizada na Engenharia Automobilística.

Palavras-chave: Sistemas de controle; Suspensão; Baja.

1. INTRODUÇÃO

O projeto BAJA SAE é um desafio destinado a alunos de engenharia, cujos membros são responsáveis por todas as etapas de projeto, elaboração, fabricação e testes de um protótipo de veículo fora de estrada aplicando os conhecimentos adquiridos em sala de aula. Os alunos que participam do projeto devem formar equipes para representarem as instituições nas quais estão ligados. As equipes participam de competições anuais a níveis regional e nacional. [1]

O protótipo estudado será o CB16 da UFERSA que foi utilizado em competições a nível regional e nacional, chegando a ser campeão regional e nono colocado nacional. O veículo possui suspensões independentes confeccionadas de aço tubular e utiliza amortecedor FOX FLOAT R. Segundo [2], suspensões independentes se caracterizam pelo fato do movimento de uma roda não influenciar no movimento da outra. Foram utilizadas suspensões do tipo “duplo A” na dianteira e “Swing axle” na traseira.

O sistema de suspensão é um dos componentes mais importantes de um veículo, e ao longo dos anos os engenheiros automobilísticos vem trabalhando em estudos para o desenvolvimento de sistemas mais eficientes e duradouros possíveis, proporcionando conforto e confiabilidade aos consumidores. Portanto, esse subsistema necessita de técnicas de análises eficientes que podem ser usadas pelos alunos do projeto BAJA SAE. [2]

Um circuito elétrico pode ser mais facilmente montado do que um sistema mecânico, os seus componentes podem ser facilmente modificados, portanto, o uso de sistemas elétricos análogos torna-se bastante conveniente. Os circuitos elétricos podem ser caracterizados através da utilização de equações diferenciais que determinam tensões e correntes em um sistema elétrico sendo essas semelhantes às equações diferenciais que modelam o movimento de um sistema. Dessa forma, sua análise é similar a um sistema mecânico, fazendo com que os resultados obtidos através da análise de um sistema elétrico possam ser aplicados ao estudo de um sistema mecânico equivalente. [3]

Com a utilização da modelagem através de sistemas de controles, podemos associar os sistemas mecânicos da suspensão de veículos a elementos elétricos, permitindo analisar e identificar as forças atuantes nos sistemas mecânicos massa-mola e amortecedor das suspensões de veículos tipo BAJA. Estas análises podem ser bastante úteis para as equipes nas provas de projetos das competições. [4]

O objetivo do trabalho consiste em analisar e estudar as ferramentas de controle utilizando funções transferências das partes dos sistemas massa-mola e amortecedor das suspensões do veículo BAJA.

2. DESENVOLVIMENTO

2.1. MODELO DE ESTUDO

O veículo utilizado no estudo foi o protótipo de 2016 da Equipe Cactus baja da Universidade Federal Rural do Semi-Árido (UFERSA). Todos os parâmetros foram obtidos através de documentos e arquivos de projetos (desenhos de CAD, especificações, etc) e também por dados de ensaios e medições feitas pela equipe. A utilização de cada informação foi escolhida de acordo com a disponibilidade e confiabilidade dos dados. O veículo se chama CB16 como pode ser observado na Figura 1. O protótipo participou das competições regionais de 2015 e 2016 conquistando quarto e primeiro lugares respectivamente e, também foi utilizado nas competições nacionais de 2016 e 2017 ficando em décimo terceiro e nono lugar respectivamente, colocando a UFERSA entre as sete melhores universidades do Brasil na competição. A obtenção desses resultados se deve a qualidade e confiabilidade dos componentes projetados pela equipe, dentre eles o sistema de suspensão que será objeto de estudo desse



Figura 1. Protótipo CB16. (Equipe Cactus Baja)

2.2. SUSPENSÃO

O sistema de suspensão é um dos principais componentes de um veículo, ele é responsável por absorver impactos e irregularidades do terreno, contribuir na melhoria do conforto do veículo, suportar toda a sua carga, manter os pneus o máximo possível em contato com o solo e na posição adequada, para garantir a estabilidade do veículo em curvas, acelerações e frenagens, além de garantir a segurança do condutor. [2]

A eficiência, desempenho ou a análise de um sistema de suspensão em proporcionar maior conforto e melhor contato entre o pneu e o solo pode ser avaliado experimentalmente, utilizando-se um protótipo físico, mas também de forma teórica, utilizando-se algum modelo dinâmico. O sistema de suspensão de um veículo pode ser modelado através de um conjunto de duas massas, ligadas entre si por um sistema de amortecedor e mola, todo esse sistema ligado ao pneu que pode ser comparado a uma mola. Este modelo é conhecido como “modelo de um quarto de carro”, como pode ser visto na Figura 2. [6]

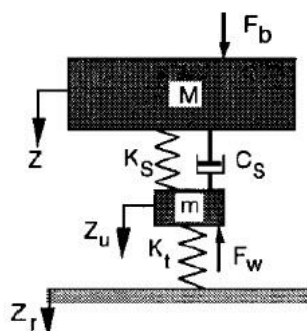


Figura 2. Modelo de um quarto do carro. (Retirado de [6])

Onde:

F_b = Força atuante na massa “M”.

F_w = Força atuante na massa “m”.

Z = Deslocamento da massa “M”.

Z_u = deslocamento da massa “m”.

Z_r = Deslocamento do solo.

K_s = Rigidez da mola da suspensão.

C_s = Coeficiente de amortecimento da suspensão.

K_t = Rigidez do pneu.

2.3. TIPOS DE SUSPENSÕES

Historicamente existem vários tipos de suspensões, em que cada uma dessas se destaca por suas características próprias, elas podem ser divididas entre suspensões independentes e dependentes. Com o objetivo de buscar sempre o maior conforto, segurança e dinâmica eficientes dos veículos, os engenheiros automobilísticos desenvolveram vários tipos de sistemas de suspensões ao longo do tempo. [6]

2.3.1. Suspensões independentes

As suspensões independentes são aquelas em que o movimento de uma roda não interfere no movimento da outra. São sistemas caracterizados por serem mais eficientes e proporcionarem maior estabilidade e conforto para o veículo e para o condutor.

2.3.1.1. MAC PHERSON

A suspensão Mac Pherson é uma das mais utilizadas no cenário automobilístico. Geometricamente, esta suspensão é formada por uma bandeja inferior e um conjunto de mola e amortecedor agindo como um braço de

controle, assim mantendo um satisfatório controle da cambagem. [7]

2.3.1.2. Braços arrastados

Esta suspensão é utilizada principalmente nos eixos traseiros em veículos com tração traseira. Este modelo possui dois braços paralelos que são fixados ao chassi, mantendo a roda paralela à carroceria. [6]

2.3.1.3. Barras múltiplas

Este tipo de suspensão independente é conhecido por possuir vários braços que possibilitam o controle da geometria da suspensão. Geralmente, este tipo de suspensão possui quatro ou cinco braços de controle trabalhando em conjunto com um sistema de mola e amortecedor. Sua principal desvantagem é o alto custo. [6]

2.3.1.4. Duplo A

A suspensão do tipo Duplo A é constituída por dois braços em forma de “A”, em que um dos braços é acoplado a um sistema de mola e amortecedor. Essa suspensão é bastante utilizada em veículos fora de estrada e nas suspensões dianteiras de veículos baixa. Possui como principais vantagens um preciso controle de cambagem e baixa transmissão de vibrações para a cabine do condutor. [6]

2.3.1.5. Swing Axle

Esta suspensão caracteriza-se basicamente por possuir poucos componentes. Ela é constituída apenas por um braço de suspensão ligada a roda e a um sistema de mola e amortecedor. As principais vantagens desse componente é o baixo custo, simplicidade na montagem e a massa reduzida, porém é uma suspensão com difícil controle de cambagem. [7]

2.3.2. Suspensões dependentes

As suspensões dependentes são aquelas em que o movimento de uma roda interfere no movimento da roda oposta, de um mesmo eixo, pois as rodas são ligadas por um mesmo eixo. Desta forma, em caso de vibrações em uma das rodas a roda oposta também irá vibrar [6]

2.3.2.1. Eixos rígidos

O modelo de suspensão dependente mais conhecido é o eixo rígido, geralmente utilizado em veículos mais robustos nos eixos traseiros. Este tipo de suspensão possui uma rolagem excessiva no veículo, por isso essa suspensão é recomendada apenas para veículos de baixa velocidade e alta carga, como caminhões e carretas. [6]

2.4. Sistemas de controle

Um sistema de controle consiste em subsistemas e processos construídos com o objetivo de se obter uma saída desejada com desempenho adequado, para uma entrada específica fornecida [3]. Segundo [8], as teorias de controle utilizadas normalmente são a teoria de controle clássico, a teoria de controle moderno e a teoria de controle robusto. O controle é de extrema importância em qualquer campo da engenharia, sendo um componente fundamental e indispensável em sistemas de veículos, sistemas robóticos e quaisquer operações que envolvam o controle de temperatura, pressão, umidade, viscosidade, vazão e etc. Por tanto, o domínio das técnicas de controle deve fazer parte da formação de engenheiros.

No estudo de sistemas de controle, o estudante deve ter a capacidade de modelar sistemas dinâmicos em sistemas matemáticos e analisar suas características. O modelo matemático de um sistema dinâmico é definido através de equações que representem a dinâmica do sistema. Os sistemas mecânicos, elétricos, térmicos, econômicos ou outros podem ser representados por equações diferenciais, onde essas equações diferenciais são modeladas através das leis físicas que regem determinado sistema. A montagem do modelo matemático é a principal parte da análise de sistemas de controle. [8]

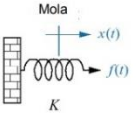
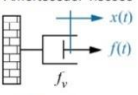
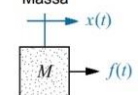
Na análise de sistemas dinâmicos a primeira etapa do desenvolvimento do modelo matemático é a aplicação das leis da física que regem o sistema, por exemplo, as leis de Kirchhoff nos sistemas elétricos. Em seguida, obtém-se a transformada de Laplace das equações diferenciais e, por fim, resolve-se o problema através da função transferência que consiste em uma equação que relaciona o sinal de saída de um sistema com o sinal de entrada aplicado a ele. [3]

2.4.1. Modelagem matemática de sistemas mecânicos

Segundo [3], a lei física fundamental que regem os sistemas mecânicos é a segunda lei de Newton, onde a força resultante que atua em um corpo deve ser proporcional ao produto entre a aceleração adquirida pelo corpo e a massa. Aplica-se essa lei aos sistemas mecânicos e deriva-se o modelo em função de transferência e modelos de estado.

A partir dessas relações é possível escrever as equações diferenciais que representam o sistema dinâmico mecânico. Em seguida, deve-se obter a transformada de Laplace da equação diferencial e, por fim, resolve-se o problema utilizando a função transferência. A Tabela 1 apresenta os componentes e as relações existentes entre força e velocidade e entre força e deslocamento, assim como as impedâncias, onde K , F_v e M , são chamados de rigidez da mola, coeficiente de atrito viscoso e massa, respectivamente. [3]

Tabela 1. Relações força-velocidade, força deslocamento e impedâncias. Adaptado de [3]

Componente	Força-velocidade	Força-deslocamento	Impedância $Z_m(s)=F(s)/X(s)$
	$f(t) = K \int_0^t v(\tau) d\tau$	$f(t) = Kx(t)$	K
	$f(t) = f_v v(t)$	$f(t) = f_v \frac{dx(t)}{dt}$	$f_v s$
	$f(t) = M \frac{dv(t)}{dt}$	$f(t) = M \frac{d^2x(t)}{dt^2}$	Ms^2

Nota: O conjunto de símbolos e unidades utilizadas ao longo deste artigo: $f(t)$ = N (newton), $x(t)$ = m (metro), $v(t)$ = m/s (metro/segundo), K = N/m (newton/metro), F_v = N.s/m (newton.segundo/metro) e M = Kg (quilogramas = newton.segundo²/metro).

2.4.2. Modelagem matemática de sistemas elétricos

Segundo [3], a lei física fundamental que regem os circuitos elétricos são as leis de Kirchhoff. Aplica-se essas leis aos circuitos elétricos e deriva-se o modelo em função de transferência e modelos de estado.

A partir dessas relações é possível escrever as equações diferenciais que representam o circuito elétrico. Em seguida, deve-se obter a transformada de Laplace da equação diferencial e, por fim, resolve-se o problema utilizando a função transferência. A Tabela 2 apresenta os componentes e as relações existentes entre corrente e tensão, e entre tensão e carga dos principais elementos presentes nos circuitos como resistor, capacitor e indutor. [3]

Tabela 2. Relações de tensão-corrente, tensão-carga e impedâncias. Adaptado de [3]

Componente	Tensão-corrente	Corrente-tensão	Tensão-carga	Impedância $Z(s)=V(s)/I(s)$	Admitância $Y(s)=I(s)/V(s)$
 Capacitor	$v(t) = \frac{1}{C} \int_0^t i(\tau) d\tau$	$i(t) = C \frac{dv(t)}{dt}$	$v(t) = \frac{1}{C} q(t)$	$\frac{1}{Cs}$	Cs
 Resistor	$v(t) = Ri(t)$	$i(t) = \frac{1}{R} v(t)$	$v(t) = \frac{dq(t)}{dt} R$	R	$\frac{1}{R} = G$
 Indutor	$v(t) = L \frac{di(t)}{dt}$	$i(t) = \frac{1}{L} \int_0^t v(\tau) d\tau$	$v(t) = L \frac{d^2q(t)}{dt^2}$	Ls	$\frac{1}{Ls}$

Nota: O conjunto de símbolos e unidades utilizadas ao longo deste artigo: v = volt, i = A (ampère), q = C (coulomb), C = F (farad), R = Ω (ohms), G = S (siemens) e L = H (henrys).

2.4.3. Circuitos análogos elétricos

Os sistemas mecânicos podem ser representados por circuitos elétricos equivalentes devido à similaridade entre as equações resultantes das leis de Kirchhoff e as equações de movimento dos sistemas mecânicos. As variáveis dos circuitos elétricos se comportam de maneira semelhante às variáveis dos sistemas mecânicos. Um circuito elétrico análogo a um sistema de outra natureza é chamado de circuito elétrico análogo. [3]

2.5. Metodologia

O modelo utilizado para o estudo foi o protótipo CB16 da Equipe Cactus Baja, mostrada no tópico 2.1. Todas as medidas do veículo foram obtidas através do *software* de modelagem *SolidWorks*®, dos documentos de projetos e dos testes realizados no pneu retirado de [9].

Segundo [3], o coeficiente de amortecimento (C_s) pode ser obtido através da equação (1).

$$C_s = CS \cdot \sqrt{4 \cdot K_s \cdot M_s} \quad (1)$$

Onde;

CS = Relação de amortecimento

M_s = Massa suspensa

Conforme [3], para um bom nível de conforto a relação de amortecimento (C_s) normalmente fica entre 0,2 e 0,4.

Na Tabela 3, são apresentados todos os parâmetros de projeto obtidos ou calculados necessários para o início da análise matemática.

Tabela 3. Parâmetros de projeto obtidos ou calculados. [Autoria própria]

	Fb (N)	Fw (N)	Ks (N/mm)	Cs (N.s/mm)	Kt (N/mm)	Ms (Kg)	Mu (Kg)
Suspensão dianteira	0	0	11,982	1,22	40	46,2	9,8
Suspensão traseira	0	0	22,872	2,31	40	63,8	9

Utilizando a Figura 1, deve-se encontrar as funções de transferência entre Z e Zr e entre Zu e Zr. Aplicando a lei de Newton às duas massas, obtém-se a equação (2) para as massas suspensas das suspensões dianteira e traseira e a equação (4) para as massas não suspensas das suspensões dianteira e traseira.

$$M_s \frac{d^2 Z_s}{dx^2} + K_s(Z_s + Z_u) + C_s \left(\frac{dZ_s}{dx} - \frac{dZ_u}{dx} \right) = 0 \quad (2)$$

$$M_u \frac{d^2 Z_u}{dx^2} + K_s(Z_u - Z_s) + C_s \left(\frac{dZ_u}{dx} - \frac{dZ_s}{dx} \right) + K_t(Z_u - Z_r) = 0 \quad (3)$$

Escrevendo as equações em função de Zs, Zu e Zr e fazendo a transformada de Laplace e considerando as forças Fb e Fw igual a zero, obtém-se as equações de função de transferência (4) e (5).

$$\frac{\ddot{Z}(S)}{\ddot{Z}_r(S)} = \frac{(C_s S + K_s)}{(M_s C_s^4 + \left(M_s \frac{C_s}{K_t} + C_s \frac{M_u}{K_t} \right) S^3 + \left(M_s \frac{(K_t + K_s)}{K_t} + K_s \frac{M_u}{K_t} \right) S^2 + C_s \left(\frac{(K_t + K_s) K_s}{K_t} \right) S + K_s \left(\frac{(K_t + K_s) K_s}{K_t} \right)} \quad (4)$$

$$\frac{\ddot{Z}_u(S)}{\ddot{Z}_r(S)} = \frac{(M_s S^2 + C_s S + K_s)}{(M_s C_s^4 + \left(M_s \frac{C_s}{K_t} + C_s \frac{M_u}{K_t} \right) S^3 + \left(M_s \frac{(K_t + K_s)}{K_t} + K_s \frac{M_u}{K_t} \right) S^2 + C_s \left(\frac{(K_t + K_s) K_s}{K_t} \right) S + K_s \left(\frac{(K_t + K_s) K_s}{K_t} \right)} \quad (5)$$

Onde:

Ms = Massa suspensa (KG);

M = Massa não suspensa (KG);

$\ddot{Z}(S)$ = Aceleração da massa suspensa (m/s²);

$\ddot{Z}_u(S)$ = Aceleração da massa não suspensa (m/s²);

$\ddot{Z}_r(S)$ = Aceleração da pista (m/s²);

Onde a equação (4) é a função de transferência da massa suspensa da suspensão dianteira e traseira, respectivamente. A equação (5) representa as funções de transferência da massa não suspensa das suspensões dianteira e traseira. As equações representam a transmissibilidade entre a pista e as massas suspensas e não suspensas.

2.6. Resultados e discussões

Aplicando os parâmetros de entradas da Tabela 3 na equações (4) e (5), temos as equações (6), (7), (8) e (9). Portanto, é possível fazer todas as análises matemáticas nas funções transferências da suspensão.

$$\frac{\ddot{Z}_1(S)}{\ddot{Z}_r(S)} = \frac{(1,22S + 11,982)}{(174,81S^3 + 62,98S^2 + 0,475S + 4,67)} \quad (6)$$

$$\frac{\ddot{Z}_2(S)}{\ddot{Z}_r(S)} = \frac{(2,31S + 22,872)}{(7637,5S^3 + 105,36S^2 + 2,08S + 20,56)} \quad (7)$$

$$\frac{\ddot{Z}_1 u(S)}{\ddot{Z}_r(S)} = \frac{(46,2S^2 + 1,22S + 11,982)}{(174,81S^3 + 62,98S^2 + 0,475S + 4,67)} \quad (8)$$

$$\frac{\ddot{Z}_2 u(S)}{\ddot{Z}_r(S)} = \frac{(63,8S^2 + 2,31S + 22,872)}{(7637,5S^3 + 105,36S^2 + 2,08S + 20,56)} \quad (9)$$

Onde:

$\frac{\dot{Z}_1(s)}{\dot{Z}_r(s)}$ = Transmissibilidade entre a massa suspensa da suspensão dianteira e a pista.

$\frac{\dot{Z}_2(s)}{\dot{Z}_r(s)}$ = Transmissibilidade entre a massa suspensa da suspensão traseira e a pista.

$\frac{\dot{Z}_1 u(s)}{\dot{Z}_r(s)}$ = Transmissibilidade entre a massa não suspensa da suspensão dianteira e a pista.

$\frac{\dot{Z}_2 u(s)}{\dot{Z}_r(s)}$ = Transmissibilidade entre a massa suspensa da suspensão traseira e a pista.

As equações (6) e (8), assim como (7) e (9), possuem o mesmo denominador, basta analisar apenas uma das equações com denominadores comum, pois os domínios, intervalos e soluções serão a mesma.

Para as equações (6) e (8), retira-se as raízes reais que não fazem parte da solução para obter o conjunto solução representado pela equação (10).

$$D = \{S \in IR \mid S \neq -0.47362931601809\} \quad (10)$$

Para as equações (7) e (9), retira-se as raízes reais para obter o conjunto solução representado pela equação (10).

$$D = \{S \in IR \mid S \neq -0.14318916014106\} \quad (11)$$

Os gráficos 1, 2, 3 e 4, mostram, respectivamente, o comportamento das curvas das equações obtidas, percebendo-se a semelhança no comportamento da transmissibilidade das massas suspensas com a das massas não suspensas.

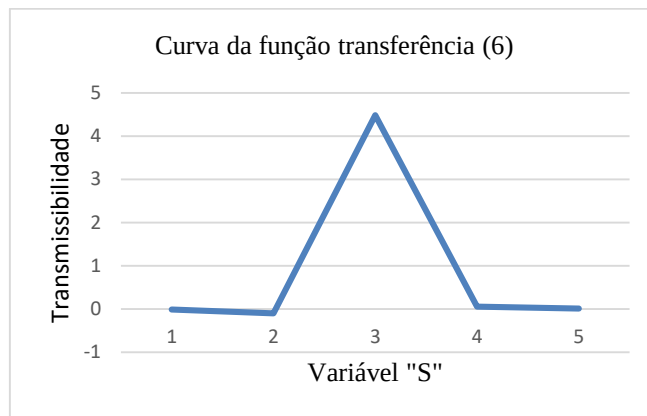


Gráfico 1. Curva da equação referente a transmissibilidade entre a massa suspensa da suspensão dianteira e a pista. (Autoria própria)

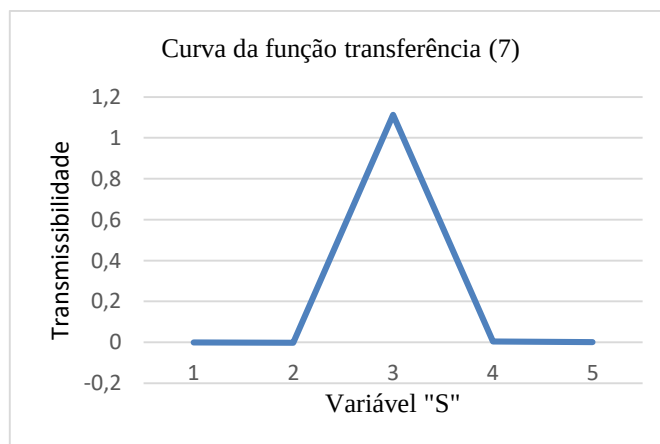


Gráfico 2. Curva da equação referente a transmissibilidade entre a massa suspensa da suspensão traseira e a pista. (Autoria própria)

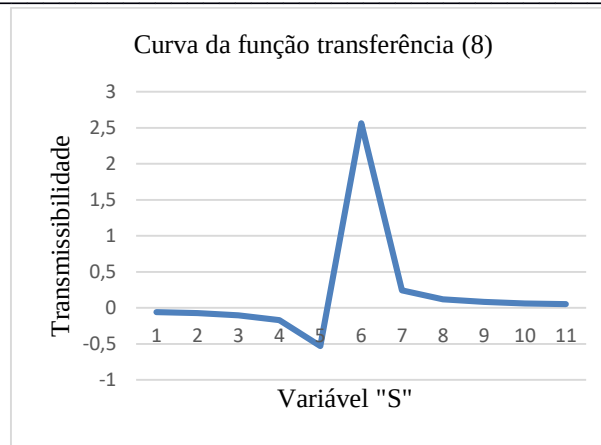


Gráfico 3. Curva da equação referente a transmissibilidade entre a massa não suspensa da suspensão dianteira e a pista. (Autoria própria)

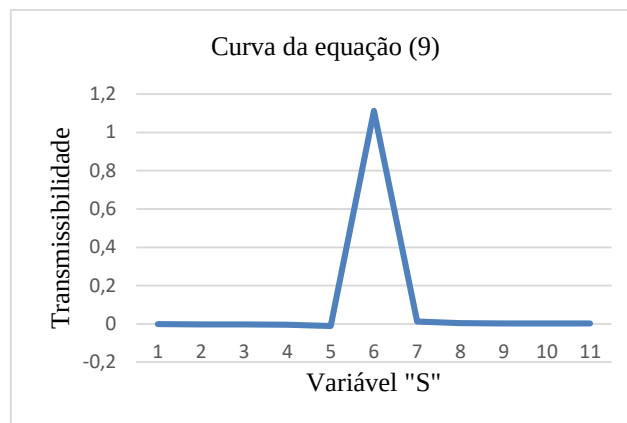


Gráfico 4. Curva da equação referente a transmissibilidade entre a massa suspensa da suspensão traseira. (Autoria própria)

É possível também avaliar as funções transferências dada pelas equações (4) e (5), para as suspensões dianteiras e traseiras utilizando os dados de entradas da Tabela 3. A partir disso, pode-se verificar o comportamento da posição do veículo e da posição relativa do pneu com as variações sobre a superfície do terreno. As respostas em forma de diagramas de Bode e Fase, na qual apresentam a magnitude e fase dessas funções transferências em relação à frequência.

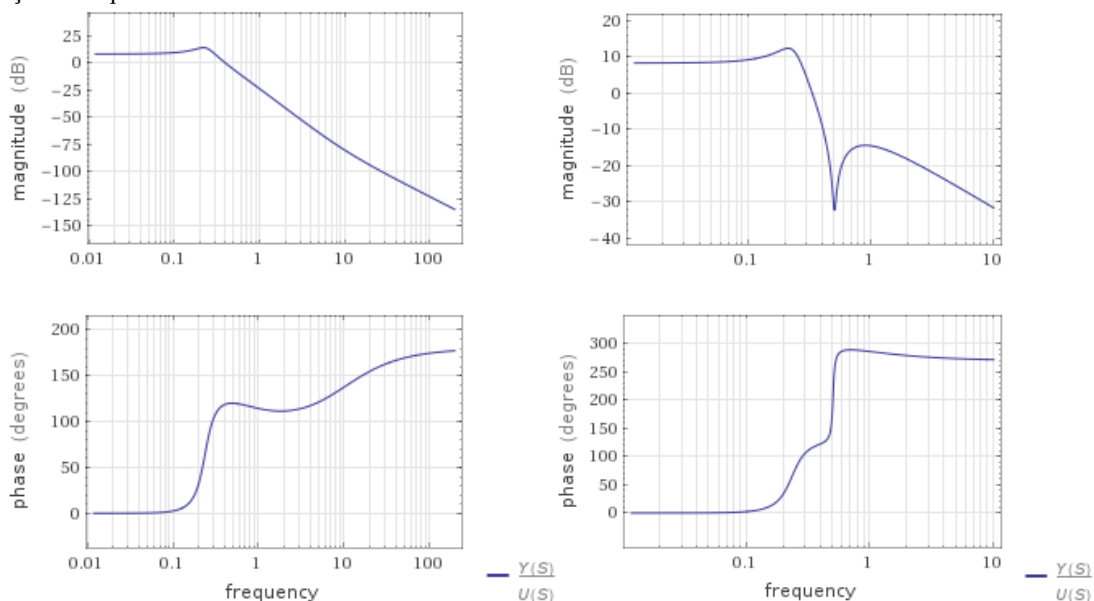


Figura 3. Diagrama de Bode e Fase da transmissibilidade da suspensão dianteira. (Autoria própria)

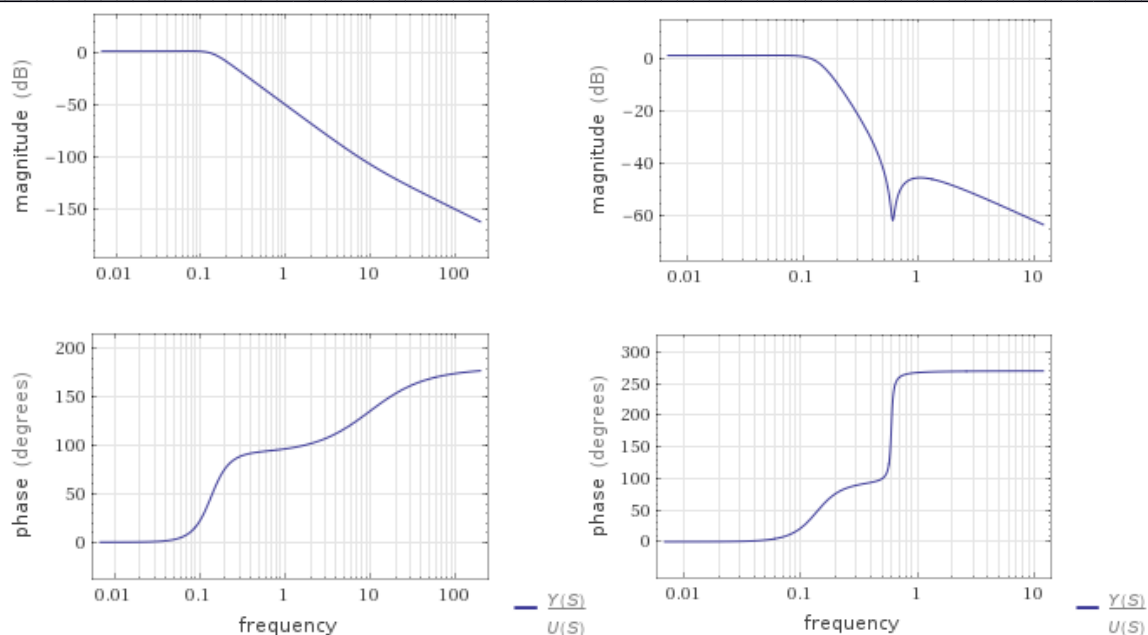


Figura 4. Diagrama de Bode e Fase da transmissibilidade da suspensão traseira. (Autoria própria)

De acordo com os diagramas de Bode das Figura 2 e 3, que representam a transmissibilidade das massas suspensas e não suspensas da suspensão dianteira e traseira, verifica-se que existe uma frequência de pico próximo a 0,14 rad/s e 0,11 rad/s. Portanto, em vibrações na estrada que possuam componente frequência próximo ao valor destes picos de ressonância, as variações verticais do veículo ou no pneu serão maximizadas, quando comparadas com as outras faixas de frequências.

A resposta dinâmica de um veículo pode ser caracterizada pelas relações de entrada e saída, essa relação, em função da frequência está associado ao ganho ou a transmissibilidade. A transmissibilidade na frequência das equações da suspensão são características importantes, pois demonstram a eficiência do sistema de suspensão em isolar vibrações. Portanto, faz-se necessário um estudo aprofundado deste tipo de equação, comparando os resultados com as faixas ideais de conforto.

3. CONCLUSÃO

A modelagem e análise dos resultados do sistema veicular pôde ser realizado através da utilização do modelo de um quarto do carro, que representou as dinâmicas importantes de um quarto do corpo do veículo. Conforme a conclusão dos resultados no domínio da frequência, considerou-se viável a utilização deste modelo simplificado para as análises das respostas no domínio da frequência. Através das funções transferências obtidas do sistema foram feitas análise matemáticas e a elaboração dos diagramas de Bode e Fase, permitindo análises de frequências.

Consideram-se atingidos os objetivos e expectativas de que este trabalho sirva de base para iniciantes nos estudos em dinâmica veicular e nas suas diversas formas de controle, além, do desenvolvimento tecnológico brasileiro.

Como sugestão, pode-se comparar os resultados do modelo simplificado de um quarto de veículo a simulações virtuais realizadas em *softwares*. Como continuação mais avançada dos estudos aqui iniciados pode-se realizar representação do sistema em malha aberta na forma de espaço de estados e análise de sua estabilidade, desenvolvimento de controladores por realimentação de estados a partir do modelo do sistema de suspensão ativa na forma de espaço de estados e da utilização dos métodos de Alocação de Pólos e Regulador Linear Quadrático (LQR), além de testes em simulação para verificar se as especificações do projeto são atendidas sem qualquer saturação do atuador do Sistema.

4. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] BRASIL, Sae. Baja SAE BRASIL. Disponível em: <<http://portal.saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil>>. Acesso em: 28 fev. 2018.
- [2] Freitas, Luis M. (2005). Estudo da Dinâmica Vertical de Uma Suspensão Veicular do tipo MacPherson. São Carlos, 2006. Dissertação – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- [3] NISE, Norman S. Engenharia de Sistemas de Controle. 6.ed. LTC, 2012.
- [4] ESPINDOLA, Alexey Marques. Modelagem de microbomba peristáltico de elastômero usando a técnica de analogias eletro-mecânicas. 2006. 97 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2006.

-
- [5] YAMAGATA, Paulo Hideke; BARBOSA, Roberto Spinol. MODELAGEM DE SISTEMA DE SUSPENSÃO E VEÍCULO BAJA SAE COM SOFTWARE DE DINÂMICA MULTICORPOS, 2014.
- [6] ANDRADE, Guilherme de Oliveira. DIMENSIONAMENTO GEOMÉTRICO E ANÁLISE ELASTOCINEMÁTICA DE SUSPENSÃO AUTOMOTIVA DO TIPO DUPLO A. 2013. 95 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Automotiva, Universidade de Brasília, Brasília, 2013.
- [7] GILLESPIE, T. Fundamental of vehicle dynamics. Warrendale, PA, U.S.A.: Society of Automotive Engineers, 1992.
- [8] OGATA, Katsuhiko. Engenharia de Controle Moderno. 5. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010. Tradução: Héloísa Coimbra de Souza
- [9] DINIZ, Diego David Silva. ESTUDO DA DINÂMICA VERTICAL EM SUSPENSÃO DUPLO A DE UM VEÍCULO OFF-ROAD TIPO BAJA. 2014. 134 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, 2014