



V Encontro de Iniciação Científica e Tecnológica
V EnICT
ISSN: 2526-6772
IFSP – Câmpus Araraquara
22 e 23 de outubro de 2020



ANÁLISE DE VIBRAÇÕES DA SUSPENSÃO DE UM VEÍCULO MINI BAJA
LUCAS LOURENÇO DAL RI¹, FERNANDO DE HARO MORAES²

¹ Graduando em Engenharia Mecânica, IFSP Campus Araraquara, lucas.lourenco@aluno.ifsp.edu.br.

Área de conhecimento (Tabela CNPq): Engenharia Mecânica – 3.05.00.00-1

RESUMO: Neste artigo, foi analisada a variação paramétrica do coeficiente de amortecimento em um sistema isolador de vibrações em um veículo do tipo Mini Baja. O modelo possui um grau de liberdade. Foi realizada a modelagem matemática, assim como a simulação numérica. Foi realizada a análise da variação do coeficiente de amortecimento, onde, para isso, foram obtidos os gráficos de resposta em frequência e históricos no tempo, para o caso de movimento amortecido e movimento livre. São mostradas as equações utilizadas assim como a programação utilizada. A partir dos resultados obtidos, foram determinados intervalos de valores do parâmetro coeficiente de amortecimento onde conclui-se que o sistema oscilará de maneira amortecida.

PALAVRAS-CHAVE: suspensão veicular, variação paramétrica do coeficiente de amortecimento, vibração mecânica

INTRODUÇÃO

O estudo de vibrações é de grande importância quando relacionado a ampla área da engenharia automotiva, podendo destacar como objeto de estudo dentro desse amplo meio, os sistemas de suspensões automotivas. Tendo esses sistemas como foco, primeiramente, é necessário saber as funções de um sistema de suspensão. As principais funções de um sistema de suspensão automotiva segundo Gillespie (1992) são:

- Prover conformação vertical, então as rodas podem se adaptar às estradas irregulares, isolando o chassi da vibração da via.
- Manter as rodas na direção e inclinação adequadas na superfície da estrada.
- Reagir as forças produzidas pelos pneus: forças longitudinais (aceleração e frenagem), forças laterais (durante curvas).
- Resistir a rolagem do chassi.
- Manter os pneus em contato com a estrada com a mínima variação de carga.

De acordo com as necessidades de realizar as funções de um sistema de suspensão, foi realizada a análise da variação do coeficiente de amortecimento de um sistema de um grau de liberdade de um quarto de carro.

FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O estudo das vibrações mecânicas são tópicos clássicos, cujos princípios devem ser conhecidos e estudados durante o desenvolvimento de um sistema absorvedor de vibrações Balachandran (2011).

O estudo de vibrações é de grande importância quando relacionado a ampla área da engenharia automotiva, podendo destacar como objeto de estudo dentro desse amplo meio, os sistemas de suspensões automotivas, pois segundo De Brito et al. (2016) “o sistema de suspensão de um veículo desempenha papel fundamental na isolação das vibrações provenientes da pista e de outras fontes de excitações”.

De acordo com Fernandes et al. (2016) e França (2006), a indústria automotiva está em constante busca para melhorar cada vez mais o conforto e segurança dos passageiros e apontam que na fase de projeto

o correto é antecipar os problemas que podem ser gerados pelas vibrações, sejam eles relacionados ao conforto ou a falha prematura.

METODOLOGIA

Foram realizadas as modelagens matemáticas das equações de movimento que representa o sistema massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade.

Foi considerado um sistema massa-mola-amortecedor (Fig. 1). O sistema foi modelado de acordo com a segunda lei de Newton. Apenas os termos de força foram considerados:

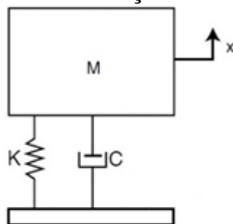


Figura 1 – Modelo massa-mola-amortecedor
Fonte: Elaborada pelo autor

A Equação 1 (Rao,2008) abaixo representa a equação de movimento do sistema da Fig. 1, o movimento foi considerado forçado:

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot x = F \quad (1)$$

Onde m representa a massa, c representa o coeficiente de amortecimento, k módulo de elasticidade da mola, x representa o deslocamento da massa que será a base para determinar a velocidade e aceleração do sistema, a força F é representada pela Eq. 2 (Rao,2008):

$$F = A \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) \quad (2)$$

considerando excitação harmônica, sendo que, A representa a amplitude de deslocamento, ω representa a frequência e t representa o tempo.

A simulação computacional foi realizada no programa Gnu Octave. Primeiramente foi desenvolvido a programação para gerar da função que representa a equação do movimento do sistema massa-mola-amortecedor, Fig. 2:

```
function dy=eq1(t,y)
dy=zeros(2,1);
dy(1)=y(2);
dy(2)=(F*sin(w*t)-c*y(2)-k*y(1))/(m);
end
```

Figura 2 – programa da equação do movimento
Fonte: Elaborada pelo autor

Onde F representa a força, w representa a frequência, c coeficiente de amortecimento, k módulo de elasticidade da mola e m representa a massa, sendo $y(2)$ a aceleração e $y(1)$ a velocidade.

Para obter o gráfico do Histórico no Tempo, foi utilizado o comando *ode45*, o qual considera o integrador numérico do tipo Runge Kutta de quarta e quinta ordem. O algoritmo da Fig. 3 soluciona uma equação de segundo grau a partir de duas equações de primeira ordem, então para resolver a equação, é preciso realizar uma redução de ordem utilizando a equação do sistema na forma de Espaço de Estados. O

passo de integração foi de 0.01 segundos. Assim, foi desenvolvido o código responsável pela plotagem dos gráficos:

```
tspan=0:0.01:35;
y0=[0.5 0];
[T,Y]=ode45(@Funcao,tspan,y0);
plot(T,Y(:,1),'k');
xlabel('t[s]');
ylabel('x[m]');
hold on
```

Figura 3 – Programa da plotagem dos Históricos
Fonte: Elaborada pelo autor

Onde *tspan* representa a escala de plotagem do eixo x, com o tempo variando de 0 a 35 segundos com um passo de 0.01 segundo e $y(0)$ representa o deslocamento.

Foram desenvolvidos os programas para realizar a análise da variação paramétrica do coeficiente de amortecimento para obter a resposta em frequência do sistema massa-mola-amortecedor de 1 grau de liberdade sujeito à uma excitação harmônica, Fig. 4 e Fig. 5:

```
m=90;
c=600;
k=1000;
F0=100;
p_var=(0.001:0.01:4);

x0=0;
x0d=0;

X=zeros(size(p_var));
```

Figura 4 – Parâmetros do sistema
Fonte: Elaborada pelo autor

Onde *p_var* representa a escala de plotagem do eixo x com a frequência variando de 0.001 a 4 rad/s com passo de 0.01, x_0 e x_{0d} representam, respectivamente, o deslocamento e velocidade iniciais.

```
for c1=1:length(p_var)
    omega=p_var(c1);
    omegan=sqrt(k/m);
    csi=c/(2*m*omegan);
    r=omega/omegan;
    deltast=F0/k;
    X(c1)=deltast/(sqrt(((1-(r^2))^2)+(2*csi*r)^2));
end

plot(p_var,X,'k');
xlabel('Freq. excitação');
ylabel('X');
hold on;
```

Figura 5 – programa da resposta em frequência
Fonte: Elaborada pelo autor

Onde $X(c1)$ representa a amplitude do sistema, com isso, será possível plotar o gráfico Amplitude x Frequência de Excitação.

Os parâmetros utilizados foram baseados na suspensão dianteira de um veículo real do tipo Mini Baja SAE onde:

- $m=90$ kg
- $c=600$ Ns/m
- $k=1000$ N/m
- $F_0=100$ N

Assim, foi calculada a frequência natural do sistema para os parâmetros descritos acima, Eq.3 (Rao,2008):

- Para $k = 1000$ e $m=90$:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = 3,33 \text{ rad/s} \quad (3)$$

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Foi possível obter os gráficos da resposta em frequência de acordo com a variação paramétrica do coeficiente de amortecimento. Foram plotados os históricos no tempo. Para isso, foram consideradas as respostas do sistema forçado e do sistema livre.

A Figura 6 apresenta a resposta em frequência da variação paramétrica do coeficiente de amortecimento considerando $c=100$ Ns/m, $c=600$ Ns/m e $c=6000$ Ns/m. A Figura 7 apresenta a resposta em frequência considerando o coeficiente de amortecimento $c=0$.

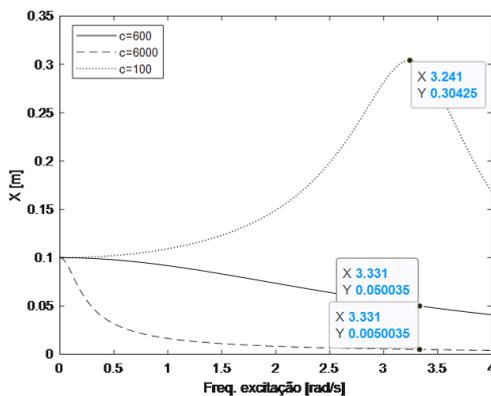


Figura 6 – Resposta em Frequência
Fonte: Elaborada pelo autor

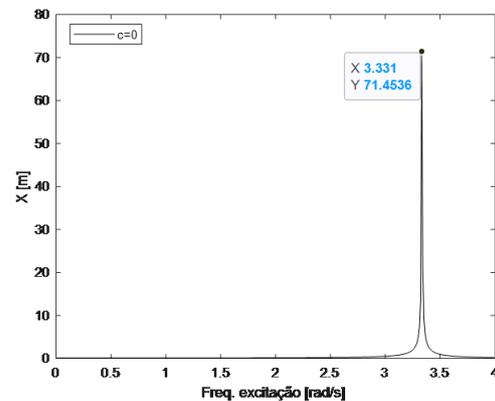


Figura 7 – Frequência de ressonância
Fonte: Elaborada pelo autor

A Resposta em Frequência da Fig.7 foi validada através do cálculo da frequência natural do sistema através da Eq. 3, onde, $\omega_n = 3,33$ rad/s.

A seguir, nas Fig.8 e Fig.9 são apresentados os históricos no tempo e validado os valores de amplitude na região de regime permanente de acordo com a amplitude encontrada anteriormente nas Fig.6 e Fig.7. A frequência de excitação considerada foi a de 3,33 rad/s.

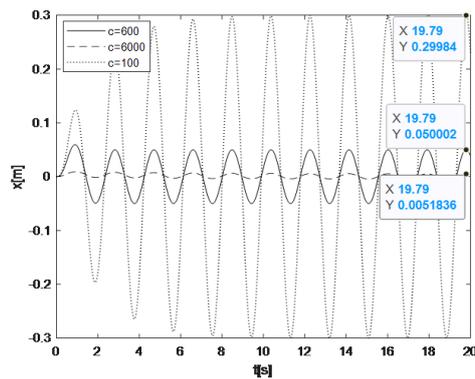


Figura 8 – Histórico no tempo em relação a variação do coeficiente de amortecimento
Fonte: Elaborada pelo autor

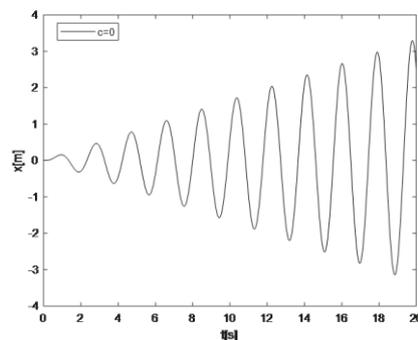


Figura 9 - Histórico no tempo com $c=0$
Fonte: Elaborada pelo autor

Desta maneira, foram apresentadas quatro variações do coeficiente de amortecimento, das quais é possível visualizar os valores de amplitudes de deslocamento em relação ao coeficiente de amortecimento e frequência de excitação e assim contextualizar um projeto de suspensão automotiva de acordo com as necessidades de paramétricas desejadas. Para a Fig.9, em específico, podemos visualizar como se comporta a amplitude em um caso de amortecimento nulo, sendo que a oscilação tende apenas a aumentar, enquanto que para os parâmetros da Fig.8 tendem oscilar constantemente por causa da frequência da força de excitação.

Agora, o movimento foi considerado do tipo livre e uma condição inicial de deslocamento de 0,5m. Foram obtidos os Históricos no tempo para as variações paramétricas do coeficiente de amortecimento considerando $c=100$ Ns/m, $c=600$ Ns/m, $c=6000$ Ns/m e $c=0$, mostrados nas Fig. 10 e Fig. 11:

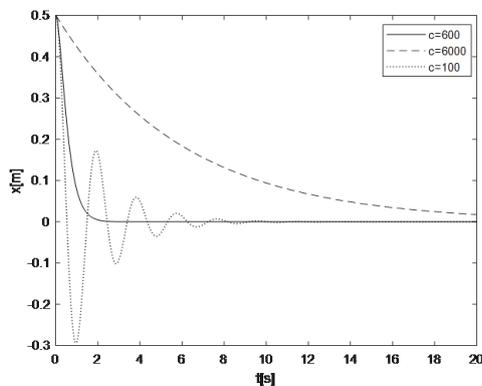


Figura 10 – Histórico no tempo movimento livre
Fonte: Elaborada pelo autor

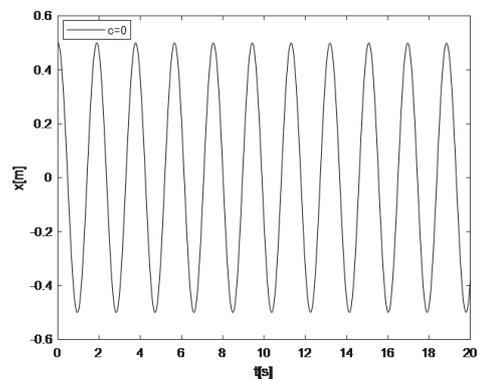


Figura 11 - Histórico no tempo movimento livre $c=0$
Fonte: Elaborada pelo autor

Desta maneira, foram apresentadas quatro variações do coeficiente de amortecimento, das quais é possível visualizar os valores de amplitudes de deslocamento em relação ao coeficiente de amortecimento no tempo. Para a Fig.11, em específico, podemos visualizar como se comporta a amplitude em um caso de amortecimento nulo, sendo que a oscilação se manteve constante, enquanto que para os parâmetros da Fig.10 acontece um pico inicial de 0,5m e decai até 0 em razão do amortecimento.

CONCLUSÕES

Foram apresentados os gráficos da variação paramétrica do coeficiente de amortecimento, Resposta em Frequência, Histórico no Tempo, assim como foi considerado o movimento forçado e movimento livre. A partir destes gráficos, pode-se concluir que quanto maior for o valor do coeficiente de amortecimento (c), menor será a amplitude de deslocamento do sistema na frequência de ressonância do sistema e vice-versa.

Assim conclui com base no que foi analisado, que as faixas de frequências onde ocorrem a frequência de ressonância do sistema devem ser evitadas, assim como tratando-se da análise de um modelo de um quarto de carro, os coeficientes de amortecimentos devem possuir valores onde a resposta da oscilação do sistema seja do tipo amortecida, pois caso contrário, como visto nas Fig.9 e Fig.11 em que o amortecimento é nulo, os resultados mostram indesejáveis para o sistema proposto em suas respectivas situações.

Para realizar o dimensionamento de um sistema absorvedor de vibrações de um modelo de um quarto de carro devem ser realizadas análises paramétricas de todos os elementos do sistema principalmente do coeficiente de amortecimento.

REFERÊNCIAS

BALACHANDRAN, B.; MAGRAB, E.B. Vibrações mecânicas. 2ª ed., São Paulo: Cengage Learning, 2011.

BRITO, S. H. R.; SOARES, R. C.; SÁ, A. S. Resposta de um sistema amortecido a movimento harmônico de base em um carro, [s. l.], 2016. Disponível em: <https://ssl4799.websiteseuro.com/swge5/PROCEEDINGS/PDF/CON-2016-1094.pdf>. Acesso em: 8 set. 2020.

CAMPOSA, C. G.; OLIVEIRA, A. N.; PERALTA, A. O.; COSTA NETO, R. T.; CALDEIRA, A. B. Estimativa dos coeficientes de rigidez e amortecimento para um veículo leve, [s. l.], 2017. Disponível em: http://rmct.ime.eb.br/vol_XXXIV_2sem_2017.html. Acesso em: 7 set. 2020.

FERNANDES, J. C. M.; SILVEIRA, M., PONTES Jr, B.R.; BALTHAZAR, J.M., Amortecedor assimétrico aplicado em sistema de suspensão para reduzir o movimento vertical e de arfagem utilizando modelo de metade de carro, [s. l.], 2016. Disponível em: <https://plataforma.swge.com.br/PROCEEDINGS/PDF/CON-2016-0259.pdf>. Acesso em: 10 set. 2020.

FRANÇA L.N.F.; SOTELO Jr., J. Introdução às vibrações mecânicas. 1ª ed., São Paulo: Ed. Edgard Blücher, 2006.

GILLESPIE, D, T. Fundamentals of Vehicle Dynamics: Society of Automotive Engineers, 1992.

RAO, S. Título: Vibrações Mecânicas. 4ed. Pearson Universidades, 28 NOV 2008.