

# MODELAGEM E PROJETO DE UM SISTEMA DE CONTROLE ÓTIMO DA SUSPENSÃO SEMI-ATIVA DE UM AUTOMÓVEL

**Eduardo Moretti**

eduardomoretti5@hotmail.com

**Guilherme Fernandez Baptista**

guilherme.f.baptista@gmail.com

**Resumo.** O conforto veicular tem sido pauta de pesquisas e desenvolvimentos tecnológicos no universo automobilístico, isso visando uma evolução nos automóveis. Uma forma possível de se aprimorar o conforto veicular é com a implementação de sistemas de controle de suspensão semi-ativos. Entre os sistemas de controle semi-ativos, os Magneto-reológicos tem sido utilizados amplamente, tanto na indústria automotiva quanto em outros segmentos.

Baseado nesse cenário, o presente trabalho busca inicialmente modelar o sistema de suspensão veicular, modelar as irregularidades presentes na estrada e por fim elaborar o projeto de um sistema de controle para o sistema de suspensão semi-ativo veicular com o objetivo de melhorar o conforto dos passageiros. Esse sistema de controle sendo sintonizado pelo método LQR.

Por fim, os resultados das simulações com controle semi-ativo e sem esse tipo de controle foram comparados com o intuito de avaliar o ganho no conforto veicular. Percebeu-se uma melhora na resposta do sistema e um aumento no conforto dos passageiros.

*Palavras chave:* suspensão veicular, modelagem, controle ótimo, suspensão semi-ativa

## 1. Introdução

O presente trabalho tem como objetivo desenvolver o projeto de um sistema de suspensão automobilística semi-ativa a fim de melhorar o conforto dos passageiros.

O sistema de suspensão do veículo é o principal responsável por garantir o conforto e a dirigibilidade. Os sistemas passivos de suspensão são desenvolvidos de modo a se obter um equilíbrio entre esses aspectos, mas apresentam limitações. Portanto, existem trabalhos desde o final da década de 60 que estudam o controle de mecanismos ativos e semi-ativos para aplicação em suspensão veicular, visando obter um melhor compromisso entre o conforto e a segurança (Türkay & Akçay, 2008) (Crivellaro, 2008).

Foi escolhido um sistema semi-ativo, ou seja, que apenas altera a dissipação, pois estes são mais baratos, menos complexos e mais confiáveis que os ativos, Além de eles consumirem menos potência. Assim, obtém-se uma saída mais adequada que o sistema passivo sem grandes dificuldades construtivas.

A variação do coeficiente de amortecimento e da dissipação de energia pode ser feita por meio da alteração da passagem do fluido ou pela utilização de fluidos magneto-reológicos. A aplicação de atuadores magneto-reológicos é mais comum em suspensões semi-ativas e é o sistema adotado. O funcionamento dos amortecedores magneto-reológicos se dá pela polarização de partículas ferromagnéticas suspensas no fluido por um campo magnético, alterando a capacidade de transporte de quantidade de movimento pelo fluido (Imaduddin, Mazlan, & Zamzuri, 2013).

## 2. Materiais e métodos

A metodologia aplicada para o desenvolvimento do trabalho foi dada inicialmente pelo desenvolvimento do modelo matemático da suspensão veicular. Foram feitas simulações para avaliar o modelo. Então foi feito o projeto do controlador pela técnica LQR. Posteriormente, foram desenvolvidos perfis de rodovia de acordo com a norma ISO 8608:1995, para comparar os modelos controlados e sem controle. Por fim, os resultados foram avaliados pela metodologia da norma ISO 2631:1997.

## 2.1. Modelagem matemática

Foram desenvolvidos os equacionamentos dos modelos matemáticos para suspensão veicular considerando ¼ de veículo, meio veículo e o veículo completo. Para isso foram adotados sistemas de referencias e aplicados os Teoremas do Movimento do Baricentro (T.M.B.) e o Movimento Angular (T.M.A.) (França & Matsumura, 2001). Para conferir o equacionamento foi feita a verificação pela mecânica lagrangiana (Sanchez, 2007).

As hipóteses adotadas foram que as constantes elásticas das molas e os coeficientes dos amortecedores são constantes, que a única fonte de distúrbio considerada foi a irregularidade do pavimento e por fim que a posição de equilíbrio da mola é quando a mesma equivale ao peso.

A Figura 1 mostra os modelos desenvolvidos com seus graus de liberdade e o sistema de referência adotado para cada caso. Obteve-se um modelo de 2 graus de liberdade para ¼ de carro, 4 graus de liberdade para ½ carro e 7 graus de liberdade para o carro completo.

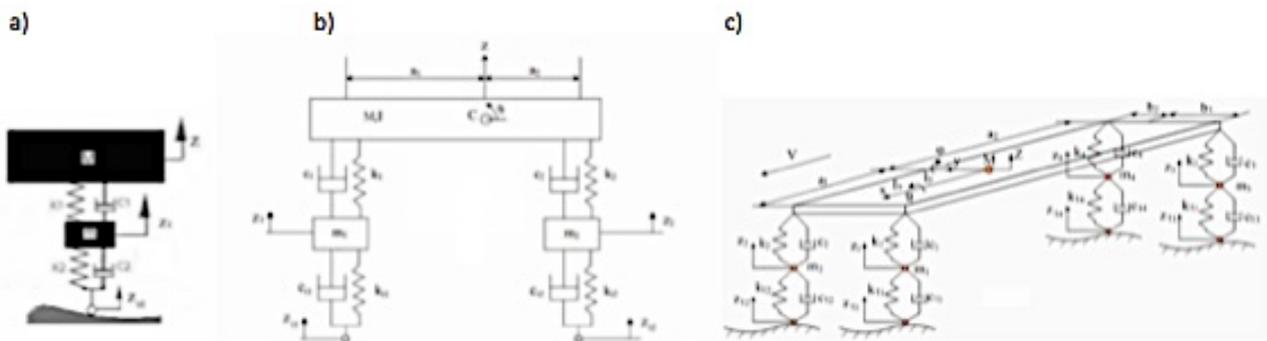


Figura 1 - Modelos desenvolvidos: a) ¼ de carro (Adaptado de Junior, 2006); b) ½ carro (Adaptado de Bayrakdar, 2010); c) carro completo (Adaptado de Mathworks, 2012)

Para avaliar os modelos foram desenvolvidas simulações para entradas simples como degrau, senóide e um deslocamento inicial não nula. Além disso, foram avaliadas as frequências naturais dos movimentos. Foram obtidas frequências próximas de 1 Hz para as rodas e de 10 Hz para os movimentos da carroceria. Os modelos apresentaram comportamento adequado.

## 2.2. Projeto do controlador

O projeto do controlador foi feito aplicando a técnica LQR que consiste em determinar a entrada de controle que minimize o índice de desempenho linear quadrático da equação 1 (Ogata, 1997).

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Q x + u^T R u) dt \quad (1)$$

As variáveis medidas para cada caso foram a velocidade vertical da carroceria, o curso da suspensão e os ângulos e velocidades angulares para os casos de ½ carro e carro completo. Como não foram medidas todas as variáveis de estado foi implementado um observador de estados de ordem plena e admitiu-se um erro inicial de 10%.

### 2.3. Perfil de estrada

Para possibilitar uma análise mais realista dos modelos elaborados, além das entradas típicas de projetos de controle como degrau e senóide, foram desenvolvidos perfis aleatórios de três categorias de acordo com a norma ISO 8608. A norma classifica as estradas entre A e H e fornece valores a partir dos quais é possível obter a densidade espectral de potência (PSD - Power Spectral Density). A expressão 2 mostra como é obtido o PSD a partir dos valores  $G_d(\Omega_0)$  e  $\Omega_0$  fornecidos pela norma. Uma vez conhecido o PSD é possível obter um perfil de elevação aleatório a partir da expressão 3 (Agostinacchio, Ciampa, & Olita, 2013). A Figura 2 mostra um exemplo de perfil de elevação de estrada gerado para uma estrada classe D.

$$G_d(\Omega) = G_d(\Omega_0) \cdot \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-2} \quad (2)$$

$$h(x) = \sum_i^N \sqrt{2 \cdot G_d(\Omega_i) \cdot \Delta\Omega} \cdot \cos(\Omega_i \cdot x + \varphi_i) \quad (3)$$

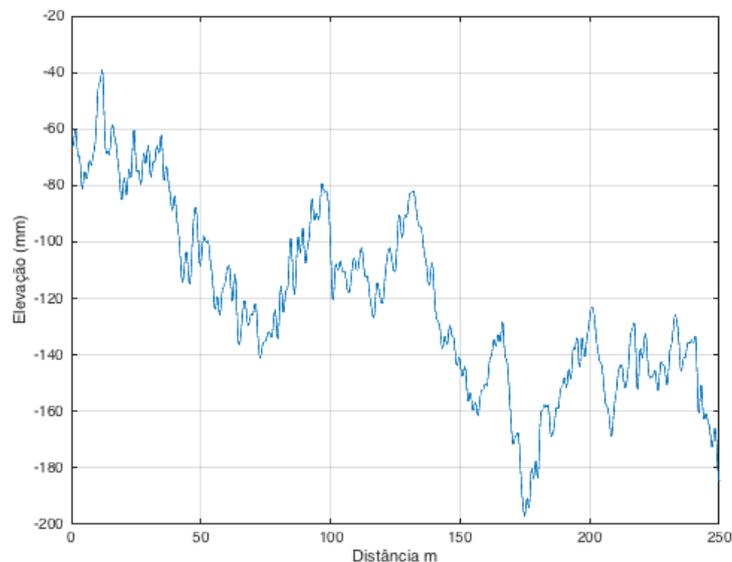


Figura 2 - Exemplo de perfil de elevação para uma estrada classe D

### 2.4. Avaliação de conforto

Uma vez que o objetivo do trabalho era melhorar o conforto dos passageiros, para possibilitar uma melhor avaliação de conforto, foi utilizada a metodologia descrita na norma ISO 2631. A avaliação consiste em obter um valor eficaz de um sinal de aceleração ponderado por fatores que variam com a frequência de excitação. A expressão 4 mostra a forma clássica de avaliação de conforto. Além dela existe a expressão 5, que visa avaliar melhor a presença de trancos e vibrações transientes no sinal, dividindo-o em intervalos menores e a expressão 6, que é mais sensível a valores de pico. (ISO, 1997)

$$a_w = \left[ \frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt \right]^{1/2} \quad (4)$$

$$a_w(t_0) = \left[ \frac{1}{\tau} \int_{t_0-\tau}^{t_0} [a_w(t)]^2 dt \right]^{1/2} \quad (5)$$

$$MTVV = \max [a_w(t_0)]$$

$$VDV = \left[ \int_0^T [a_w(t)]^4 dt \right]^{1/4} \quad (6)$$

Além das expressões para calcular o valor eficaz, a norma traz tabelas com os fatores de ponderação e valores de referência sobre o que é desconfortável. Esses valores são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1 - Valores padronizados para avaliação de conforto (ISO, 1997)

Valor da aceleração	Avaliação do conforto
Menor que 0,315 m/s <sup>2</sup>	Não desconfortável
Entre 0,315 e 0,63 m/s <sup>2</sup>	Pouco desconfortável
Entre 0,5 e 1 m/s <sup>2</sup>	Razoavelmente desconfortável
Entre 0,8 e 1,6 m/s <sup>2</sup>	Desconfortável
Entre 1,25 e 2,5 m/s <sup>2</sup>	Muito desconfortável
Maior que 2 m/s <sup>2</sup>	Extremamente desconfortável

### 3. Resultados

Para avaliar o sistema de controle desenvolvido foram feitas simulações e foram comparados os resultados do sistema controlado e original. Os sistemas foram simulados para entrada degrau, senoidal e estradas classe A, D e G, considerando o veículo a uma velocidade de 10 m/s.

A Figura 3 traz os resultados para o modelo de ¼ de carro em uma estrada classe A. É possível notar uma suavização dos deslocamentos da carroceria. Outro ponto que evidencia o ganho de conforto é a redução de aproximadamente 50% nos picos de aceleração. Essa diminuição das acelerações é evidenciada pelos resultados da Tabela 2, que traz os resultados da avaliação do sinal de aceleração pela metodologia da norma ISO 2631. Apesar que para esse caso, como a estrada está dentro da classe melhor avaliada ela gera valores baixos que não são considerados desconfortáveis nem para o modelo original.

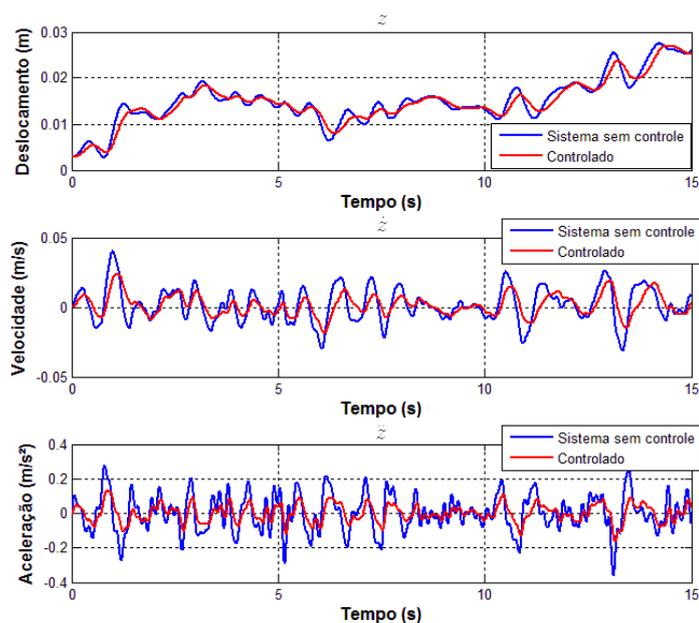


Figura 3 - Comparação do deslocamento, velocidade e aceleração da massa suspensa entre o sistema original e o controlado para uma estrada classe A para o modelo de ¼ de carro

Tabela 2 - Avaliação de conforto de acordo com a norma ISO 2631 para uma estrada classe A para o modelo de ¼ de carro

	<b>Modelo Original</b>	<b>Modelo Controlado</b>
$a_w$ ( $m/s^2$ )	0,06891	0,03119
MTVV ( $m/s^2$ )	0,0931	0,04362
VDV ( $m/s^{1,75}$ )	0,1817	0,0829

O mesmo procedimento foi adotado para o modelo de ½ carro. Nesse caso, estão expostos os resultados para uma estrada classe D. A Figura 4 e a Figura 5 mostram o comportamento vertical e de arfagem do veículo. Nota-se uma grande melhora para os deslocamentos verticais, em que é possível perceber uma grande redução da aceleração. No caso de arfagem, houve uma melhora, mas não foi tão significativa quanto no caso do deslocamento vertical. A aceleração vertical foi avaliada pela norma ISO 2631. Os resultados estão expostos na Tabela 3 e é possível notar uma melhora de aproximadamente 75%. Nota-se que o modelo sai de uma faixa levemente desconfortável para a faixa não desconfortável com o controle da suspensão.

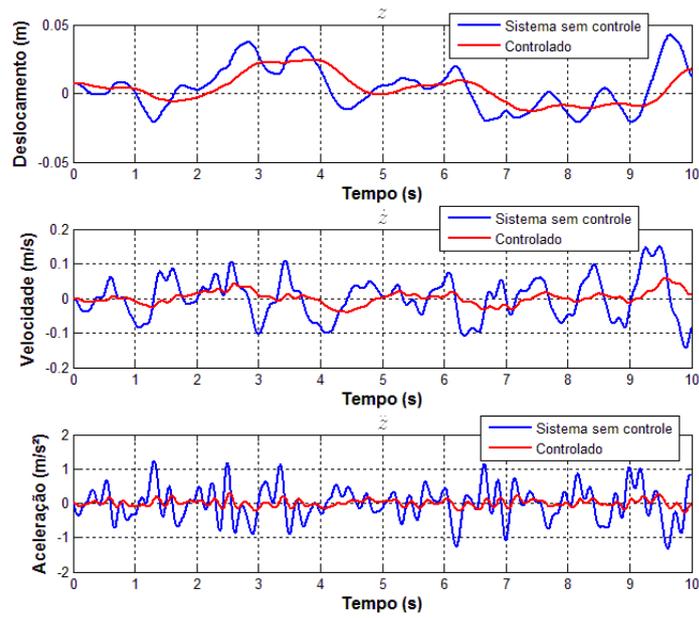


Figura 4 - Comparação do deslocamento, velocidade e aceleração da massa suspensa entre o sistema original e o controlado para uma estrada classe D para o modelo de 1/2 carro

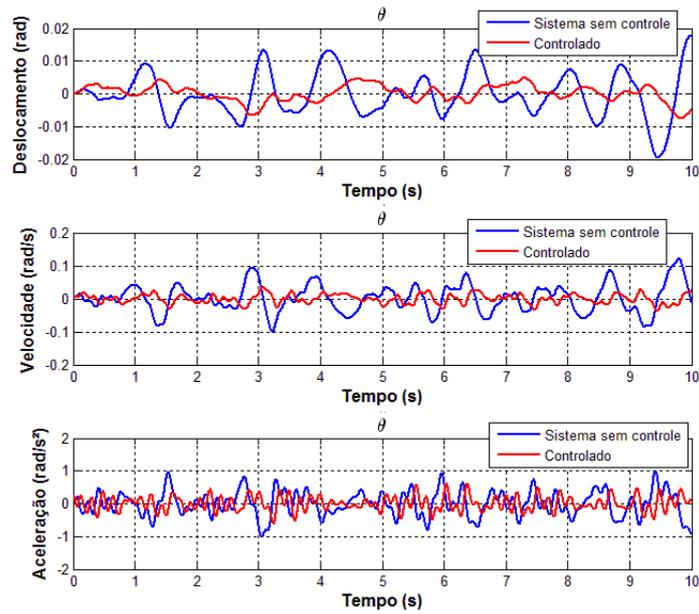


Figura 5 - Comparação do deslocamento, velocidade e aceleração angular da massa suspensa entre o sistema original e o controlado para uma estrada classe D para o modelo de 1/2 carro

Tabela 3 - Avaliação de conforto de acordo com a norma ISO 2631 para uma estrada classe D para o modelo de ½ carro

	<b>Modelo Original</b>	<b>Modelo Controlado</b>
$a_w$ ( $m/s^2$ )	0,3763	0,08049
MTVV ( $m/s^2$ )	0,5383	0,115
VDV ( $m/s^{1,75}$ )	0,9317	0,1929

Também foi aplicada a mesma metodologia para o modelo do carro completo. Nesse caso, as acelerações foram calculadas para uma posição adotada para o motorista que estava 0,5 m a frente do CG, 0,5 m a esquerda do CG e 0,3 m acima do CG. Nesse caso, tomou-se como entrada uma pista classe G. A Figura 6 traz a posição e a velocidade do motorista na vertical, a Figura 7 mostra as acelerações nas 3 direções e a Figura 8 traz a norma do vetor de acelerações. É possível notar uma grande melhora da resposta do sistema que representa um ganho de conforto significativo. Isso fica evidente pelos resultados expostos na Tabela 4. Nota-se uma redução entre 75 e 80% do valor eficaz do sinal de aceleração. Assim, o nível da vibração muda de extremamente desconfortável no caso original para levemente desconfortável. Vale ressaltar que nesse caso a estrada simulada apresenta a pior condição tabelada na norma ISO 8608.

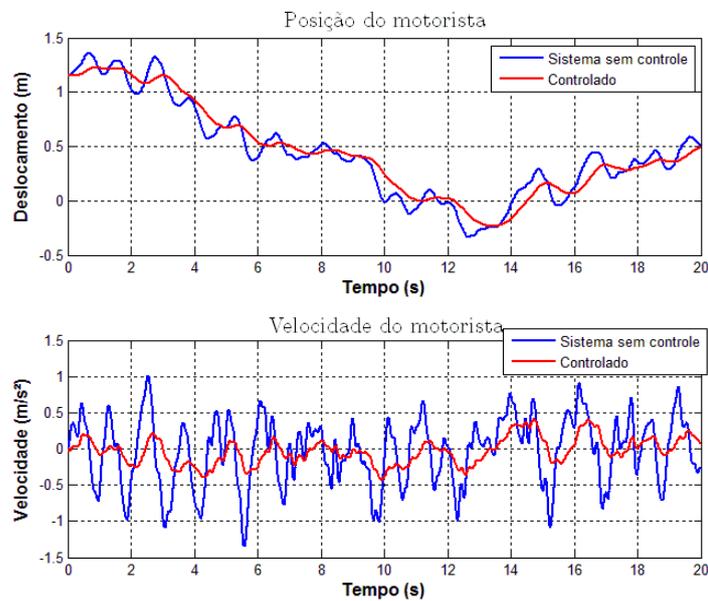


Figura 6 - Comparação do deslocamento e velocidade do motorista entre o sistema original e o controlado para uma estrada classe G para o modelo de carro completo

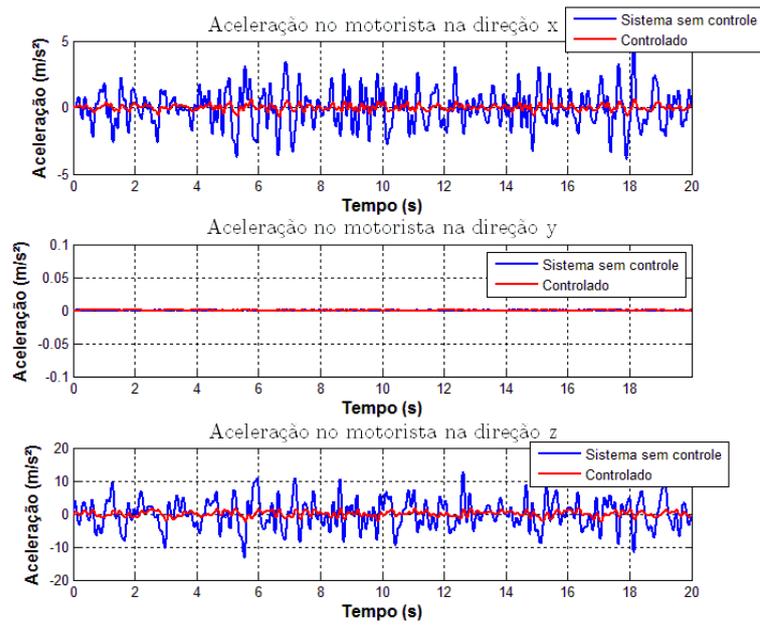


Figura 7 - Comparação das acelerações a que o motorista fica sujeito nas diferentes direções entre o sistema original e o controlado para uma estrada classe G para o modelo de carro completo

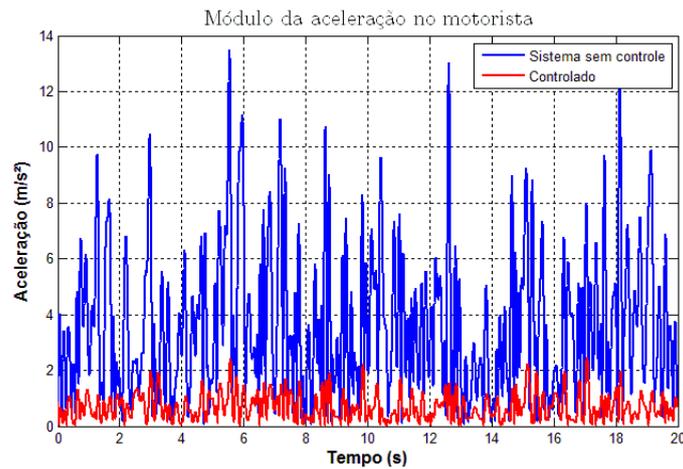


Figura 8 - Comparação da norma das acelerações a que o motorista fica sujeito entre o sistema original e o controlado para uma estrada classe G para o modelo de carro completo

Tabela 4 - Avaliação de conforto de acordo com a norma ISO 2631 para uma estrada classe G para o modelo de carro completo

	<b>Modelo Original</b>	<b>Modelo Controlado</b>
$a_w$ ( $m/s^2$ )	3,107	0,6503
MTVV ( $m/s^2$ )	4,295	0,7848
VDV ( $m/s^{1,75}$ )	8,661	1,689

Outra avaliação de conforto feita foi avaliar a intensidade da vibração para cada frequência. Foi plotado gráfico da Figura 9, que mostra a intensidade da aceleração em cada terço de oitava. Os valores obtidos foram comparados com os limites de exposição informados na norma ISO 2631. Nota-se que para o modelo não controlado o limite de exposição é inferior a 16 minutos. No caso do modelo controlado esse limite aumenta para mais de 24 horas, evidenciando o ganho de conforto.

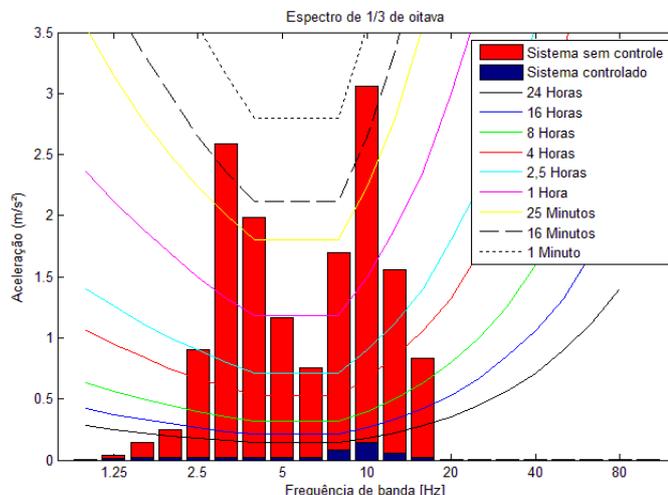


Figura 9 - Comparação da aceleração vertical do motorista em função da frequência para uma estrada perfil G

#### 4. Conclusões

A partir dos resultados obtidos para as simulações para os 3 modelos desenvolvidos (¼ de carro, ½ carro e carro completo) é possível concluir que o objetivo do trabalho foi atingido. Nota-se uma melhora significativa na resposta dinâmica do veículo e conseqüentemente no conforto dos passageiros. Essa melhora pode ser observada nos gráficos pela redução das acelerações a que o veículo fica sujeito e também pela avaliação pelos critérios da norma ISO 2631.

Um aspecto que pode ser melhorado é a resposta do sistema de ½ carro ao movimento de arfagem, que não apresentou uma melhora tão significativa. As acelerações angulares também são bastante danosas ao conforto dos passageiros.

Uma simplificação adotada, mas que poderia melhorar os resultados seria incorporar a dinâmica do atuador magneto-reológico. Essa simplificação foi adotada devido à grande complexidade dos modelos do atuador.

#### 5. Bibliografia

Agostinacchio, M., Ciampa, D., & Olita, S. (20 de Dezembro de 2013). The vibrations induced by surface irregularities in road pavements – a Matlab® approach. *European Transport Research Review*, 267-275. Springer Link.

Barbosa, R. S. (2011). Vehicle Dynamic Response Due to Pavement Roughness. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 302-307.

Bayrakdar, Ö. (2010). *Random vibration of a road vehicle*. Graduate School of Engineering and Sciences of İzmir Institute of Technology, Mechanical Engineering. Izmir: School of Engineering and Sciences of İzmir Institute of Technology.

Crivellaro, C. (2008). *Controle robusto de suspensão semi-ativa para caminhonetes utilizando amortecedores magneto-reológicos v. 2*. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, São Paulo.

França, L. N., & Matsumura, A. Z. (2001). *Mecânica Geral* (1ª ed.). São Caetano do Sul: Editora Edgard Blücher LTDA.

Imaduddin, F., Mazlan, S. A., & Zamzuri, H. (2013). A design and modelling review of rotary magnetorheological damper. *Materials & Design* , 575-591.

ISO. (1997). Mechanical vibration and shock-Evaluation of human exposure to whole-body vibration. *ISO - International Organization for Standardization* .

Junior, L. P. (2006). *Estudo da dinâmica vertical de uma suspensão veicular do tipo MacPherson*. Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, Engenharia Mecânica. São Carlos: Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo.

Mathworks. (Agosto de 2012). *Matlab Central*. Acesso em 10 de Outubro de 2014, disponível em Mathworks: <http://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/screenshots/6273/original.jpg>

Ogata, K. (1997). *Modern Control Engineering* (3rd Edition ed.). New Jersey: Prentice-Hall Inc.

Sanchez, D. F. (2 de Dezembro de 2007). *Joseph Louis Lagrange e o desenvolvimento da Mecânica Clássica*. Acesso em 15 de Abril de 2015, disponível em Instituto de Engenharia Mecânica UNIFEI: [http://www.iem.unifei.edu.br/juliano/Download/EME33/Historia/Lagrange/texto\\_Lagrange.pdf](http://www.iem.unifei.edu.br/juliano/Download/EME33/Historia/Lagrange/texto_Lagrange.pdf)

Türkay, S., & Akçay, H. (2008). Aspects of achievable performance for quarter-car active suspensions. *Journal of sound and vibration* , 440-460.

## **MODELING AND DESIGN OF AN OPTIMAL CONTROL SYSTEM OF SEMI-ACTIVE SUSPENSION FOR A CAR**

**Abstract.** Vehicular comfort has been the subject of researches and technological developments in the automotive industry, in order to improve automobiles. One possible way to improve vehicle comfort is with the implementation of semi-active suspension systems. Among the semi-active control systems, magneto-rheological actuators have been widely used in automotive industry and other segments.

Based on this scenario, this work presents the modeling of the vehicle suspension system, the track irregularities and the development of the control project for the vehicle semi-active suspension system in order to improve passengers ride comfort. This control system was tuned by LQR method.

Ultimately, the results of simulations with the semi-active control system and without this kind of control were compared in order to evaluate the improvement of the comfort. It can be noticed that the system dynamic response improved as well as the ride comfort.

**Keywords:** car suspension, modeling, optimal control, semi-active suspension