



## OTIMIZAÇÃO DOS PARÂMETROS DA SUSPENSÃO PARA UM MODELO DE UM QUARTO DE VEÍCULO

Sousa, Darlan Avila, Suzana

Faculdade de Engenharia Campus Gama – Universidade de Brasília (UnB/FGA)  
Área Especial de Indústria Projeção A – 72.444-240 – Gama – DF

darlanferreira.s@hotmail.com, avilas@unb.br

**Resumo.** A suspensão veicular é um sistema que está diretamente ligado ao conforto dos passageiros e a dirigibilidade do automóvel. Esta é responsável pela transmissibilidade de vibrações para o chassi. As vibrações resultantes são provenientes de irregularidades do terreno, que podem causar problemas, como desconforto, perda de estabilidade e danos à saúde do condutor. As irregularidades do terreno mencionadas nesse estudo são simuladas através de funções pré-definidas. Esse trabalho visa o estudo da dinâmica vertical do veículo, analisando suas vibrações mecânicas através de um modelo de dois graus de liberdade, solucionando analiticamente as equações de movimento. O modelo possui componentes como: mola, amortecedor e pneu. A mola é um componente rígido responsável por suportar a massa do veículo, o amortecedor é responsável por dissipar a energia do sistema, possuindo um coeficiente de amortecimento associado. O pneu também é modelado como um componente rígido da suspensão mostrando responsável por desenvolver as forças associadas a dirigibilidade e estabilidade do veículo. Dois parâmetros do modelo são analisados, a rigidez associada a mola da suspensão, e o coeficiente de amortecimento associado ao amortecedor. Percebe-se que a suspensão é muito sensível às variações dos parâmetros de rigidez e amortecimento e existem propriedades que melhorariam sensivelmente a performance. Objetiva-se através desse estudo determinar estes parâmetros de modo a maximizar a eficiência do sistema, para tanto lança-se mão de técnicas de otimização.

**Palavras-chave:** Suspensão Automotiva, Otimização Parâmetros, Modelo de um quarto de veículo, Algoritmo Genético.

## 1. INTRODUÇÃO

A suspensão automotiva é um sistema do veículo que está diretamente relacionado a dois principais fatores, o conforto e a segurança. O projeto do sistema de suspensão ainda oferece um conjunto de problemas que necessitam de estudos detalhados dos modelos matemáticos, análises numéricas e processos de otimização (Drehmer, 2012).

A vibração mecânica é um exemplo de problema que deve ser analisado na suspensão. Vibrações excessivas dos componentes mecânicos podem ocasionar desgaste prematuro e falhas devido a fadiga do material, o fenômeno da fadiga ocorre devido a variação cíclica da tensão induzida (Rao, 2008). Os problemas relacionados comprometem a segurança do veículo, afetando a dirigibilidade do mesmo. Exemplo de componentes afetados: coifas, coxins, batentes, amortecedores, etc.

Quando o automóvel percorre um terreno irregular, trepidações resultantes do percurso são transmitidas para os ocupantes do veículo através dos assentos. O resultado dessa excitação é o desconforto dos passageiros, podendo ocasionar danos que geralmente se concentram na região lombar, no quadril e no sistema digestivo.

Um sistema de suspensão veicular é um mecanismo que possui componentes como molas, amortecedores e ligações que conectam a carroceria do veículo às rodas, reduzindo a vibração gerada sobre a carroceria e sentida pelos passageiros ao operar em determinado terreno (Agharkakli et al, 2012). A suspensão atua como um filtro mecânico que através do comportamento dos seus componentes, atenua os efeitos de perturbação provocados pelo terreno.

A suspensão passiva, a configuração mais clássica e convencional, segundo Pereira (2013), é composta por três principais componentes que trabalham em conjunto para proporcionar a atenuação das vibrações.

- Um elemento elástico (usualmente molas helicoidais), o elemento que suporta a massa do veículo e também contribui com uma força oposta ao deslocamento vertical da suspensão.
- Um elemento dissipador de energia (amortecedor hidráulico telescópico, absorvedor de choques), que possui a função de dissipar a energia provocada pela velocidade do deslocamento vertical da suspensão, e estabilizar o mesmo.
- Um elemento visco elástico responsável pelo atrito com o solo (pneu).

A suspensão passiva é um sistema sensível à variação dos parâmetros de rigidez e amortecimento, o seu comportamento muda de acordo com a sintonia destes parâmetros e presume-se que existam propriedades que melhorariam sensivelmente a performance.

O principal desafio do projeto de uma suspensão automotiva é adequar de forma equilibrada conforto e estabilidade. A suspensão deve garantir conforto aos passageiros, reduzindo a aceleração sobre a carroceria devido às irregularidades do terreno, e ao mesmo tempo assegurar o contato contínuo da roda ao terreno, assegurando a estabilidade.

Modelos matemáticos para o veículo são estudados e desenvolvidos para a análise numérica da suspensão, o modelo de um quarto de veículo é um exemplo bastante estudado na literatura. Rill (2012) por exemplo utiliza as formulações do modelo de um quarto de veículo para propor a otimização dos parâmetros da suspensão através de uma função objetivo definida. Este modelo simula a dinâmica vertical de um conjunto massa, mola e amortecedor, com dois graus de liberdade. Uma de suas particularidades é a capacidade de representar o movimento de salto, possibilitando a análise vibratória de um conjunto isolado do veículo.

O desempenho do sistema de suspensão influencia diretamente nas vibrações da massa suspensa do veículo, Ganzarolli (2012) estuda exatamente essa influência, considerando dois parâmetros principais, conforto e dirigibilidade. A energia advinda das oscilações

provenientes das irregularidades do terreno é transmitida para os passageiros, e a maneira como a suspensão absorve e dissipa essa energia determina o nível do conforto veicular.

Em 2006, Freitas mostrou que a análise numérica dos parâmetros da suspensão automotiva auxilia no dimensionamento prévio dos componentes para suspensão, diminuindo os custos e verificando problemas que poderiam acontecer no projeto.

Drehmer (2012) avalia a otimização de parâmetros concentrados de suspensão em veículos, considerando a importância de minimizar a aceleração vertical *rms* transmitida aos passageiros com o objetivo de garantir o conforto e segurança dos ocupantes do veículo. Aplicando um método de otimização, seu estudo reduz até 35,3% da aceleração vertical *rms* transmitida ao motorista.

O presente trabalho tem como objetivo a determinação de parâmetros de rigidez e amortecimento de modo a maximizar a eficiência do sistema de suspensão, através da análise da dinâmica vertical de um modelo de um quarto de veículo, observando a aceleração do chassi e o deslocamento do curso da suspensão. Para tanto lança-se mão de técnicas de otimização através de algoritmos genéticos, visando encontrar parâmetros da suspensão que maximize o conforto dos passageiros.

A aplicabilidade do algoritmo genético é adequada onde exista um conjunto de elementos ou “indivíduos”, e deseja-se encontrar aqueles que atendam de melhor maneira a uma condição inicial especificada (Silva, 2001). Como o objetivo do presente estudo é definir os parâmetros que proporcionam uma melhor resposta do sistema de suspensão, o método foi utilizado para determinação dos valores ótimos de rigidez e coeficiente de amortecimento do sistema.

O algoritmo define um grupo de indivíduos a serem selecionados, cada um com sua característica definida ou adaptabilidade, esse grupo se desenvolve, através da programação de operações genéticas. As operações significam que os indivíduos sofram cruzamentos e mutações, gerando um novo grupo de indivíduos que passaram pelos princípios Darwinianos de reprodução e sobrevivências dos mais aptos. O papel do algoritmo é procurar o indivíduo que melhor se encaixa na solução de forma a otimizar a função objetivo.

## 2. MODELO DE ¼ DE VEÍCULO

O modelo clássico de um quarto de veículo se baseia em um sistema massa-mola-amortecedor de dois graus de liberdade, capaz de representar o comportamento da suspensão e a resposta vertical da massa suspensa às excitações de um perfil de terreno. Neste modelo desprezam-se os efeitos rolagem e carregamento ocasionado pela interação das demais rodas com a pista. O modelo considera o pneu como um elemento elástico, influenciando na resposta do sistema, a Figura 1 representa o sistema estudado;  $M_s$  é a massa suspensa;  $M_u$  a massa não suspensa;  $k_s$  é a rigidez da mola;  $b_s$  o coeficiente de amortecimento do amortecedor;  $k_t$  a rigidez do pneu;  $w$  a excitação de entrada e  $x_1$  e  $x_2$  são os deslocamentos das massas suspensa e não suspensa, respectivamente.

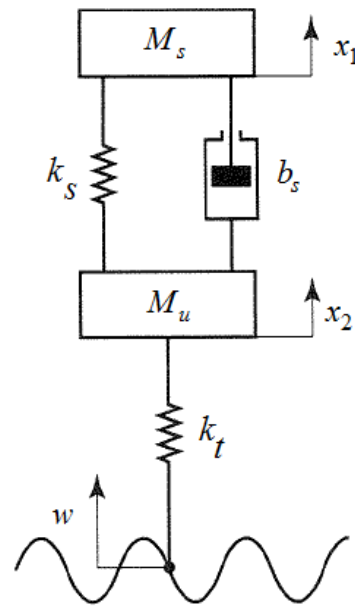


Figura 1. Modelo de 1/4 de veículo. Fonte: Ogata adaptado, (1998).

As equações de movimento do sistema de 1/4 de veículo na forma matricial são dadas por:

$$\begin{bmatrix} M_s & 0 \\ 0 & M_u \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_s & -b_s \\ -b_s & b_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_s & -k_s \\ -k_s & k_s + k_t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ kt.w \end{bmatrix} \quad (1)$$

A frequência natural, não amortecida ( $f_n$ ) e a frequência amortecida ( $f_d$ ) da massa suspensa do veículo  $M_s$  podem ser obtidas de maneira simplificada através de (Gillespie, 1992):

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{RR}{M_s}} \quad (2)$$

onde:

$$RR = \frac{k_s \cdot k_t}{k_s + k_t}$$

$RR$  = Rigidez equivalente da suspensão.

$$f_d = f_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (3)$$

Segundo Gillespie (1992) para um projeto clássico de veículo automotor, a relação  $W_s / k_s$ , onde  $W_s$  é o peso da massa suspensa do veículo e  $k_s$  a constante elástica da mola, representa a deflexão estática da suspensão. Para um bom nível de conforto a constante elástica da mola é definida de forma que a frequência natural não amortecida da massa suspensa fique em torno de 1 Hz, o que equivale a uma deflexão estática da suspensão de 254 mm.

Gillespie (1992) ainda fala sobre a influência da razão de amortecimento  $\zeta$  no projeto da suspensão para veículos de passeio, para razões de amortecimento entre 0,2 e 0,4 obtém-se resultados satisfatórios para o conforto dos passageiros e para a dirigibilidade do veículo. Conforme mencionado anteriormente, a razão de amortecimento da suspensão apresenta boa resposta por volta de 40% para a maior parte dos veículos, valores maiores ou menores aumentam a transmissibilidade de vibrações para a carroceria.

### 3. PROPOSTA DE OTIMIZAÇÃO DE RILL (2012)

Rill (2012) afirma que a segurança ótima de um veículo de passeio pode ser obtida através da minimização da variância da carga dinâmica transmitida a roda, a fim de obter um coeficiente de amortecimento que proporcione essa segurança. A segurança é baseada na dirigibilidade do veículo, a Equação 4 é função objetivo a ser minimizada por Rill (2012) para obter a segurança ótima do veículo.

$$\sigma_s^2 = \frac{1}{t_f - t_0} \int_{t_0}^{t_f} \frac{F_{TD}(t)}{F_{TS}} dt \rightarrow Min \quad (4)$$

onde o carregamento dinâmico da roda  $F_{TD} = F_{TD}(t)$  é normalizado pelo carregamento estático da roda  $F_{TS}$  e é avaliado no intervalo de tempo  $t$  definido de  $t_0$  a  $t_f$ .

O conforto dos passageiros como mencionado, está diretamente ligado à aceleração transmitida para o chassi do veículo, a aceleração transmitida depende também do curso da suspensão do veículo. Segundo Rill (2012) para o processo de otimização do conforto do veículo deve-se minimizar uma combinação apropriada da variância da aceleração e do curso da suspensão (deslocamento da massa não suspensa) para obter um coeficiente de amortecimento que proporcione esse conforto. A função objetivo a ser minimizada para o conforto dos passageiros do veículo é definida pela Equação 5.

$$\sigma_c^2 = \frac{1}{t_f - t_0} \int_{t_0}^{t_f} \left[ \left( \frac{\ddot{x}_1(t)}{g} \right)^2 + \left( \frac{x_2(t)}{x_r} \right)^2 \right] dt \rightarrow Min \quad (5)$$

onde  $\ddot{x}_1(t)$  é a aceleração do chassi que é normalizada pela constante da gravidade  $g$  e  $x_2$  é o deslocamento da massa suspensa que usa o valor de referência  $x_r$ .

### 4. RESULTADOS NUMÉRICOS

Para realizar as simulações numéricas, a constante elástica da mola e o coeficiente de amortecimento foram estimados inicialmente considerando as frequências naturais do modelo analisado, onde Gillespie (1992) cita algumas recomendações para o modelo estudado, visando obter uma boa resposta do sistema de suspensão de um veículo de passeio. A frequência natural da mola foi arbitrada em torno de 1 Hz e a razão de amortecimento do amortecedor foi fixada em 0,4. A rigidez do pneu considerada para análise do modelo foi de 200.000 N/m, essa rigidez foi proposta por Freitas (2006) para uma suspensão *McPherson* de um veículo de passeio. A Tabela 1 apresenta as propriedades do sistema adotadas inicialmente.

Tabela 1. Propriedades da suspensão de ¼ de veículo

Propriedade	Símbolo	Valor
Massa suspensa (Kg)	$M_s$	203.0
Massa não-suspensa (Kg)	$M_u$	26.0
Rigidez da mola (N/m)	$k_s$	9000
Rigidez do pneu (N/m)	$k_t$	200000
Coefficiente de amortecimento (Ns.m)	$b_s$	1100

As excitações  $w$  de entrada do sistema escolhidas para simular o perfil de estrada, foram a função senoidal que causa um impulso inicial de 0,05 metros e a excitação degrau que inicia a 0,035 metros. A estrutura amortecida reage a essa excitação, possibilitando analisar a dinâmica vertical do sistema considerando o conforto dos passageiros. A Figura 2 mostra a excitação impulso e a Figura 3 ilustra a excitação degrau.

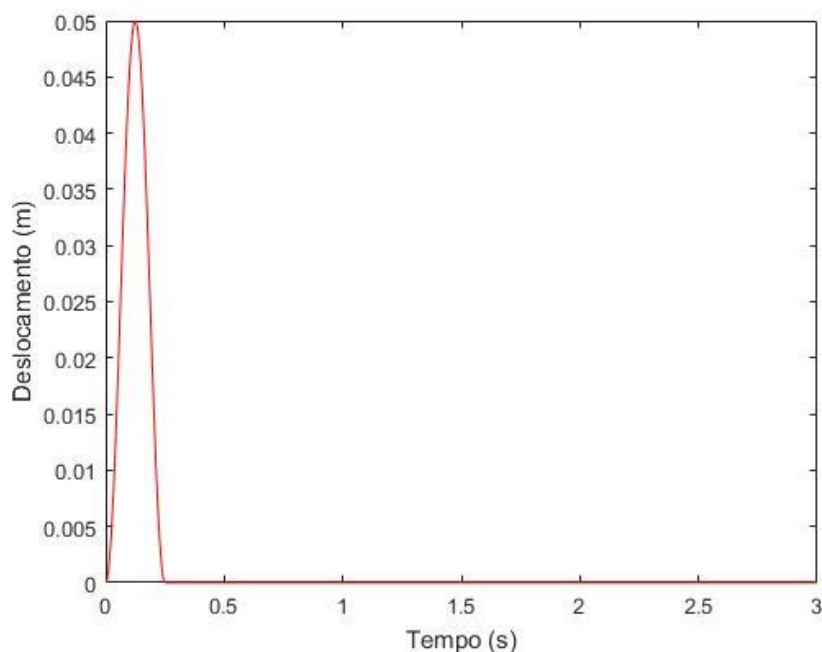


Figura 2 - Perfil de pista impulso.

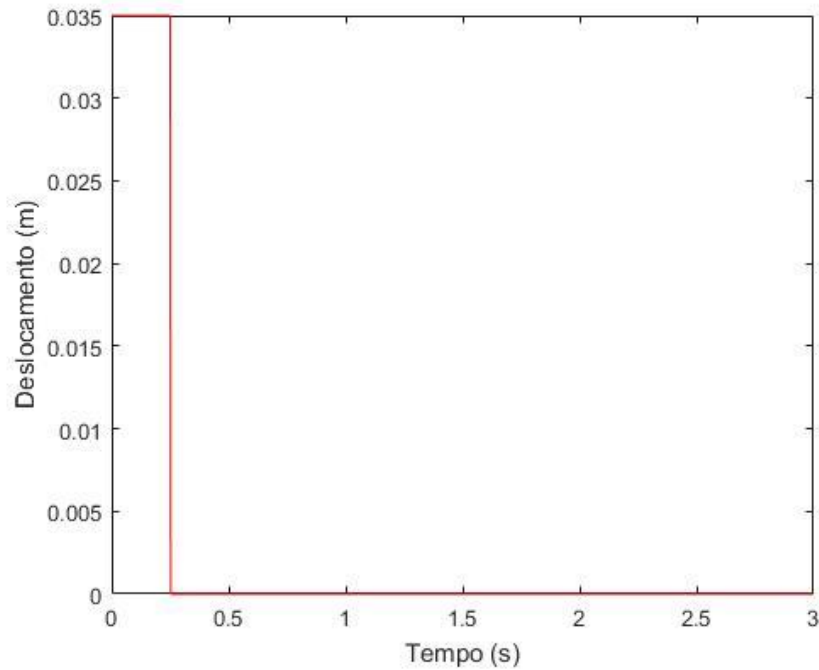


Figura 3. Perfil de pista degrau.

O modelo de um quarto de veículo mostrou-se, de um modo geral sensível a variação de rigidez da suspensão. Para análise desta influência variou-se o parâmetro de rigidez inicial proposto, de modo empírico. Realizou-se uma análise da aceleração do chassi e do deslocamento da massa não suspensa onde observou-se o comportamento vertical de salto da massa suspensa.

O intervalo definido para variação da constante elástica foi aproximadamente 50% do valor inicial proposto de rigidez ( $4000 \leq k_s \leq 14000$ ). Observou-se que a variação da rigidez não teve influência relevante a aceleração transmitida ao chassi pela excitação degrau, a Figura 4 mostra a aceleração a excitação degrau.

O gráfico da Figura 5 mostra a aceleração transmitida ao chassi provocada pela excitação impulso, percebe-se que a resposta dinâmica foi sensível a variação de rigidez, esse fato pode ser observado no tempo de simulação de 0,5 segundos, onde houve uma variação de aproximadamente 10% entre o modelo mais rígido e menos rígido.

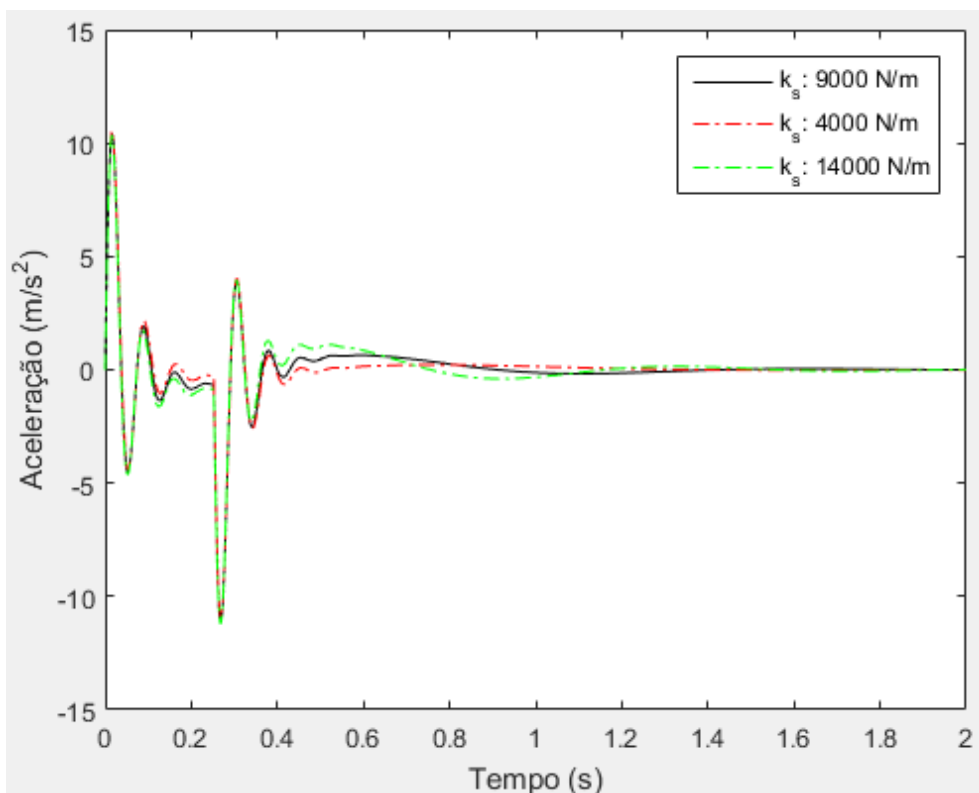


Figura 4. Evolução no tempo da aceleração da massa suspensa, resposta ao degrau.

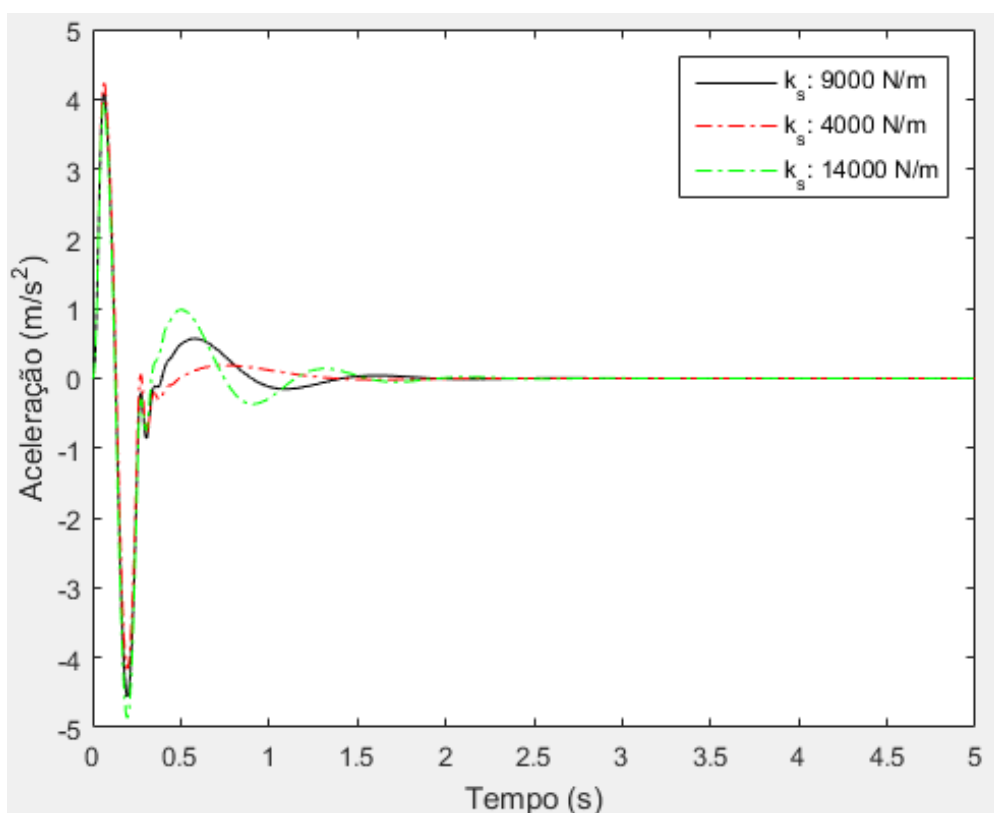


Figura 5. Evolução no tempo da aceleração da massa suspensa, resposta ao impulso.



A resposta dinâmica do modelo de suspensão também é sensível à variação do coeficiente de amortecimento ( $b_s$ ) associado ao amortecedor do sistema. Para análise do comportamento variou-se o coeficiente de amortecimento de modo semelhante à rigidez da mola, definindo um intervalo ( $500 \leq b_s \leq 1700$ ) a ser analisado. Percebe-se pela resposta associada ao gráfico da Figura 6 que as amplitudes da aceleração transmitida ao chassi do veículo foram maiores para um coeficiente de amortecimento mais baixo, isso acontece porque com o amortecedor de menor coeficiente menos energia é dissipada, atenuando menos as amplitudes da vibração gerada pelas irregularidades do terreno.

O mesmo ocorre para a resposta impulso, percebe-se que além da aceleração transmitida ao chassi, à variação do coeficiente de amortecimento influenciou também no tempo de estabilização do sistema, o resultado pode ser observado na Figura 7.

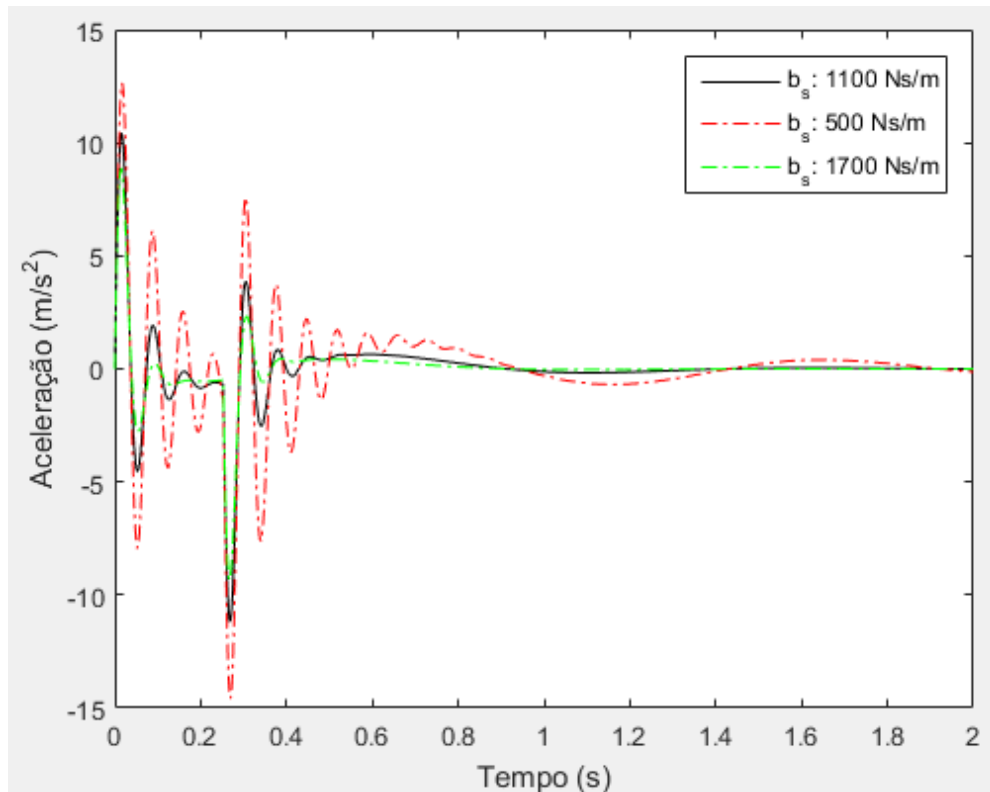


Figura 6. Evolução no tempo da aceleração da massa suspensa, resposta a excitação degrau.

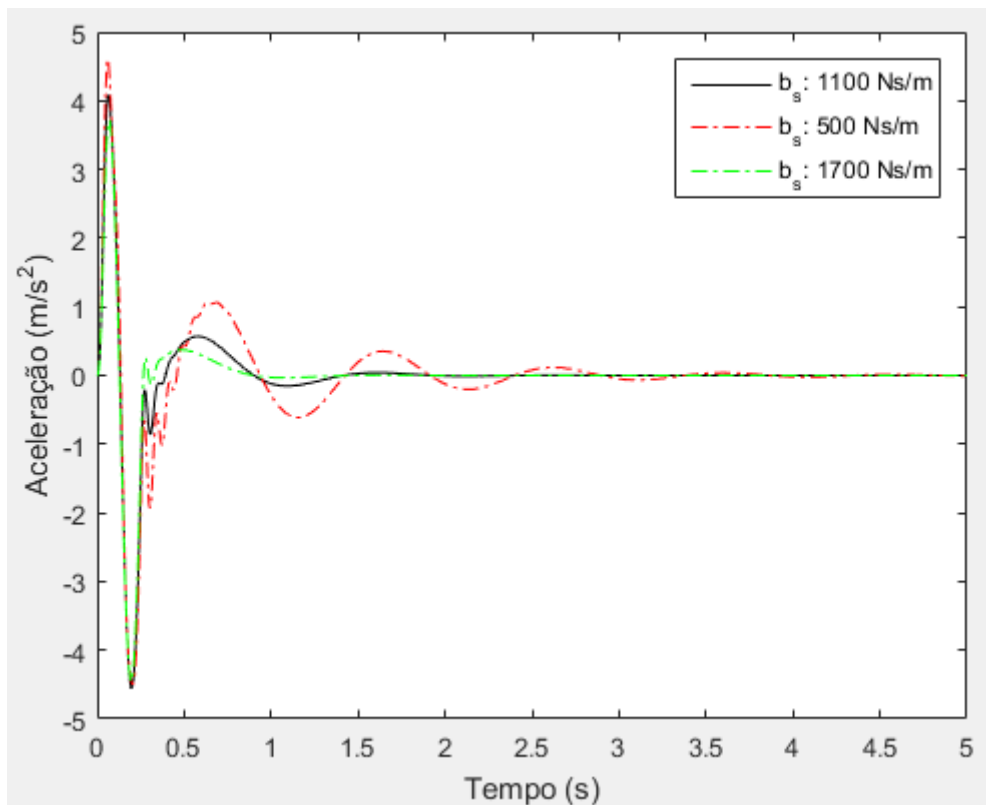


Figura 7. Evolução no tempo da aceleração da massa suspensa variando-se o coeficiente do amortecedor, resposta a excitação impulso.

Realizou-se um estudo paramétrico do comportamento dinâmico da suspensão em uma faixa de rigidez ( $4000 \leq k_s \leq 14000$ ) e amortecimento ( $800 \leq b_s \leq 2500$ ) pré-definidas, a faixa de estudo do amortecimento foi alterada para se adequar aos amortecedores existentes no mercado para aplicação automotiva. Segundo Rill (2012), pode-se otimizar o conforto do veículo minimizando o deslocamento rms do curso da suspensão, equivalente ao deslocamento da massa não suspensa do modelo  $\frac{1}{4}$  de veículo e minimizar as acelerações transmitidas ao chassi (correspondentes a massa suspensa).

O estudo paramétrico das acelerações transmitidas ao chassi mostra que para uma combinação dos componentes da suspensão, existe uma região onde a aceleração transmitida para o chassi é minimizada. Notou-se que devido a excitação impulso e degrau que a suspensão obteve menor aceleração rms transmitida ao chassi na região de menor rigidez e menor coeficiente de amortecimento, a Figura 8 representa o desempenho a excitação impulso, que é semelhante a performance a excitação degrau.

O estudo realizado para o deslocamento do curso da suspensão, mostra que a região de melhor desempenho varia de acordo com o perfil de terreno analisado. A superfície de performance gerada para o deslocamento rms devido a excitação degrau obteve um resultado particular, nota-se que a resposta é marcada pela inflexão da malha do estudo paramétrico, ou seja, existe pontos específicos que o deslocamento do curso da suspensão é minimizado. A Figura 9 mostra esse comportamento.

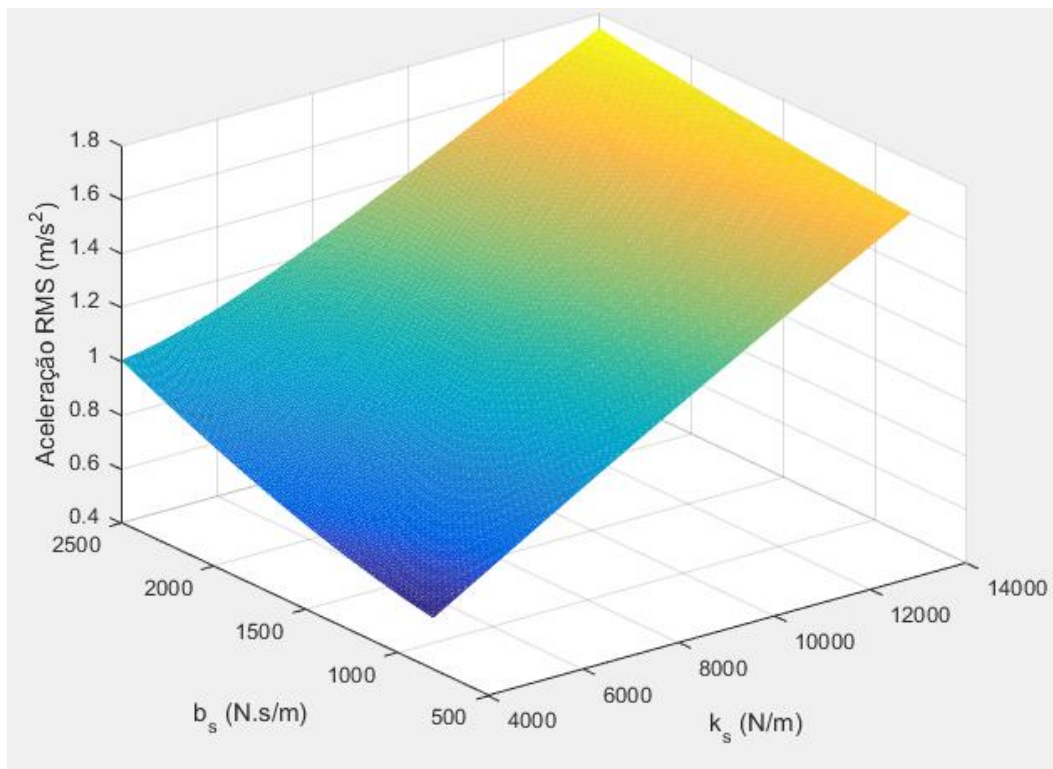


Figura 8. Estudo Paramétrico da aceleração rms da massa suspensa, resposta a excitação impulso.

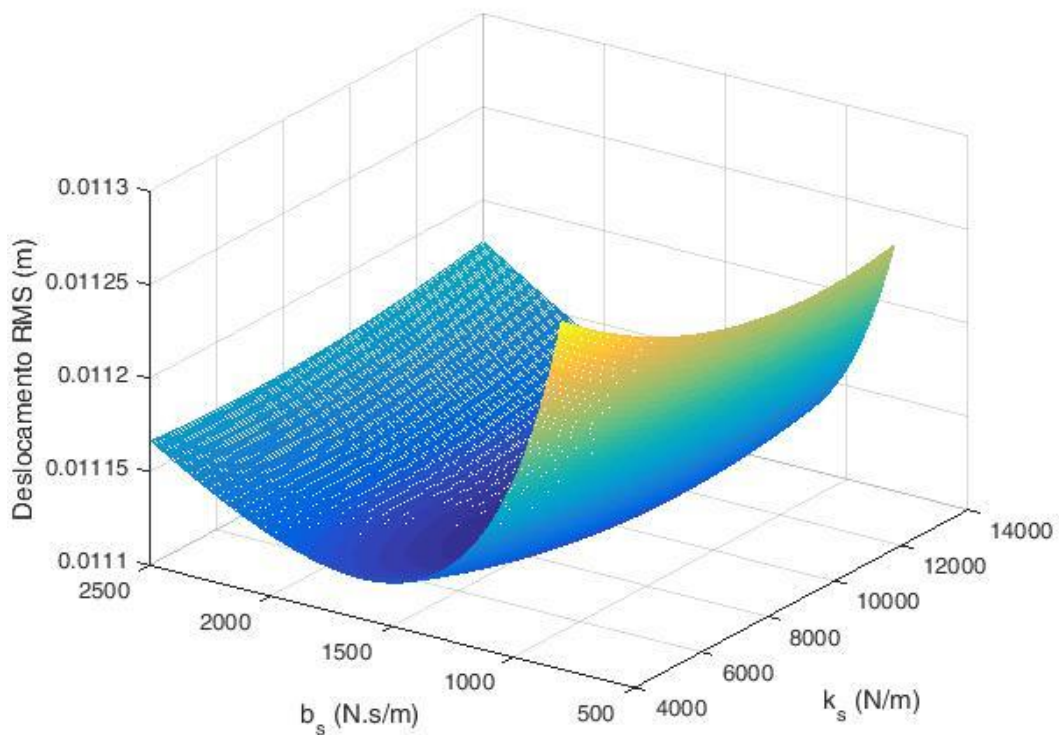


Figura 9. Estudo paramétrico do deslocamento rms da massa não suspensa, resposta a excitação degrau.

Para minimizar o deslocamento e aceleração *rms* do modelo utilizou-se o algoritmo genético da biblioteca do software MATLAB®. Os limites das variáveis de rigidez e amortecimento foram pré-definidos a partir dos valores do estudo paramétrico.

Como a superfície gerada pelo deslocamento *rms* devido a excitação degrau formou um vale, espera-se que o algoritmo encontre a solução nesse ponto. Analisou-se pontos específicos de melhor performance, esses pontos são marcados por pontos vermelhos no gráfico, o ponto ótimo escolhido para performance de deslocamento *rms* foi amortecimento 1500 N/m.s e rigidez de 9500 N/m, essa resposta pode ser observada na Figura 10.

A superfície de aceleração que foi gerada pela resposta aos dois perfis de terreno simulados, obtiveram comportamentos similares. O algoritmo convergiu para a seguinte solução: rigidez ( $k_s$ ) 4000 N/m e coeficiente de amortecimento ( $b_s$ ) 800 N.s/m. Nota-se que o ponto de convergência da solução encontrada pelo algoritmo coincide com a região de mínimo ilustrada pela superfície do estudo paramétrico. O ponto da solução encontrada pelo algoritmo genético é destacado pelo ponto em vermelho no gráfico da Figura 11.

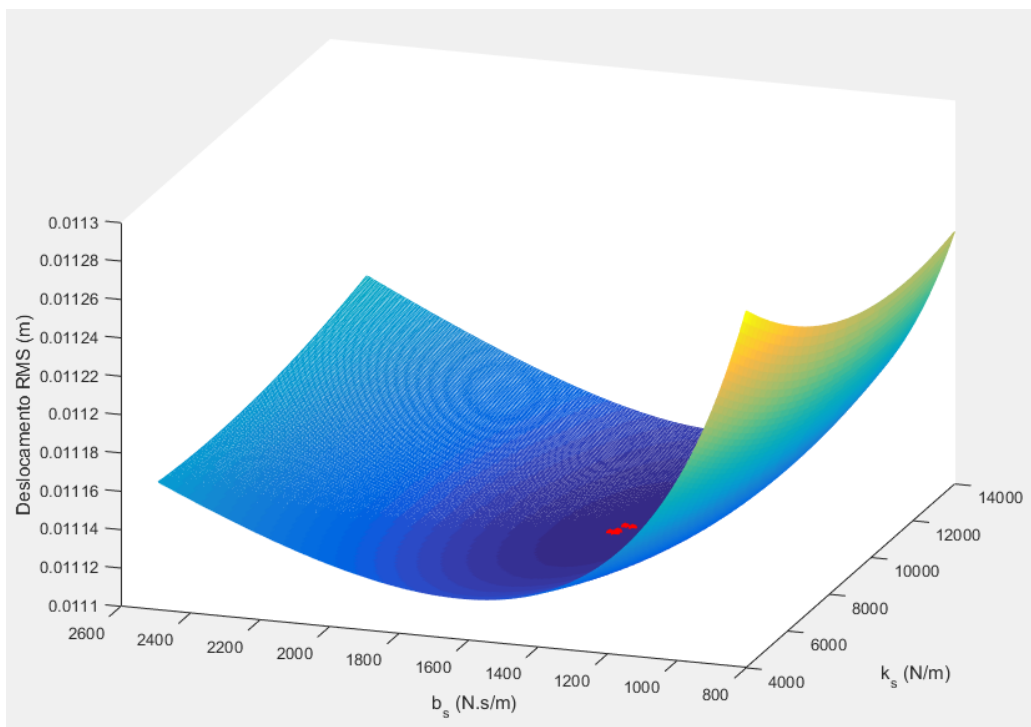


Figura 10 - Solução algoritmo genético para deslocamento rms, resposta a excitação degrau.

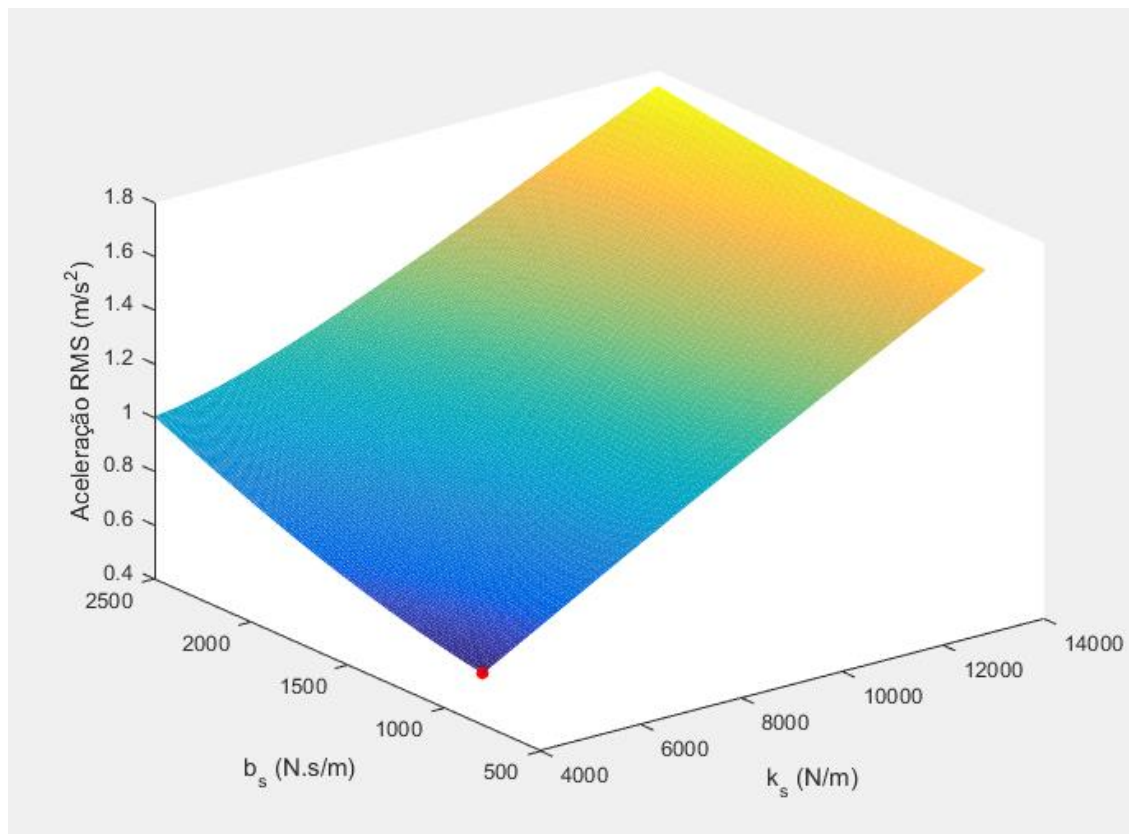


Figura 11. Solução algoritmo genético para a aceleração rms, resposta a excitação impulso.

A análise proposta por Rill (2012) para otimizar o sistema de suspensão, foi buscar um coeficiente de amortecimento ótimo para segurança e outro para o conforto, analisando o modelo de um quarto de veículo. O estudo realizado pelo autor considera a pré-carga proveniente da inércia dos corpos.

Para análise da suspensão pela proposta de Rill, utilizou-se o coeficiente de rigidez definido na Tabela 1 de 9000 N/m e a mesma faixa do coeficiente de amortecimento definida no estudo paramétrico de  $(500 \leq b_s \leq 1700)$ .

Segundo Rill (2012), os perfis de pista se encaixam no processo randômico de uma Gaussiana estacionária, as irregularidades do terreno também podem ser descritas pela função densidade Gaussiana mostrada na Figura 12. Analisou-se a resposta do veículo a excitação Gaussiana estacionária definida em um intervalo de dez segundos a uma velocidade de 100 km/h. Para tanto observou-se que variando o coeficiente de amortecimento, o menor desvio padrão da função objetivo descrita para segurança do veículo definido pela Equação 4, seria o coeficiente de amortecimento mais seguro para o modelo de suspensão analisado. Partindo do mesmo princípio, o menor desvio padrão para função objetivo associada ao conforto dos passageiros, seria o coeficiente de amortecimento mais confortável para o veículo.

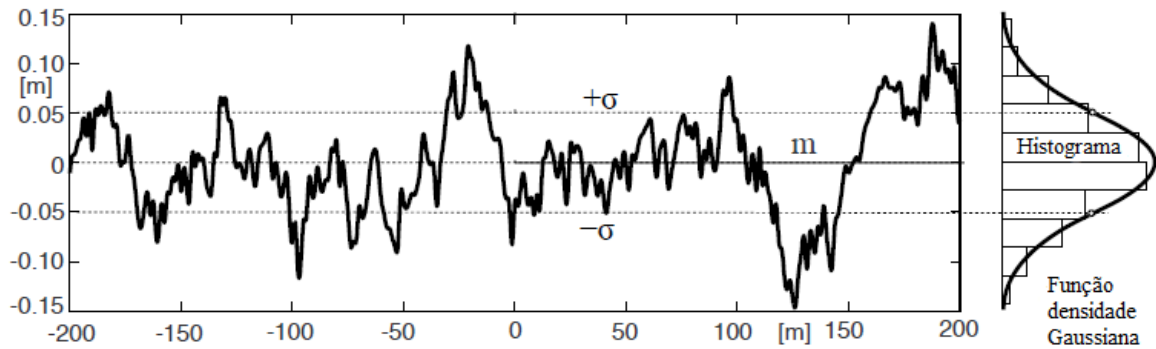


Figura 12 - Perfil de pista baseada na função densidade Gaussiana aleatória. Fonte: Rill adaptada (2012).

Definido isso, observando os resultados da Figura 13 percebe-se que para a excitação gaussiana, o melhor resultado da suspensão para o conforto segundo Rill (2012): coeficiente de amortecimento ( $b_s$ ) de 1300 N.s/m. Observa-se também que considerando as definições de segurança propostas por Rill a melhor performance da suspensão baseado no desvio padrão da função objetivo é de um coeficiente de amortecimento ( $b_s$ ) de 1900 N.s/m. Nota-se que o amortecedor voltado para a segurança possui um coeficiente mais alto do que o voltado para o conforto.

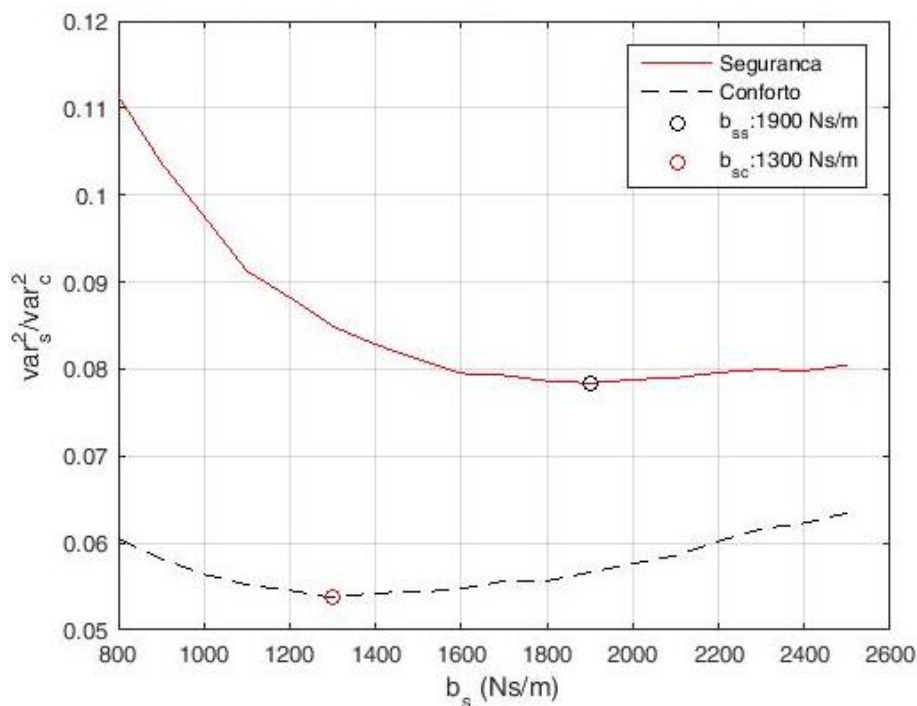


Figura 13. Solução ótima para coeficiente de amortecimento proposta por Rill (2012).

## 5. CONCLUSÃO

A modelagem de  $\frac{1}{4}$  de veículo se mostrou satisfatória para o estudo da dinâmica vertical da suspensão do veículo, onde foi possível a análise do deslocamento *rms* do chassi e aceleração *rms* do chassi. Essa primeira simulação dos resultados do projeto antes da sua fabricação se mostra importante, auxiliando nas escolhas dos parâmetros do projeto, diminuindo custo e tempo de produção.

Verificou-se pelo estudo paramétrico da suspensão que a mesma é sensível a variação de parâmetros, e que é possível escolher um ponto onde a performance para as excitações estudadas é ótima.

O algoritmo genético se mostrou satisfatório para encontrar as regiões ótimas, esse fato pode ser verificado pela análise das Figuras 10 e 11, deslocamento *rms* e aceleração *rms* respectivamente, onde os pontos em vermelho determinam as regiões de mínimo encontradas pelo algoritmo, percebe-se pela superfície do estudo paramétrico que o ponto encontrado pelo algoritmo corresponde a região de melhor performance da suspensão para cada excitação analisada.

A suspensão passiva possui uma característica observada nos gráficos, para cada excitação analisada parâmetros de rigidez e coeficiente de amortecimento específicos proporcionam um melhor desempenho, ou seja, não possui um comportamento adaptativo. A suspensão ativa surge como uma alternativa a esse problema, onde o atuador exerce uma força de controle e ajusta os parâmetros de acordo com as irregularidades do terreno.

Para obter resultados mais próximos da aplicação real, necessita-se um estudo das limitações físicas do sistema, quanto ao limiar dos parâmetros de rigidez da mola da suspensão na sua fabricação e também ao limiar de coeficiente de amortecimento dos amortecedores, visto que o limite estabelecido considera limites de suspensões veiculares de um modo generalizado.

Comparando os resultados obtidos através do Algoritmo Genético com a otimização proposta por Rill (2012), percebe-se que o coeficiente de amortecimento encontrado para as excitações estudadas teve uma pequena variação do resultado do autor. Alguns fatores são considerados para explicar a variação dos resultados para o conforto do veículo.

O primeiro fato a observar é que Rill (2012) não varia a constante elástica da mola ( $k_s$ ) no seu estudo. Outro fator importante é que o modelo proposto por Rill considera a pré-carga do sistema devido ao carregamento estático, a gravidade e a velocidade do veículo, variáveis que podem influenciar no resultado final.

Os resultados obtidos proporcionam uma base para o começo do projeto da suspensão veicular, com esses dados iniciais é possível estimar um desempenho ótimo para suspensão, definindo as variáveis para o projeto da mola helicoidal e do amortecedor utilizado no veículo.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o apoio financeiro do Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) para a realização deste trabalho.

## 7. REFERÊNCIAS

- Agharkakli, A., Sabet, G. S. and Barouz, A., 2012, “*Simulation and Analysis of Passive and Active Suspension System Using Quarter Car Model for Different Road Profile*”, *International Journal of Engineering Trends and Technology*, Vol. 3, pp. 636-638.
- Drehmer, L., 2012, “*Otimização de parâmetros concentrados de suspensão para conforto e segurança veicular*”, Dissertação de Mestrado – Universidade Federal do Rio Grande do Sul.
- Freitas, L., 2006, “*Estudo da dinâmica vertical de uma suspensão veicular do tipo macpherson*”, Dissertação de Mestrado – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- Ganzarolli, F., 2012, “*Influência das frequências de ride no conforto e dirigibilidade veiculares na faixa linear de uso do veículo*”, Dissertação de Mestrado – Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo.

- Gillespie, T. D., 1992, “*Fundamentals of Vehicle Dynamics*”, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA.
- Ogata, K. 1998, “*Engenharia de Controle Moderno*”, 3th ed. Pearson Education.
- Pereira, L., 2013, “Análise dinâmica e otimização do controle de vibrações pelo algoritmo do regulador quadrático linear em um modelo veicular completo sob a ação de perfis de pista”, Dissertação de Mestrado – Universidade Federal do Rio Grande do Sul.
- Rao, S. “*Vibrações Mecânicas*”, Quarta edição, Pearson, 2008
- Rill, G., 2012, “*Road Vehicle Dynamics Fundamentals and Modeling*”, Ed. CRC Press, 1<sup>a</sup> Ed, Cap. Vertical Dynamics 191 p.
- Soubhia, A. L., 2010, “Otimização dos Parâmetros da Planta e do Controlador de uma Suspensão Veicular Ativa” – VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica – Campina Grande – Paraíba – Brasil.