

## ANÁLISE DE INCERTEZA NA OTIMIZAÇÃO DE PARÂMETROS BIODINÂMICOS DE MOTORISTA PARA CONFORTO E SEGURANÇA

Walter Jesus Paucar Casas, UFRGS, walter.paucar.casas@ufrgs.br  
Herbert Martins Gomes, UFRGS, herbert@mecanica.ufrgs.br  
Luis Roberto Centeno Drehmer, UFRGS, luisdrehmer@yahoo.com.br  
Eduardo Decarli Savi, UFRGS, eduardo.savi@ufrgs.br  
André Vinícius Brizio da Silva, UFRGS, andre\_brizio@hotmail.com

**Resumo.** O presente trabalho objetiva determinar os parâmetros concentrados de suspensão otimizados em um modelo de meio veículo submetido a um perfil aleatório de irregularidades de pista para garantir conforto e segurança ao motorista. O modelo biodinâmico do motorista possui quatro graus de liberdade, e o modelo do veículo possui cinco graus de liberdade, incluindo o movimento de arfagem, totalizando nove graus de liberdade do modelo completo no domínio da frequência. Uma função multiobjetivo é formulada com três requerimentos de projeto de suspensão (conforto, curso da suspensão e aderência à pista) e comparada entre dois métodos de otimização (SQP e SOA). Com o intuito de estudar as incertezas nas variáveis do sistema, propõe-se uma análise de intervalo em outras variáveis que não foram otimizadas para verificar a robustez dos resultados. As incertezas contidas nos parâmetros alteraram significativamente os resultados ótimos na etapa de otimização.

**Palavras chave:** modelo biodinâmico/veicular, otimização, análise de intervalo.

### 1. INTRODUÇÃO

A análise do comportamento dinâmico de um veículo submetido às irregularidades provocadas pela pista é uma etapa importante na avaliação das condições de conforto e segurança do motorista para o projeto de suspensões. Nesse contexto, é necessária a elaboração de um modelo que represente a interação entre a pista, o veículo e o motorista, de tal forma a avaliar os movimentos dinâmicos do sistema e obter respostas para a tomada de decisões no projeto. Estudos são realizados na busca da otimização dos parâmetros concentrados de suspensão por meio da simulação numérica de modelos multicorpos, métodos metaheurísticos de otimização e análise de incertezas (Bouazara *et al.*, 2006, Gobbi *et al.*, 2006; Drehmer *et al.*, 2015).

Abbas *et al.* (2010) estudaram as respostas dinâmicas de três diferentes modelos biodinâmicos de motoristas sujeitos a oscilações verticais. Os modelos avaliados foram de Palanichamy *et al.* (1978), Wan e Schimmels (1995) e Boileau e Rakheja (1998), e a proposta de Wan e Schimmels consolidou-se a mais pertinente e adequada à função objetivo formulada. A partir desse estudo inicial, Abbas *et al.* (2013) acoplaram o modelo biodinâmico em um modelo de meio veículo para otimizar os parâmetros de suspensão frente a uma oscilação senoidal.

Neste trabalho, a incorporação de um modelo biodinâmico do motorista em um modelo veicular permite formular uma função multiobjetivo que considera as interações entre motorista, veículo e pista. Restrições necessárias são também incorporadas a função objetivo na forma de penalização.

### 2. SISTEMA MULTICORPO ACOPLADO

O sistema multicorpo acoplado, que representa o veículo, o assento e o motorista, é exibido na Fig. (1), baseado nos trabalhos de Abbas *et al.* (2013). Nesse sistema, os graus de liberdade do veículo são  $x_{wr}$ ,  $x_{wf}$ ,  $x_b$  e  $\theta$ ; os graus de liberdade do modelo biodinâmico do motorista, constituído por quatro massas conectadas por cinco conjuntos de molas e amortecedores, são  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $x_3$  e  $x_4$ ; e o grau de liberdade do assento é  $x_{se}$ .

As Tabelas (1) e (2) descrevem os parâmetros do sistema, bem como seus valores iniciais, baseados nos trabalhos de Bouazara (1997) e Abbas *et al.* (2010, 2013).

Tabela 1. Parâmetros do motorista e do assento

| Descrição                | Massa (kg)    | Amortecimento (N s/m)    | Rigidez (N/m)                   |
|--------------------------|---------------|--------------------------|---------------------------------|
| Cabeça e pescoço         | $m_1 = 4,17$  | $C_1 = 310$              | $K_1 = 166\ 990$                |
| Tronco superior e braços | $m_2 = 15,0$  | $C_2 = 200; C_3 = 909,1$ | $K_2 = 10\ 000; K_3 = 144\ 000$ |
| Tronco inferior          | $m_3 = 5,5$   | $C_4 = 330$              | $K_4 = 20\ 000$                 |
| Pélvis, coxas e pernas   | $m_4 = 36$    | $C_5 = 2475$             | $K_5 = 49\ 340$                 |
| Assento                  | $m_{se} = 35$ |                          |                                 |

Fonte: Abbas *et al.* (2013)

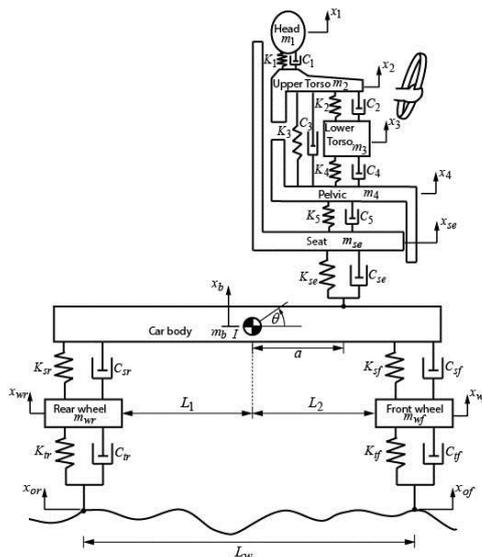


Figura 1. Diagrama do sistema multicorpo acoplado  
 Fonte: Adaptado de Abbas *et al.* (2013).

Tabela 2. Parâmetros do sistema multicorpo

| Parâmetro   | Unidade           | Símbolo          | Valor inicial |
|---|-------------------|------------------|---------------|
| Rigidez dos pneus dianteiro e traseiro            | N/m               | $K_{if}, K_{tr}$ | 175 500       |
| Rigidez das suspensões dianteira e traseira       | N/m               | $K_{sf}, K_{sr}$ | 15 000        |
| Rigidez do assento                                | N/m               | $K_{se}$         | 100 000       |
| Amortecimento das suspensões dianteira e traseira | N s/m             | $C_{sf}, C_{sr}$ | 1250          |
| Amortecimento dos pneus dianteiro e traseiro      | N s/m             | $C_{if}, C_{tr}$ | 0             |
| Amortecimento do assento                          | N s/m             | $C_{se}$         | 2500          |
| Distância entre o CG e o eixo dianteiro           | m                 | $L_2$            | 1,011         |
| Distância entre o CG e o eixo traseiro            | m                 | $L_1$            | 1,803         |
| Distância entre o CG e o assento                  | m                 | $a$              | 0,25          |
| Massas dos eixos dianteiro e traseiro             | kg                | $m_{wf}$         | 40            |
| Massa do eixo traseiro                            | kg                | $m_{wr}$         | 35,5          |
| Massa do assento                                  | kg                | $m_{se}$         | 75            |
| Massa suspensa                                    | kg                | $m_b$            | 730           |
| Momento de inércia de massa do veículo            | kg m <sup>2</sup> | $I$              | 130           |

Fonte: Bouazara (1997)

## 2.1. Equações dinâmicas

O equacionamento dinâmico do sistema completo (9-GDL) com base na Fig. (1). é descrito pela Eq. (1):

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{x}_1 &= -c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_1(x_1 - x_2) \\
 m_2 \ddot{x}_2 &= c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - k_2(x_2 - x_3) - c_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_4) - k_3(x_2 - x_4) \\
 m_3 \ddot{x}_3 &= c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + k_2(x_2 - x_3) - c_4(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) - k_4(x_3 - x_4) \\
 m_4 \ddot{x}_4 &= c_4(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + k_4(x_3 - x_4) + c_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_4) + k_3(x_2 - x_4) - c_5(\dot{x}_4 - \dot{x}_{se}) - k_5(x_4 - x_{se}) \\
 m_{se} \ddot{x}_{se} &= c_5(\dot{x}_4 - \dot{x}_{se}) - c_{se}(\dot{x}_{se} + a\dot{\theta} - \dot{x}_b) - k_{se}(x_{se} + a\theta - x_b) + k_5(x_4 - x_{se}) \\
 m_b \ddot{x}_b &= -(c_{sf} + c_{sr} + c_{se})\dot{x}_b + k_{sr}x_{wr} + k_{se}x_{se} - (c_{sf}L_2 - c_{sr}L_1 - c_{se}a)\dot{\theta} + c_{sf}\dot{x}_{wf} + c_{sr}\dot{x}_{wr} \\
 &\quad - (k_{sf} + k_{sr} + k_{se})x_b - (k_{sf}L_2 - k_{sr}L_1 - k_{se}a)\theta + c_{se}\dot{x}_{se} + k_{sf}x_{wf} \\
 I \ddot{\theta} &= -(c_{sf}L_2 - c_{sr}L_1 + c_{se}a)\dot{x}_b + k_{se}ax_{se} + c_{se}a\dot{x}_{se} - (c_{sf}L_2^2 + c_{sr}L_1^2 - c_{se}a^2)\dot{\theta} + c_{sf}L_2\dot{x}_{wf} \\
 &\quad - c_{sr}L_1\dot{x}_{wr} + k_{sf}L_2x_{wf} - (k_{sf}L_2 - k_{sr}L_2 + k_{se}a)x_b - k_{sr}L_1x_{wr} - (k_{sf}L_2^2 + k_{sr}L_1^2 + k_{se}a^2)\theta \\
 m_{wr} \ddot{x}_{wr} &= k_{sr}x_b - k_{sr}L_1\theta + k_{tr}x_{or} + c_{sr}\dot{x}_b + c_{tr}\dot{x}_{or} - c_{sr}L_1\dot{\theta} - (c_{sr} + c_{tr})\dot{x}_{wr} - (k_{sr} + k_{tr})x_{wr} \\
 m_{wf} \ddot{x}_{wf} &= c_{if}\dot{x}_{of} + c_{sf}x_b + k_{sf}x_b + k_{sf}x_b + k_{sf}L_2\theta + k_{if}x_{of} - (k_{sf} + k_{if})x_{wf} + c_{sf}L_2\dot{\theta} - (c_{sf} + c_{if})\dot{x}_{wf}
 \end{aligned} \tag{1}$$

Para determinar a resposta no domínio da frequência, utilizando a função densidade espectral de potência (*Power Spectral Density* ou *PSD*), a Transformada de Fourier deve ser aplicada nas equações anteriores e rearranjada na forma matricial, conforme as Eqs. (2) e (3), a seguir:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{K}_e \mathbf{x}_b(t) \quad (2)$$

$$\mathbf{S}_u(\omega) = \Phi \mathbf{H}_m(\omega) \Phi^T \mathbf{K}_e \mathbf{S}_{u_b}(\omega) \mathbf{K}_e^T \Phi \mathbf{H}_m^*(\omega) \Phi^T \quad (3)$$

onde  $\mathbf{K}_e$  é a matriz incidente de rigidez elástica dos pneus,  $\mathbf{x}_b(t)$  é o vetor de deslocamentos da base oriundo do perfil de pista,  $\mathbf{H}_m(\omega)$  é a função resposta em frequência e  $\mathbf{S}_u(\omega)$  é a PSD dos deslocamentos nos graus de liberdade do modelo. O desenvolvimento completo da formulação espectral pode ser visto em Drehmer (2012).

## 2.2. Perfil de Pista

O perfil de pista é expresso na Eq. (4). A densidade espectral das acelerações pode obtida relacionando a Eq. (3) com a Eq. (4), conforme Newland (1987) e Mendes e Oliveira (2008), o que resulta na Eq. (5). Finalmente, o valor *RMS* da aceleração vertical pode ser avaliado pela Eq. (6).

$$\mathbf{S}_{u_b}(\omega) = \frac{1}{4\pi v} G_0 \left( \frac{n}{n_0} \right)^{-w} \quad (4)$$

$$\int_{-\infty}^{\infty} \mathbf{S}_a(\omega) d\omega = \int_{-\infty}^{\infty} \omega^4 \mathbf{S}_u(\omega) d\omega \quad (5)$$

$$RMS(\ddot{x}) = \sqrt{\int_{-\infty}^{\infty} \mathbf{S}_a(\omega) d\omega} \quad (6)$$

onde  $\omega$  é a frequência do grau de liberdade do sistema, em rad/s,  $n_0$  é igual a 0,1 ciclos/m,  $w$  é 2,0,  $v$  é a velocidade do veículo de 40 m/s, e  $G_0$  é o perfil de irregularidades da pista classe G igual a 0,0655 m<sup>3</sup>/ciclo.

## 3. OTIMIZAÇÃO DOS PARÂMETROS DE SUSPENSÃO

A otimização dos parâmetros de suspensão do sistema foi realizada usando o algoritmo de otimização espiral (*Spiral Optimization Algorithm* ou *SOA*), proposto por Tamura e Yasuda (2010). Esse método faz a busca no espaço de solução inspirada no movimento em espiral que se aproxima de espirais logarítmicas da natureza, similares a redemoinhos, cascas de caramujos e galáxias. Detalhes sobre o método e seu respectivo pseudocódigo podem ser tomados em Tamura e Yasuda (2010).

Formula-se a função multiobjetivo, expressa pela Eq. (7), como a norma euclidiana do vetor. As restrições incluem os requerimentos de conforto,  $RMS(\ddot{x}_{se})$ , do curso de cada suspensão,  $ws$ , e da aderência à pista de cada pneu,  $rh$ , conforme disposto por Baumal *et al.* (1998). Os pesos utilizados são  $p_1 = 0,4$  e  $p_2 = 0,2$ .

$$\begin{aligned} &\text{Encontre vetor } \mathbf{x}_{opt} = [K_{sf} \quad K_{sr} \quad K_{se} \quad C_{sf} \quad C_{sr} \quad C_{se} \quad a]^T \\ &\text{para minimizar } f_{obj}(\mathbf{x}) = \|p_1 RMS(\ddot{x}_1) \quad p_2 RMS(\ddot{x}_{se}) \quad p_2 RMS(ws) \quad p_2 RMS(rh)\|_2 \\ &\text{sujeito à } \begin{cases} 10\,000 \text{ N/m} \leq K_{sf}, K_{sr} \leq 20\,000 \text{ N/m} \\ 50\,000 \text{ N/m} \leq K_{se} \leq 150\,000 \text{ N/m} \\ 500 \text{ N s/m} \leq C_{sf}, C_{sr} \leq 2000 \text{ N s/m} \\ 1000 \text{ N s/m} \leq C_{se} \leq 4000 \text{ N s/m} \\ ws \leq 0.127 \text{ m} \\ rh \leq 0,0508 \text{ m} \end{cases} \quad (7) \end{aligned}$$

## 4. ANÁLISE DE INTERVALO

A análise de intervalo é um método que utiliza incertezas nos parâmetros do sistema sob a forma de intervalos para avaliar a resposta obtida. Ela pode ser aplicada em problemas de otimização a fim de computar os limites inferior e

superior nos valores das funções avaliadas em diversos conjuntos. Möller e Beer (2004) apresentam o método de análise de intervalo por cortes em níveis alfa (cortes- $\alpha$ ), utilizado no presente trabalho. Esse método permite obter o intervalo de uma variável de projeto que corresponde a um intervalo da função objetivo avaliada. Isso permite identificar quando um dos limites daquela variável minimizou ou maximizou a função objetivo.

Os parâmetros com incertezas são todos aqueles relacionados ao modelo biodinâmico do motorista, a rigidez dos pneus e a PSD do perfil de pista. Esses parâmetros não são previstos em projeto, nem otimizados; por isso, é importante realizar a análise de intervalo para verificar a influência das incertezas dos parâmetros nos resultados otimizados obtidos anteriormente. Dessa forma, escolheram-se  $m_1$ ,  $k_1$  e  $c_1$  (parâmetros da cabeça do motorista),  $K_{jf}$  e  $K_{jr}$  (parâmetros dos pneus) com 10% de incerteza do valor inicial, para mais e para menos, e o valor de  $G_0$  com um intervalo de incerteza de  $[0,032768 \text{ m}^3/\text{ciclo}, 0,065536 \text{ m}^3/\text{ciclo}]$ , conforme os limites expostos na ISO-2631 (1997). A variável de saída da análise de intervalo é o  $RMS(\ddot{x}_1)$ .

## 5. RESULTADOS

Os resultados obtidos são exibidos na Tabela 3. Para fins comparativos, a otimização determinística por *Sequential Quadratic Programming (SQP)* foi também utilizada.

Tabela 3. Comparação dos resultados otimizados

| Parâmetros           | Não otimizado          | Otimizado por SQP      | Otimizado por SOA      |
|----------------------|------------------------|------------------------|------------------------|
| $RMS(\ddot{x}_1)$    | 3,345 m/s <sup>2</sup> | 1,904 m/s <sup>2</sup> | 1,815 m/s <sup>2</sup> |
| $RMS(\ddot{x}_{se})$ | 2,183 m/s <sup>2</sup> | 1,714 m/s <sup>2</sup> | 1,628 m/s <sup>2</sup> |
| $K_{sf}$             | 15 000 N/m             | 10 211 N/m             | 10 000 N/m             |
| $K_{sr}$             | 15 000 N/m             | 13 975 N/m             | 11 698 N/m             |
| $K_{se}$             | 100 000 N/m            | 50 000 N/m             | 50 000 N/m             |
| $C_{sf}$             | 1250 N s/m             | 500 N s/m              | 500 N s/m              |
| $C_{sr}$             | 1250 N s/m             | 1173 N s/m             | 1789 N s/m             |
| $C_{se}$             | 2500 N s/m             | 1416 N s/m             | 400 N s/m              |
| A                    | 0,25 m                 | 0,22 m                 | 0,20 m                 |

O parâmetro com incerteza de saída utilizado na análise de intervalo foi o valor *rms* da aceleração na cabeça do motorista. A análise realizada não violou as restrições da função objetivo, apresentando os valores mínimos e máximos do intervalo para qualquer nível- $\alpha$ .

A Tabela 4 descreve os intervalos dos parâmetros de entrada com incerteza com o respectivo intervalo da variável de saída  $z_1$  ao longo dos níveis-  $\alpha$ , discretizados em 0, 0,25, 0,50, 0,75 e 1,0, em que o nível- $\alpha$  de 1,0 corresponde ao valor médio do parâmetro, justamente o valor inicial escolhido para fazer a otimização por *SQP* ou *SOA*. A única exceção é  $G_0$ , pois a norma ISO-2631 (1997) orienta a média geométrica e não o valor médio.

Tabela 4. Intervalos obtidos para diferentes níveis-  $\alpha$

| Nível- $\alpha$ | $m_1$<br>[kg]  | $k_1$<br>[10 <sup>5</sup> N/m] | $c_1$<br>[N s/m] | $K_{jf}$<br>[10 <sup>5</sup> N/m] | $K_{jr}$<br>[10 <sup>5</sup> N/m] | $G_0$<br>[m <sup>3</sup> /ciclo] | $z_1$ [m/s <sup>2</sup> ] |
|-----------------|----------------|--------------------------------|------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|----------------------------------|---------------------------|
| 0               | [3,754, 4,299] | [1,641, 1,814]                 | [281,1, 319,4]   | [1,622, 1,919]                    | [1,593, 1,798]                    | [0,037, 0,063]                   | [2,40, 4,50]              |
| 0.25            | [3,858, 4,267] | [1,648, 1,778]                 | [288,3, 317,0]   | [1,656, 1,878]                    | [1,634, 1,787]                    | [0,040, 0,059]                   | [2,63, 4,21]              |
| 0.50            | [3,962, 4,234] | [1,656, 1,742]                 | [295,5, 314,7]   | [1,689, 1,837]                    | [1,674, 1,777]                    | [0,043, 0,056]                   | [2,86, 3,92]              |
| 0.75            | [4,066, 4,202] | [1,663, 1,706]                 | [302,8, 312,3]   | [1,722, 1,796]                    | [1,715, 1,766]                    | [0,046, 0,053]                   | [3,11, 3,63]              |
| 1.0             | 4,17           | 1,6699                         | 310,0            | 1,755                             | 1,755                             | 0,049                            | 3,345                     |

A análise de intervalo sugere que, para o nível- $\alpha$  de 0 com  $z_1 = [7,5, 14,0]$  m/s<sup>2</sup> correspondente a  $m_1 = [3,754, 4,299]$  kg,  $k_1 = [1,641, 1,814] \times 10^5$  N/m,  $c_1 = [281,1, 319,4]$  N s/m,  $K_{jf} = [1,622, 1,919] \times 10^5$  N/m,  $K_{jr} = [1,593, 1,798] \times 10^5$  N/m e  $G_0 = [0,037, 0,063]$  m<sup>3</sup>/ciclo, existe uma combinação entre esses parâmetros com incerteza que pode resultar em um valor de  $z_1$  muito maior  $[2,40, 4,50]$  m/s<sup>2</sup> do que aquele obtido na otimização de 1,904 m/s<sup>2</sup> (por *SQP*) ou de 1,815 m/s<sup>2</sup> (por *SOA*). Isso implica uma reavaliação no processo de otimização, inserindo  $K_{jf}$  e  $K_{jr}$  como variáveis de projeto e o intervalo dos parâmetros do motorista como novas restrições da função multiobjetivo.

## 6. CONCLUSÕES

Os parâmetros do modelo biodinâmico do motorista apresentam incertezas que alteram o resultado otimizado obtido em uma otimização prévia. A aceleração obtida no assento do veículo e na cabeça do motorista, quando há incertezas nos parâmetros escolhidos, alterou-se significativamente. Dessa forma, torna-se importante avaliar as incertezas nas

variáveis do sistema que não foram previstas em projeto, porque pequenas perturbações nelas podem gerar resultados que, outrora otimizados, não mais ótimos. A análise de intervalo mostrou ser uma ferramenta útil na visualização dos limites mínimos e máximos entre os parâmetros envolvidos no sistema para verificação.

## 7. REFERÊNCIAS

- Abbas, W., Abouelatta, O.B., El-Azab, M., Elsaïdy, M. e Megahed, A.A., 2010, “Optimization of Biodynamic Seated Human Models Using Genetic Algorithms”, *Engineering*, Vol. 2, pp. 710-719.
- Abbas, W., Emam, A., Badran, S., Shebl, M. e Abouelatta, O.B., 2013, “Optimal Seat and Suspension Design for a Half-Car with Driver Model Using Genetic Algorithm”, *Intelligent Control and Automation*, Vol. 4, pp. 199-205.
- Baumal, A.E., McPhee, J.J. e Calamai, P.H., 1998, “Application of Genetic Algorithms to the Design Optimization of an Active Vehicle Suspension System”, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 163, pp. 87-94.
- Boileau, P.E. e Rakheja, S., 1998, “Whole-Body Vertical Biodynamic Response Characteristics of the Seated Vehicle Driver: Measurement and Model Development”, *International Journal of Industrial Ergonomics*, Vol. 22, No. 6, pp. 449-472.
- Bouazara, M., 1997, “Étude et Analyse de la Suspension Active et Semi-Active des Véhicules Routiers”, Ph.D. Thèse, Université Laval, Canada.
- Bouazara, M., Richard, M.J. e Rakheja, S., 2006, “Safety and Comfort Analysis of a 3-D Vehicle Model with Optimal Non-Linear Active Seat Suspension”, *Journal of Terramechanics*, Vol. 43, No. 2, pp. 97-118.
- British Standards Institution, 1987, “BS-6841: Guide to Measurement and Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Mechanical Vibration and Repeated Shock”, Londres, Inglaterra.
- Drehmer, L.R.C., Casas, W.J.P. e Gomes, H.M., 2015, “Parameters Optimisation of a Vehicle Suspension System Using a Particle Swarm Optimisation Algorithm”, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 53 (I.3), pp. 137-165
- Gobbi, M., Levi, F. e Mastinu, G., 2006, “Multi-Objective Stochastic Optimisation of the Suspension System of Road Vehicles”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 298, pp. 1055-1072.
- International Organization for Standardization, 1997, “ISO-2631: Guide for Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration”, Genebra, Suíça.
- Mendes, P. e Oliveira, S., 2008, “Análise Dinâmica de Estruturas: Utilização Integrada de Modelos de Identificação Modal e Modelos de Elementos Finitos”, National Laboratory of Civil Engineering, Lisboa, Portugal, 163 p.
- Möller, B. e Beer, M., 2004, “Fuzzy Randomness: Uncertainty in Civil Engineering and Computational Mechanics”, Ed. Springer, Nova Iorque, Estados Unidos, 350 p.
- Newland, D. E., 1987, “An Introduction to Random Vibrations and Spectral Analysis”, Ed. Longman Scientific and Technical, Nova Iorque, Estados Unidos, 406 p.
- Palanichamy, M.S., Patil, M.K. e Ghista, D.N., 1978, “Minimization of the Vertical Vibrations Sustained by a Tractor Operator, by Provision of a Standard-Type Tractor Seat Suspension,” *Annals of Biomedical Engineering*, Vol. 6, pp. 138-153.
- Tamura, K. e Yasuda, K., 2010, “Primary Study of Spiral Dynamics Inspired Optimization”, *IEEJ Transactions on Electrical and Electronic Engineering*, Vol. 6 (S1), pp. 98-100.
- Wan, Y. e Schimmels, J.M., 1995, “A Simple Model that Captures the Essential Dynamics of a Seated Human Exposed to Whole Body Vibration,” *Advances in Bioengineering*, ASME, Vol. 31, pp. 333-334.

## 8. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a CAPES e FAPERGS pelo suporte financeiro.

## 9. ABSTRACT

**Abstract.** *The present paper aims to determine the lumped suspension parameters in a half-car model subjected to a random road profile to ensure comfort and safety to the driver. The driver’s biodynamic model has four degrees of freedom, and the vehicle model has five degrees of freedom, including the pitch movement, totaling nine degrees of freedom of the complete model in the frequency domain. A multi-objective function is formulated with three suspension design requirements (comfort, suspension working space and road holding) and compared between two methods of optimization (SQP and SOA). In order to study the uncertainty in system parameters, it is proposed an interval analysis of other variables that have not been optimized to verify the robustness of the results. Uncertainties in the parameters significantly altered the optimized results in the optimization stage.*

## 10. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.