

Área: Sustentabilidade | **Tema:** Produção, Cadeia de Suprimento e Logística Sustentável

**OTIMIZAÇÃO E ESTUDO DOS EFEITOS PREJUDICIAIS NO REBAIXAMENTO DAS SUSPENSÕES
DE VEÍCULOS DE DUAS RODAS**

**OPTIMIZATION AND STUDY OF THE HARMFUL EFFECTS IN SUSPENSION LOWERING ON TWO-
WHEEL VEHICLES**

Rômulo Eduardo Kaeiski e Luis Roberto Centeno Drehmer

RESUMO

Este trabalho visa à otimização, bem como o estudo comparativo, dos efeitos da redução da suspensão nos veículos de duas rodas. Algumas práticas comuns consistem em retirar os anéis da mola e rebaixar o sistema de suspensão nos veículos, e este trabalho tem como objetivo avaliar os efeitos nocivos à saúde humana quando esta prática é realizada em veículos de duas rodas (motocicletas). Destaca-se o projeto de uma bancada experimental que combina um sistema hidráulico com um sistema oscilante de suspensão dianteira da moto, o desenvolvimento do modelo de cinco graus de liberdade (5-DOF) que representa o caso avaliado, e a otimização heurística do sistema de suspensão que usa as alturas da mola para garantir conforto e segurança. A função objetivo formulada atende os requisitos de conforto e segurança na tentativa de minimizar o valor root mean square (RMS) da aceleração vertical no assento da motocicleta, segundo as orientações das normas BS 6841 (1987), ISO 2631 (1997) e ISO 8608 (2016). A fonte de excitação aplicada no sistema veicular provém da bancada de testes hidráulica. Os resultados ilustram que a otimização pode reduzir em 67,61% o valor RMS da aceleração vertical para o caso mais severo ensaiado e rebaixado experimentalmente.

Palavras-Chave: Rebaixamento de suspensões. Otimização por enxame de partículas. Modelo veicular de duas rodas. Dinâmica vertical. Conforto e segurança.

ABSTRACT

This work purposes the optimization as well as the comparative study of the effects of lowering suspension at two-wheel vehicles. Some common practices consist in to remove the rings of the spring and lowering the suspension system in vehicles, and this work aims to evaluate the harmful effects to human health when this practice is performed in two-wheel vehicles (motorbikes). Noteworthy is the design of an experimental workbench that combines a hydraulic system with an oscillating system of the motorbike's front suspension, the development of five degrees of freedom (5-DOF) model which represents the evaluated case and the heuristic optimization of the suspension system which uses the spring heights to ensure comfort and safety. The proposed objective function uses the comfort and safety requirements to minimize the root mean square (RMS) vertical acceleration in the motorcycle's seat, according to the guidelines from BS 6841 (1987), ISO 2631 (1997) e ISO 8608 (2016). The excitation applied to the vehicle system was given from the hydraulic actuator coupled on the experimental workbench. The results elucidated that the optimization process can be reduced by 67.61% the RMS vertical acceleration in the worst case, tested and lowered, experimentally.

Keywords: Suspension lowering. Particle swarm optimization. Two-wheel vehicle model. Vertical dynamics. Comfort and safety.

OTIMIZAÇÃO E ESTUDO DOS EFEITOS PREJUDICIAIS NO REBAIXAMENTO DAS SUSPENSÕES DE VEÍCULOS DE DUAS RODAS

1 INTRODUÇÃO

As modificações de projeto de suspensões relacionam-se, em grande parte, aos efeitos das alturas das molas em que os elos são cortados e, por conseguinte, o passo e o curso da suspensão são alterados ou comprometidos. Esta prática tem o nome conhecido de rebaixamento. A cultura do rebaixamento tem sido proliferada em veículos de quatro rodas, desde os veículos leves até os veículos pesados e de carga. A tendência é que esta prática recaia sobre os veículos de duas rodas. Nesse contexto, questiona-se qual seria o impacto causado por este tipo de modificação das características originais de projeto no quesito de conforto e segurança veicular e qual a necessidade de um estudo referente ao efeito do rebaixamento, levando em consideração também a saúde humana.

O Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN, 2014) permite realizar alterações e rebaixamento em suspensão para veículos até 3500 kg. No entanto, não está claro se a modificação está liberada ou não para veículos de duas e três rodas. Pressupondo que há liberdade para a modificação, fica o questionamento: até que ponto essas alterações nas alturas das suspensões podem ser prejudiciais? A problemática se desenvolve quando a prática de rebaixamento ocorre em veículos de duas rodas, mais leves, os quais possuem menor carga e massa e que, portanto, são susceptíveis aos efeitos vibracionais nocivos à saúde humana. Este trabalho em si não busca o entendimento pelo qual determinadas pessoas fazem as modificações por questões pessoais, sem ao menos sequer imaginar os riscos à saúde; porém, busca esclarecer que os projetos dos veículos são realizados para uso comum de acordo com as condições de pista e de segurança no tráfego.

O projeto de suspensões de motocicletas percorreu por diversas transformações, devido à transferência de tecnologia do mundo das competições, no qual se observam motocicletas e pilotos sujeitos às condições mais extremas. As suspensões inicialmente foram desenvolvidas para melhorar o conforto e garantir a segurança e, à medida que as motocicletas se tornaram mais potentes, os sistemas de suspensão ficaram ainda mais avançados, projetados de forma bastante específica para cada modelo de veículo, a fim de aprimorar o desempenho e o manuseio (YAMAHA, 2006).

A suspensão de motocicleta é semelhante à suspensão de um automóvel na sua finalidade. Os sistemas de suspensão têm uma dupla finalidade, melhorando a condução e frenagem do veículo em termos de segurança e reduzindo os efeitos do ruído da pista e das vibrações em termos de conforto para os passageiros. Suspensões de motocicletas são geralmente mais simples e compostas por um par de tubos de garfo para a suspensão dianteira e um braço oscilante único com um ou dois amortecedores para a suspensão traseira. A principal função da suspensão é apoiar a motocicleta acima de suas rodas e isolar o chassi e o condutor do movimento de subida e descida das rodas à medida que elas rolam sobre o perfil de pista. A taxa de uma mola é uma medida da quantidade de força necessária para comprimir a mola a uma determinada distância; quanto maior for essa a taxa, maior será a força necessária (CHAVAN *et al.*, 2013).

Este trabalho traz o estudo da dinâmica vertical de veículos de duas rodas em que avalia o comportamento da vibração transmitida em termos das acelerações, após serem aplicadas as excitações por meio de um sistema hidráulico que representa um possível perfil de pista. De posse dos dados obtidos experimentalmente, um modelo de cinco graus de liberdade (5-GDL), representando o que seria uma motocicleta real, analisa e descreve a resposta do sistema. Depois da análise, uma otimização heurística procura otimizar as cinco variáveis de projeto escolhidas (massa da suspensão dianteira,

amortecimento da suspensão dianteira, altura da mola da suspensão dianteira e posição do assento do motociclista) para a minimização da aceleração vertical no assento do motociclista, obtida pela raiz do valor quadrático médio ou valor eficaz (*root mean square* ou RMS), atendendo os requisitos de normas para conforto e segurança.

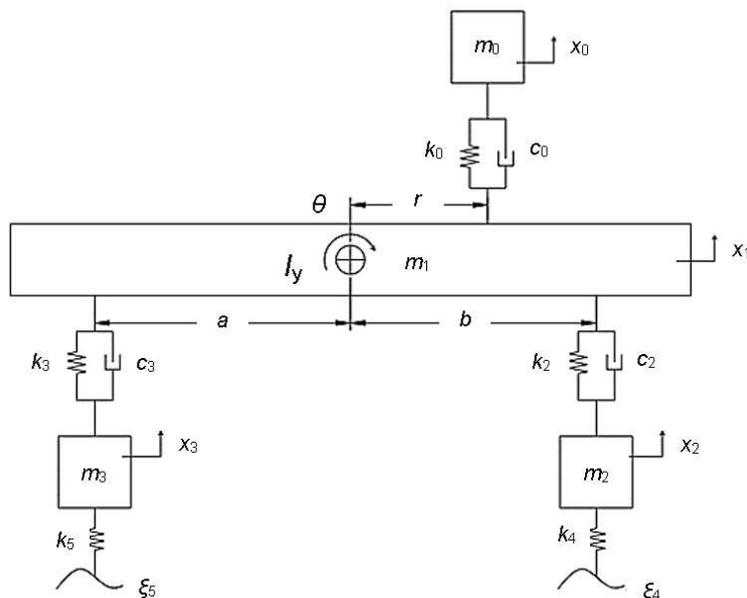
O objetivo geral consiste em determinar quais seriam as variáveis otimizadas de projeto de uma motocicleta que garantam conforto e segurança ao motociclista durante a dinâmica vertical. Esse objetivo geral se desdobra nos seguintes objetivos específicos:

- desenvolver um modelo analítico e numérico que represente o caso avaliado;
- desenvolver uma bancada de testes para o estudo comparativo;
- otimizar as variáveis de projeto da motocicleta em função da altura da mola da suspensão para garantir conforto e segurança, utilizando o algoritmo de enxame de partículas (*Particle Swarm Optimization* ou PSO);
- traçar um comparativo dos efeitos do rebaixamento antes e depois de realizar a otimização.

2 MODELO PROPOSTO

O modelo da motocicleta em dinâmica vertical possui 5-GDL, conforme exibido na Figura 1. Cada GDL do modelo veicular da motocicleta (x_0 , x_1 , θ , x_3 e x_4) refere-se, respectivamente, ao deslocamento vertical do assento e da motocicleta, dado em metros, ao deslocamento angular (arfagem) da motocicleta, em radianos, e ao deslocamento vertical da suspensão dianteira e traseira, dado em metros.

Figura 1 – Modelo da Motocicleta em Dinâmica Vertical



Fonte: Kaeiski (2018).

O modelo proposto é composto pelas massas do assento, m_0 , da motocicleta, m_1 , da suspensão dianteira, m_2 , e da suspensão traseira, m_3 , respectivamente, dadas em kg; pelas rigidezes do assento, k_0 , da suspensão dianteira, k_2 , e da suspensão traseira, k_3 , respectivamente, dadas em N/m; e pelos coeficientes de amortecimento do assento, c_0 , da suspensão dianteira, c_2 , e da suspensão traseira, c_3 , respectivamente, dados em N/s/m.

A distância do eixo dianteiro ao centro de gravidade (CG) da motocicleta é dada por a , e a distância do eixo traseiro, é dada por b , ambas medidas em metros. Logo, a distância entre eixos (*wheelbase*) é dada por $a + b$. A posição relativa do assento ao CG da motocicleta é dada por r , em metros. No caso geral, em motocicletas, o assento se localiza próximo e alinhado ao CG da motocicleta e, nesse caso, o valor de r tende a zero. As rigidezes dos pneus dianteiro e traseiro são dadas por k_4 e k_5 , respectivamente, em N/m.

A Tabela 1, disposta a seguir, descreve os valores das variáveis de projeto e dos dados de entrada para a análise e otimização numérica. Além disso, os valores nominais representam a configuração original da motocicleta avaliada, e os valores mínimos e máximos indicam os limites das variáveis de projeto.

Tabela 1 – Dados de Entrada da Simulação

Dado de entrada	Unid.	Valor mínimo	Valor nominal	Valor máximo
Massa do motociclista, m_d	kg		75,0	
Massa do assento e do motociclista, m_0	kg		110,0	
Massa da motocicleta, m_1	kg		95,0	
Massa da suspensão dianteira, m_2	kg	10,0	15,0	20,0
Massa da suspensão traseira, m_3	kg		20,0	
Rigidez do assento, k_0	N/m		50 000	
Rigidez da suspensão dianteira, k_2	N/m		30 000	
Rigidez da suspensão traseira, k_3	N/m		25 000	
Rigidez do pneu dianteiro, k_4	N/m		180 000	
Rigidez do pneu traseiro, k_5	N/m		180 000	
Amortecimento da suspensão dianteira, c_2	N s/n	1000	2500	3000
Amortecimento da suspensão traseira, c_3	N s/m		2000	
Momento de inércia de arfagem, I_y	kg m ²		1580	
Distância entre CG e o eixo dianteiro, a	m		0,860	
Distância entre CG e o eixo traseiro, b	m		0,550	
Distância entre eixos (<i>wheelbase</i>)	m		1,410	
Posição do assento, r_0	m	0,100	0,130	0,250
Aceleração da gravidade, g	m/s ²		9,81	
Velocidade longitudinal, v	m/s		16,67	
Defasagem entre eixos, t_{def}	s		0,0846	
Módulo de elasticidade da suspensão dianteira, E	GPa		210,0	
Módulo de cisalhamento da suspensão dianteira, G	GPa		75,8	
Altura da suspensão dianteira, h_2	m	0,350	0,450	0,850
Diâmetro do arame da mola da suspensão dianteira, d	m		0,003	
Diâmetro da base da mola da suspensão dianteira, D	m		0,017	
Diâmetro externo da barra da suspensão dianteira, d_{ebarra}	m		0,024	
Diâmetro externo da barra da suspensão dianteira, d_{ibarra}	m		0,021	
Tempo da análise, t	s	0		14,0
Nº de espiras mola suspensão dian., n_{esp}		55	75	135
Número de partículas, n_p			12	
Inércia das partículas, w_p			0,8	
Tolerância do PSO, tol_{PSO}			10^{-6}	
Número máximo de avaliações, i_{max}			1000	
Constante de convergência, κ			0,4	
Constante para evitar dispersão, X			0,8	
Parâmetro cognitivo da partícula, C_1			2,01	
Parâmetro cognitivo do enxame, C_2			2,01	

Fonte: os autores (2019).

A fonte de excitação utiliza as orientações da norma ISO-8608 (2016) para um perfil de Classe C, defasado entre a dianteira e traseira. O perfil de pista incide na forma de ζ_4 e ζ_5 , respectivamente, em metros. Este perfil é obtido pela excitação da unidade hidráulica da bancada de testes. As considerações e premissas adotadas neste modelo incluem:

- a) o sistema é linear, com elementos de rigidez e de amortecimento lineares, a pequenos deslocamentos, admitindo o princípio de superposição de efeitos;
- b) as acelerações verticais são diretamente proporcionais aos deslocamentos da base de excitação;
- c) as suspensões são independentes;
- d) o curso das suspensões e o descolamento dos pneus são tratados como uma restrição de otimização;
- e) os pneus estão em contato pontual na pista;
- f) a motocicleta trafega em linha reta, a velocidade longitudinal constante.

A consideração de os pneus estarem em contato pontual com a pista implica que as irregularidades do perfil com comprimentos de onda contidos na zona de contato não têm influência no processo. Assume-se que a área de contato é infinitesimal e capta a menor irregularidade possível dentro de um comprimento de onda (DREHMER, 2017).

2.1 EQUAÇÕES DO MOVIMENTO

As equações pertinentes ao modelo estudado, conforme a Figura 1, são as que se seguem:

$$m_0 \ddot{x}_0 + c_0 (\dot{x}_0 - (\dot{x}_1 - r \dot{\theta})) + k_0 (x_0 - (x_1 - r \theta)) = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c_0 ((\dot{x}_1 - r \dot{\theta}) - \dot{x}_0) + k_0 ((x_1 - r \theta) - x_0) \\ + c_2 ((\dot{x}_1 - b \dot{\theta}) - \dot{x}_2) + k_2 ((x_1 - b \theta) - x_2) \\ + c_3 ((\dot{x}_1 + a \dot{\theta}) - \dot{x}_2) + k_3 ((x_1 + a \theta) - x_3) = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2 (\dot{x}_2 - (\dot{x}_1 - b \dot{\theta})) + k_2 (x_2 - (x_1 - b \theta)) + k_4 (x_2 - \xi_4) = 0 \quad (3)$$

$$m_3 \ddot{x}_3 + c_3 (\dot{x}_3 - (\dot{x}_1 + a \dot{\theta})) + k_3 (x_3 - (x_1 + a \theta)) + k_5 (x_3 - \xi_5) = 0 \quad (4)$$

$$\begin{aligned} I_y \ddot{\theta} - r \left[c_0 ((\dot{x}_1 - r \dot{\theta}) - \dot{x}_0) + k_0 ((x_1 - r \theta) - x_0) \right] \\ - b \left[c_2 ((\dot{x}_1 - b \dot{\theta}) - \dot{x}_2) + k_2 ((x_1 - b \theta) - x_2) \right] \\ + a \left[c_3 ((\dot{x}_1 + a \dot{\theta}) - \dot{x}_2) + k_3 ((x_1 + a \theta) - x_3) \right] = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

onde x_0 , x_1 , x_2 e x_3 são os deslocamentos verticais do assento, da motocicleta, da suspensão dianteira e da suspensão traseira, respectivamente, em metros, e θ é o

deslocamento angular de arfagem da motocicleta, em radianos; \dot{x}_0 , \dot{x}_1 , \dot{x}_2 e \dot{x}_3 são as velocidades verticais do assento, da motocicleta, da suspensão dianteira e da suspensão traseira, respectivamente, em m/s, e $\dot{\theta}$ é a velocidade angular de arfagem da motocicleta, em radiano/s; por fim, \ddot{x}_0 , \ddot{x}_1 , \ddot{x}_2 e \ddot{x}_3 são as acelerações verticais do assento, da motocicleta, da suspensão dianteira e da suspensão traseira, respectivamente, em m/s², e $\ddot{\theta}$ é a aceleração angular de arfagem da motocicleta, em radiano/s².

A rigidez da mola da suspensão, segundo Juvinal e Marshek (2016), pode ser determinada pela equação do deslocamento de uma mola helicoidal, obtida através do método de Castigliano; logo,

$$\delta = \int_0^L \frac{T}{GJ} \left(\frac{\delta T}{\delta Q} \right) dx$$

$$\text{onde } \begin{cases} J = \frac{\pi d^4}{32} \\ G = \frac{E}{2(1+\nu)} \end{cases} \quad (6)$$

Nela, Q é a força aplicada, dada em N; J é momento polar de inércia da seção circular do arame da mola, dado em m⁴; G é o módulo de cisalhamento, dado em MPa; d é o diâmetro do fio da mola, dado em metros; D é o diâmetro da base da mola, dado em metros; T é o torque aplicado, em N m; e ν é o coeficiente de Poisson, adimensional. Assume-se que N é o número de espiras ativas da mola e integra-se de zero até $L = 2\pi N$, onde $dx = D/2 d\theta$; então,

$$\delta = \int_0^{2\pi N} \frac{F \left(\frac{D^2}{4} \right)}{G \left(\frac{\pi d^4}{32} \right)} \left(\frac{D}{2} \right) d\theta$$

$$= \frac{4 D^3 F}{\pi d^4 G} \int_0^{2\pi N} d\theta \quad (7)$$

$$= \frac{8 F D^3 N}{d^4 G}$$

A partir dos deslocamentos da mola (deflexão da mola), pode-se determinar a constante elástica da mola helicoidal, expressa por:

$$k_{mola} = \frac{d^4 G}{8 D^3 N} \quad (8)$$

onde d é o diâmetro do arame da mola, dado em metros; e D é o diâmetro da base da mola, também em metros.

Admite-se que a mola helicoidal está inserida em um tubo de aço telescópico, com diâmetro externo (d_{ebarra}) e diâmetro interno (d_{ibarra}), em metros; com módulo de

elasticidade E , em N/m^2 ; e com altura h , em metros. A partir do momento de inércia de área da barra tubular, I_{barra} , calculada em m^4 , a rigidez da barra de aço é dada por:

$$k_{barra} = \frac{3 E I_{barra}}{h^3} \quad (9)$$

onde $I_{barra} = \frac{\pi}{64} (d_{ebarra}^4 - d_{ibarra}^4)$

A suspensão dianteira da motocicleta é composta de duas barras telescópicas tubulares de aço, cada uma com uma mola helicoidal com passo variável, inserida no seu interior; geralmente, não há elementos viscosos, como gel e/ou fluidos, apenas o ar atuando como efeito de amortecimento. Então, a rigidez equivalente para as duas barras em paralelo é dada por:

$$\begin{aligned} k_{eq} &= 2 k_{barra} + 2 k_{mola} \\ &= 2 \left(\frac{3 E I_{barra}}{h^3} + \frac{d^4 G}{8 D^3 N} \right) \end{aligned} \quad (10)$$

Finalmente, o valor de k_{eq} obtido na Eq. (10) representa a rigidez da suspensão dianteira da motocicleta, o qual pode ser rebaixado e modificado. A partir da dedução das equações do movimento do sistema, o valor RMS da aceleração vertical transmitida pelo assento pode determinada tal que

$$\text{RMS}(\ddot{x}_0(t)) = \sqrt{\frac{1}{T_f - T_i} \int_{T_i}^{T_f} [\ddot{x}_0(t)]^2 dt} \quad (11)$$

onde T_f e T_i são os tempos finais e iniciais da análise dinâmica, em segundos, e $\ddot{x}_0(t)$ é a aceleração vertical do assento do motociclista, em m/s^2 . As equações são arranjadas em um sistema matricial e resolvidas numericamente pelo método de Newmark linear. Para melhor compreensão do método, ver Vieira (2004) e Rao (2008).

2.2 FUNÇÃO OBJETIVO PROPOSTA

A função objetivo proposta leva em consideração as variáveis de projeto (massa da suspensão m_2 , em kg, amortecimento da suspensão c_2 , em N s/m , distância entre o centro de gravidade da motocicleta e o assento do motociclista r_0 , em metros, e altura da suspensão h_2 , em metros), conforme as equações do modelo proposto, para minimizar o valor RMS da aceleração vertical transmitida pelo assento do motociclista, atendendo também os requisitos de conforto e segurança, orientados pelas normas BS 6841 (1987) e ISO 2631 (1997). O problema de otimização pode ser formulado, então, da seguinte forma:

Encontre o vetor de variáveis de projeto $\mathbf{x}_{opt} = [m_2 \quad c_2 \quad r_0 \quad h_2]^T$

$$\text{para minimizar } f_{obj} = \sqrt{\frac{1}{T_f - T_i} \int_{T_i}^{T_f} [\ddot{x}_0(t)]^2 dt}$$

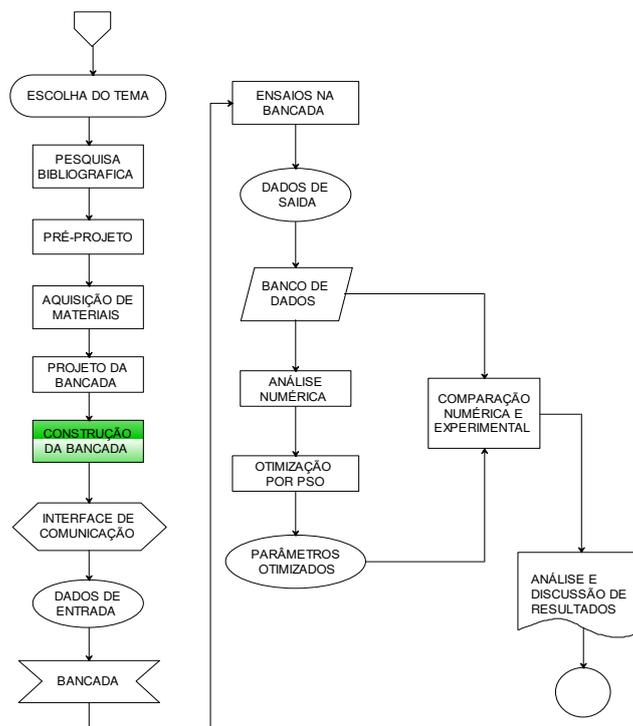
$$\text{sujeito à } \begin{cases} f_{obj} < 0,630 \text{ m/s}^2 \\ 10,0 \text{ kg} \leq m_2 \leq 20,0 \text{ kg} \\ 1000,0 \text{ N s/m} \leq c_2 \leq 3000,0 \text{ N s/m} \\ 0,10 \text{ m} \leq r_0 \leq 0,25 \text{ m} \\ 0,35 \text{ m} \leq h_2 \leq 0,85 \text{ m} \end{cases} \quad (12)$$

3 METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

A metodologia deste trabalho consiste em avaliar os efeitos da redução da mola de suspensão de uma motocicleta por meio da análise numérica em ambiente MATLAB e do ensaio experimental. A análise numérica baseia-se nas equações do movimento, as quais são expressas pelos GDL necessários para descrever o movimento do sistema em dinâmica vertical no domínio do tempo. Esse modelo é avaliado numericamente frente a uma excitação que representa o perfil de pista, obtido pela bancada de testes.

O fluxograma do desenvolvimento do trabalho pode ser observado na Figura 2, a seguir:

Figura 2 – Fluxograma do Trabalho



Fonte: Kaeiski (2018).

O ensaio experimental é realizado em uma bancada de testes com um sistema de aquisição de dados e um sistema hidráulico que permite aplicar forças verticais em um aparato com a mola. O caso mais severo de redução da altura da mola da suspensão é

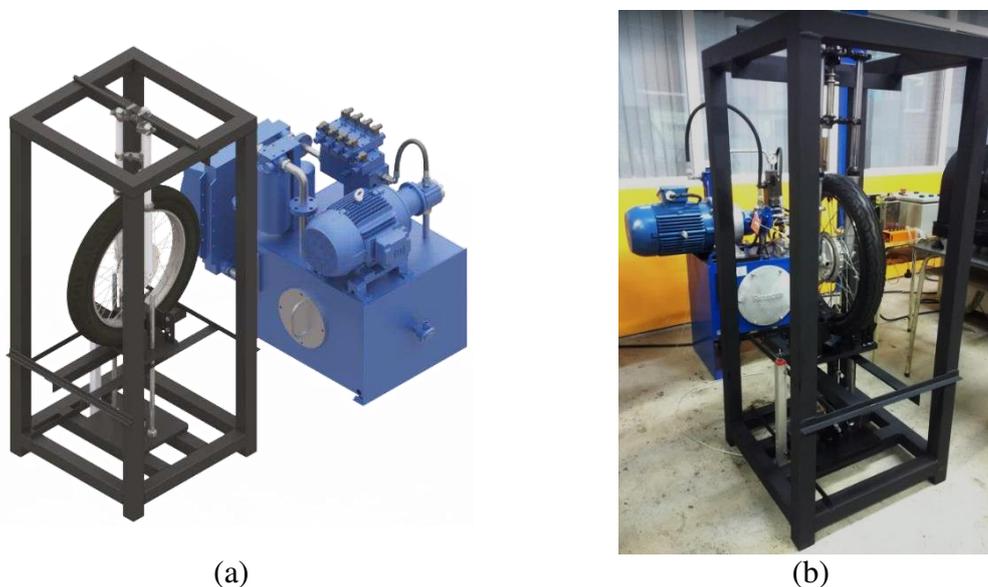
utilizado para alimentar o sistema numérico. A próxima etapa consiste na otimização heurística pelo algoritmo de enxame de partículas no mesmo modelo numérico com o objetivo de encontrar as variáveis de projeto ótimas, frente à função objetivo proposta (minimização do valor RMS da aceleração vertical transmitida ao motociclista).

Conforme o fluxograma apresentado, a escolha do tema, pesquisa bibliográfica e o pré-projeto contemplaram o polo epistemológico do trabalho. Os custos foram, então, estimados para a viabilidade do projeto da bancada, por meio da aquisição de materiais, incluindo barras e vigas para o suporte da bancada e a suspensão dianteira. Em seguida, a construção da bancada foi efetuada para se adequar à comunicação com a estrutura hidráulica e o consequente atuador hidráulico. Os dados foram inseridos no *software* do fabricante Bosch Rexroth, *Operator Interface for Digital Axis Controller* (ou BODAC), pelo qual foram transmitidos para a placa de controle que fará a movimentação e incidir no pneu. Posteriormente, os dados foram coletados e armazenados no banco de dados (*datasheet*) do acelerômetro e inseridos no modelo numérico em MATLAB para análise e otimização.

3.1 BANCADA HIDRÁULICA DE TESTES

A bancada hidráulica de testes foi projetada e desenvolvida na Universidade do Vale dos Sinos (UNISINOS) no ano de 2018, a qual está disponível para os alunos de engenharia mecânica avaliar as suspensões, desde motocicletas até automóveis. A visão completa da bancada hidráulica de testes, bem como seu respectivo detalhamento, pode ser obtida em Kaeiski (2018) e visualizada na Figura 3(a) e (b), a seguir:

Figura 3 – Bancada de Testes: (a) Projeto e (b) Definitiva

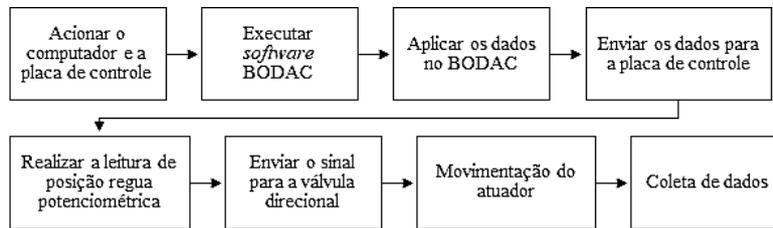


Fonte: Kaeiski (2018).

O acionamento da bancada é realizado através da interface de comunicação entre os valores imputados em um computador com a utilização do BODAC e do controlador do servo-válvula. Este controlador, com a leitura de posição da régua potenciométrica, envia o sinal para o solenoide da válvula direcional que, por sua vez, faz a abertura e o fechamento, conforme programado no BODAC. Com a abertura da válvula, o fluido hidráulico é transmitido para as direções de avanço e recuo do atuador, realizando então

o movimento oscilatório que representa o perfil de pista. A Figura 4, a seguir, representa esse fluxograma de acionamento:

Figura 4 – Fluxograma de Acionamento e Coleta de Dados



Fonte: os autores (2019).

3.2 OTIMIZAÇÃO POR ENXAME DE PARTÍCULAS

O algoritmo de enxame de partículas (ou nuvem de partículas) é uma heurística que não precisa de informações prévias referentes ao gradiente da função, simplificando a implementação numérica e evitando mínimos locais (GOLDBARG *et al.*, 2016). Essa técnica representa, na natureza, o cardume de peixes, o bando de pássaros e o enxame de insetos que procuram alimento, onde a componente cognitiva individual e a cognitiva do bando entram em conflito nessa busca. Para Das, Abraham e Konar (2008), o PSO é baseado em procura paralela por múltiplos agentes (ou partículas), os quais percorrem o espaço de soluções multidimensional.

O pseudocódigo do PSO tradicional pode ser observado no Quadro 1, a seguir:

Quadro 1 – Pseudocódigo do PSO

<p>Inicialização. Defina os dados de entrada do problema aleatoriamente: a posição e a velocidade inicial das partículas;</p> <p>Função objetivo. Defina os dados de saída do problema de otimização: a posição do ótimo global aproximada;</p> <p>Laço principal</p> <p>Início</p> <p>Enquanto os critérios de convergência não são atingidos faça</p> <p>Início</p> <p>Para $i = 1$ até o número de partículas n_p</p> <p>Avalie a função objetivo $f_{obj}(\mathbf{x}_i)$;</p> <p>Atualize $\vec{p}_i(t)$ e $\vec{g}_i(t)$;</p> <p>Determine o fator de contração usando</p> $\chi = \frac{2\kappa}{\left 2 - (C_1 - C_2) - \sqrt{(C_1 + C_2)^2 - 4(C_1 + C_2)}\right }$ <p>Atualize a velocidade da partícula usando</p> $v_{id}(t + 1) = \chi [\omega_p v_{id}(t) + C_1 \varphi_1 (p_{id}(t) - x_{id}(t)) + C_2 \varphi_2 (g_{id}(t) - x_{id}(t))]$ <p>Atualize a posição da partícula usando</p> $x_{id}(t + 1) = x_{id}(t) + v_{id}(t + 1)$ <p>Incremente $i = i + 1$</p> <p>Fim do Enquanto</p> <p>Fim do Laço principal</p>
--

Fonte: Das, Abraham e Konar (2008, adaptado).

O detalhamento do algoritmo e a convergência deste não fazem parte do escopo deste trabalho, os quais podem ser vistos em Kaeiski (2018), Goldberg *et al.* (2016), Drehmer (2012) e Gomes (2009). O aprimoramento do PSO também pode ser visto em Esmin (2005) e Van der Bergh (2001).

Os critérios de parada do PSO contemplam o coeficiente de variação (CV), a norma euclidiana entre os dois resultados mínimos consecutivos da função objetivo e o número máximo de iterações. Todos esses critérios de convergência são obtidos pelas Equações (13) a (15), a seguir:

$$CV = \frac{\sigma_{f_{obj}}}{\mu_{f_{obj}}} < 10^{-6} \quad (13)$$

$$\|f_{obj_{i+1}} - f_{obj_i}\| < 10^{-6} \quad (14)$$

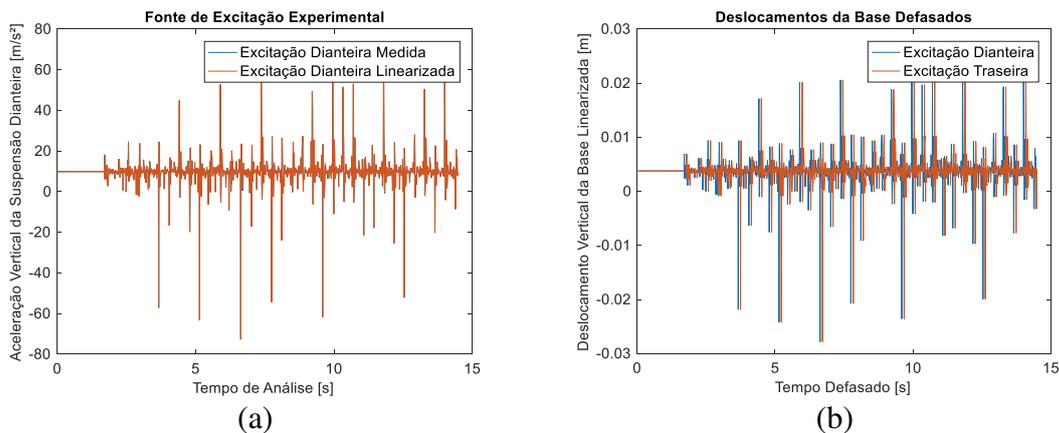
$$i_{max} \leq 1000 \quad (15)$$

4 RESULTADOS

Os resultados obtidos referem-se ao rebaixamento de 70 mm da mola, em que o curso da suspensão oscilou de zero a 65 mm, o caso mais severo de redução. O ensaio experimental utilizado para otimizar foi o ensaio rebaixado para o curso de suspensão de 65 mm. Esse ensaio resultou em uma aceleração vertical RMS de 1,64 m/s² antes de realizar a otimização; após a otimização, essa aceleração foi reduzida para 0,5312 m/s², com ganho de 67,61%.

A fonte de excitação do sistema é ilustrada na Figura 5, a seguir. O atuador da bancada hidráulica realizou o movimento oscilatório em contato com o pneu, e os dados da excitação foram medidos e linearizados na forma de acelerações. Com o algoritmo de geração de perfis de pista, incluído no modelo veicular numérico, os deslocamentos da base foram gerados e defasados. Estes deslocamentos da base representaram um perfil de pista (severo) que alimentou o modelo numérico para fins de otimização.

Figura 5 – Fonte de Excitação Experimental (a) e Deslocamentos da Base (b)



Fonte: os autores (2019).

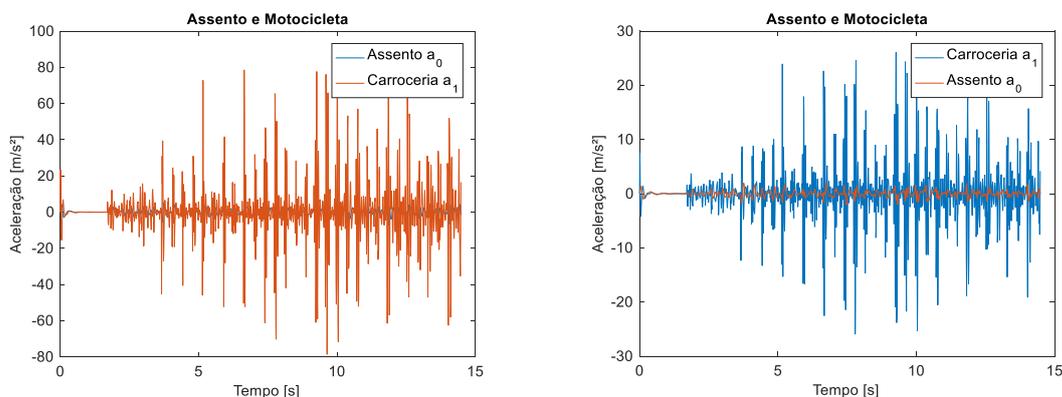
Para ilustrar os efeitos da otimização no modelo numérico, os gráficos a seguir referem-se aos resultados com as variáveis de projeto otimizadas ($m_2 = 10,0$ kg; $c_2 = 1018,4$ N s/m; $r_0 = 0,25$ m; e $h_2 = 0,35$ m). De um modo geral, essas variáveis de projeto

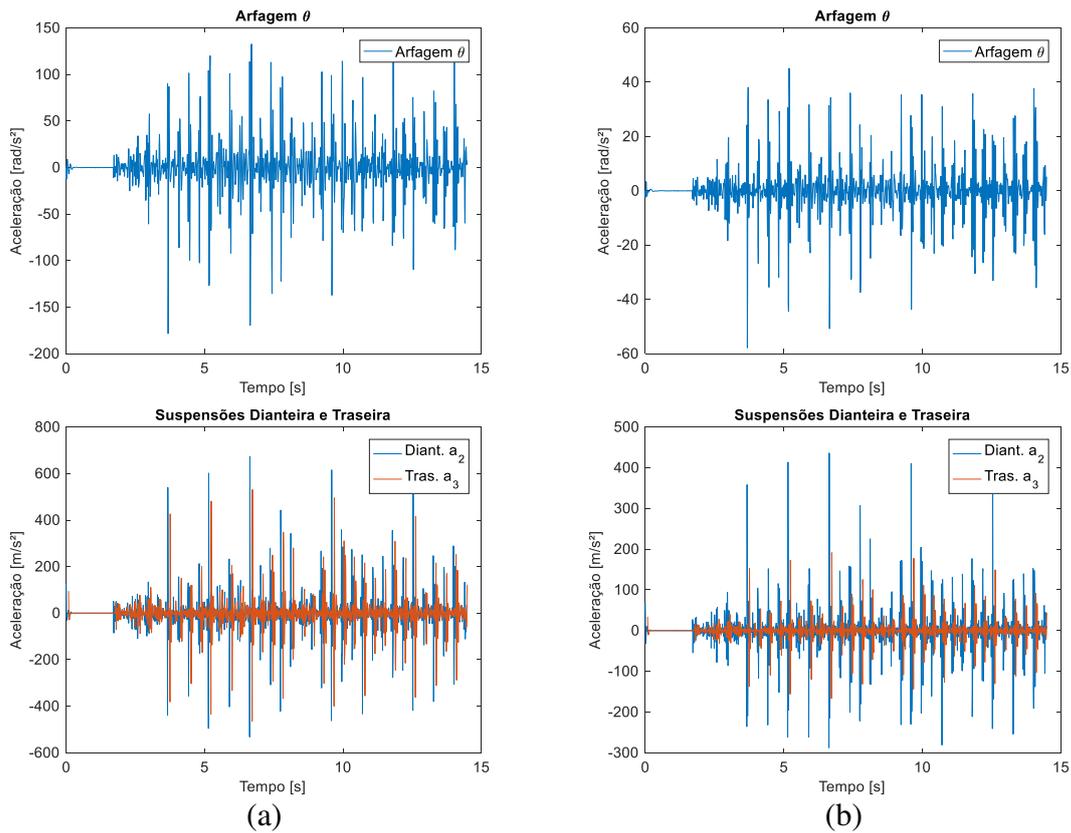
alteraram os gráficos gerados na análise preliminar, bem como reduziram valores RMS de outras saídas do sistema, não apenas o assento do motociclista.

As frequências naturais referentes ao rebaixamento, antes da otimização, foram 116,11; 101,53; 36,08; 12,47 e 21,98; todas elas em radianos/s, respectivamente, para os GDLs do assento, carroceria, arfagem, suspensão dianteira e suspensão traseira. Após a otimização, as frequências naturais obtidas foram 143,92; 101,53; 38,17; 12,90 e 22,05; também em radianos/s, respectivamente, para os mesmos GDLs. Em função da variação da altura da suspensão, admitindo o modelo de Juvinal e Marshek (2016), a frequência natural de cada GDL foi alterada, pois o rebaixamento modificou a rigidez equivalente da mola helicoidal e, portanto, modificou a frequência natural da suspensão dianteira rebaixada. Além disso, as variáveis de projeto otimizadas também alteraram valores de massa, o que acarretou diferenças nas frequências naturais antes e depois da otimização. Ainda assim, estas frequências naturais encontram-se dentro da faixa de valores obtidos por Sharp, Evangelou e Limebeer (2004).

Os gráficos da Figura 6, a seguir, ilustram os resultados obtidos, antes e depois da otimização, nas acelerações do assento e motocicleta, arfagem, suspensão dianteira e traseira, respectivamente. No assento, a aceleração foi minimizada, conforme solicitado pela função objetivo, atingindo o valor RMS de $0,5312 \text{ m/s}^2$, dentro da faixa de $0,315 \text{ m/s}^2$ a $0,630 \text{ m/s}^2$ da norma BS 6841 (1987); ou seja, o motociclista encontrou-se levemente confortável. No CG da carroceria, o valor RMS da aceleração vertical foi de $5,25 \text{ m/s}^2$, um resultado elevado. Se esse valor otimizado for comparado com a situação não otimizada, uma redução de 66,72% foi obtida, pois o valor RMS da aceleração não otimizada na carroceria era de $15,78 \text{ m/s}^2$. Mesmo assim, o valor otimizado ainda está na faixa de desconforto. Isso se deve ao fato de que a função objetivo não considerou a aceleração vertical da carroceria como a variável principal; porém, os efeitos dinâmicos do sistema, devido às variáveis de projeto otimizadas, fizeram com que as acelerações de todo o sistema reduzissem também. Na arfagem, o valor RMS da aceleração angular foi de $8,77 \text{ radianos/s}^2$. Já nas suspensões, dianteira e traseira, respectivamente, o valor RMS da aceleração vertical foi de $52,70 \text{ m/s}^2$ e $24,41 \text{ m/s}^2$. Essas acelerações resultantes foram elevadas, indicando que parte da energia do sistema foi direcionada como forças das suspensões para os pneus e, conseqüentemente, para a pista.

Figura 6 – Acelerações Antes da Otimização (a) e Depois da Otimização (b)

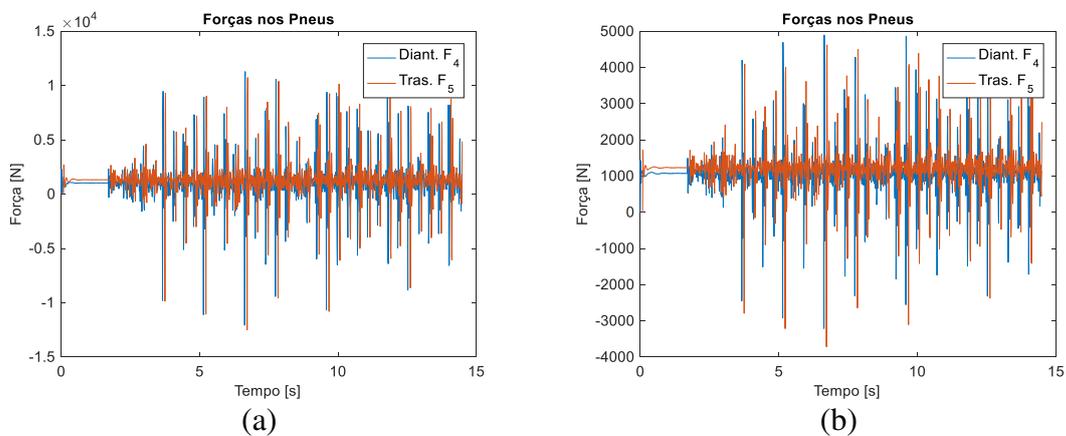




Fonte: os autores (2019).

A Figura 7 ilustra as forças atuantes dos pneus na pista. O valor RMS das forças verticais dos pneus dianteiro e traseiro, respectivamente, foi de 527,04 N e 488,16 N; na prática um terço do valor não otimizado, o que corrobora o fato de ser vantajoso realizar o processo de otimização. Portanto, as variáveis de projeto tomadas foram interessantes para modificar os valores de rigidez da suspensão dianteira e, com isso, minimizar não apenas as acelerações no assento, como também reduzirem as forças dos pneus.

Figura 7 – Forças Antes da Otimização (a) e Depois da Otimização (b)



Fonte: os autores (2019).

Em geral, por questões de balanço energético do sistema, as acelerações verticais observadas na carroceria e no assento, quando minimizadas, tendem a forçar o efeito sobre as suspensões e, por consequência, sobre a pista. Isso caracteriza uma otimização com objetivos conflitantes; entretanto, no caso ensaiado, essa tendência se manteve mais gradual e branda, permitindo também a redução da magnitude das forças dos pneus à pista concomitantemente a minimização da magnitude das acelerações no assento.

Os resultados obtidos e ilustrados sugerem estar satisfatórios no que diz respeito à otimização. As acelerações verticais foram minimizadas, e outras variáveis do sistema também foram reduzidas e melhoradas. Em termos de projeto, fazer o rebaixamento da suspensão pode ser interessante (o valor inicial foi de 0,45 m e o valor otimizado foi de 0,35 m), desde que seja avaliado posteriormente o efeito das acelerações, velocidades e deslocamentos do sistema. Os valores de aceleração foram importantes para avaliar a questão de saúde humana; os valores de velocidade, para identificar a estabilidade e o descolamento do pneu à pista; e os valores de deslocamento, para verificar se o curso da suspensão atingiu ou não os limites físicos do batente da suspensão. As forças, por fim, foram importantes para verificar o balanço energético do sistema.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O efeito do rebaixamento das suspensões é nocivo à saúde humana quando não há preocupação em corrigir esse efeito em outras variáveis de projeto. Em suma, quando se rebaixa, outras variáveis, como a posição do assento e a altura do guidão, devem ser repensadas a fim de garantir conforto e segurança ao motociclista. O algoritmo utilizado na simulação numérica sugere alturas das suspensões cada vez maiores; entretanto, para a fabricação das molas, mantendo a integridade estrutural do componente mecânico, tais alturas não são possíveis de se fabricar. A análise numérica permite avaliar números que não são possíveis na prática, porque há outros fatores envolvidos como a resistência do material, o índice de esbeltez, a conformabilidade e a usinabilidade, as quais impedem que a altura da mola seja infinitamente maior.

No que diz respeito às acelerações, notou-se que, na motocicleta, o efeito da arfagem é predominante. Também foi observado que a aceleração vertical no assento da motocicleta é muito menor do que na carroceria; isso se deve, provavelmente, ao fato de que a massa do assento levou em consideração também a massa do motociclista. Nesse sentido, conclui-se que o motociclista é uma parte importante no sistema vibracional que representa a motocicleta em movimento e que a localização do assento interfere nos resultados obtidos.

A força de retorno do sistema hidráulico é menor no retorno do que no avanço vertical da suspensão. Isto ocorreu porque a força de retorno, diferentemente do avanço, está sendo realizada pelo esforço hidráulico da área da coroa do atuador. Nos ensaios realizados na bancada experimental, se fosse utilizado tão somente a força de reação da suspensão para mover o atuador ao ponto de origem do movimento, não seria possível adquirir grandes velocidades nos ensaios realizados. Esta consideração foi pressuposta, porque o sistema não teria força suficiente para deslocar o fluido hidráulico que realiza o movimento do sistema para a fonte de excitação.

Em suma, pode-se rebaixar a suspensão do veículo; existe um ponto ótimo nisso. Entretanto, não é possível rebaixar a ponto de permitir que os impactos no curso da suspensão (*suspension strokes*) sejam perceptíveis em um ensaio experimental. Se os resultados numéricos indicaram que a suspensão pode ser rebaixada praticamente a um valor muito pequeno, a realidade experimental indicou que não é interessante rebaixar tanto sem compensar esse efeito em outras variáveis do sistema.

REFERÊNCIAS

BRITISH STANDARDS INSTITUTION. **BS 6841:1987**: guide to measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock. England, 1987.

CHAVAN, D. K.; MARGAJE, S. V.; CHINCHORKAR, P. A.; Suspension in Bikes Considering Preload, Damping Parameters and Employment of Mono Suspension in Recent Bikes; **International Journal of Engineering Trends and Technology**, Maharashtra, India, V. 4, I. 2, p. 212-218, 2013. Disponível em <<http://ijettjournal.org/archive/ijett-v4i2p227>>. Acesso em: 18 jul. 2019.

CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO (CONTRAN). **Resolução nº 479 de 20 de março de 2014**. Alterar o art. 6º da Resolução CONTRAN nº 292, de 09 de agosto de 2008, que dispõe sobre modificações de veículos previstas nos arts. 98 e 106 da Lei nº 9503, de 23 de setembro de 1997, que instituiu o Código de Trânsito Brasileiro. Disponível em: <<http://denatran.gov.br/download/lombadas.pdf>>. Acesso em: 18 jul. 2019.

DAS S., ABRAHAM A., KONAR A. Particle Swarm Optimization and Differential Evolution Algorithms: Technical Analysis, Applications and Hybridization Perspectives. In: Liu Y., Sun A., Loh H.T., Lu W.F., Lim EP. (eds) **Advances of Computational Intelligence in Industrial Systems. Studies in Computational Intelligence**, vol 116. Springer, Berlin, Heidelberg. 2008.

DREHMER, L. R. C. **Otimização Robusta Multiobjetivo por Análise de Intervalo Não Probabilística: Uma Aplicação em Conforto e Segurança Veicular sob Dinâmica Lateral e Vertical Acoplada**. 2017. 214 p. Tese de Doutorado – Departamento de Engenharia Mecânica, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.

ESMIN, Ahmed Ali Abdalla. **Estudo de aplicação do algoritmo de otimização por enxame de partícula na resolução de problemas de otimização ligados ao SEP**. 2005. 88 p, Tese de Doutorado – Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, Minas Gerais, abr.2005.

GOLDBARG, M. C.; LUNA, H. P. L.; GOLDBARG, E. G. **Otimização Combinatória e Meta-Heurísticas - Algoritmos e Aplicações**. 1ª ed. São Paulo: Elsevier, 2016.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 2631:1997**, Guide for evaluation of human exposure to whole-body vibration. Europe, 1997.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO-8608:2016**, Mechanical vibration – road surface profiles – reported of measured data. Europe, 2016.

KAEISKI, R. E. **Otimização de Parâmetros de Suspensão em Motocicletas para Conforto e Segurança: Um Estudo Comparativo dos Efeitos do Rebaixamento de Suspensão em Veículos de Duas Rodas**. 2018. 157 p. Trabalho de Conclusão de Curso –

Curso de Engenharia Mecânica, Universidade do Vale do Rio dos Sinos, São Leopoldo, 2018.

RAO, S. **Vibrações mecânicas**. 4^a ed. São Paulo: Prentice Pearson Hall, 2008.

SHARP, R. S.; EVANGELOU S.; LIMBEER D. J. N.; Advances in the Modelling of Motorcycle Dynamics. **Multibody System Dynamics**. Netherlands 12f: p.251–283, 2004.

VAN DER BERGH, F. **An analysis of particle swarm optimizers**. 2001. 283 f. Tese (Doutorado em Philosophiae Doctor) – Faculty of Natural and Agricultural Science University of Pretoria. Pretoria. 2001.

VIEIRA, L. C. L. M. **Estudo de algoritmos de integração elemento por elemento para análise dinâmica não linear de estruturas**. 2004. 101 p. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, Universidade Federal de Alagoras, Maceió, 2004.

YAMAHA. **Design cafe**. Motorcycle Workshop. Part 3: Suspension Principles. [S.l.], 2006. Disponível em: < <https://www.yamaha-motor.eu/designcafe/en/archive/archived-articles/index.aspx?view=article&id=442627>>. Acesso em: 18 jul. 2019.