

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

OTIMIZAÇÃO DE PARÂMETROS DE SUSPENSÃO VEICULAR COM ALGORÍTMO
HEURÍSTICO QPSO

por

Douglas Makoto Mizushima

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Julho de 2017.



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

*OTIMIZAÇÃO DE PARÂMETROS DE SUSPENSÃO VEICULAR COM ALGORÍTMO
HEURÍSTICO QPSO*

por

Douglas Makoto Mizushima

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof^a. Thamy Cristina Hayashi
Coordenadora do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Mecânica dos Sólidos**

Orientador: Prof. Herbert Martins Gomes

Comissão de Avaliação:

Prof. Edson Hikaro Aseka

Prof. Herbert Martins Gomes

Prof. Letícia Fleck Fadel Miguel

Porto Alegre, Julho de 2017.

À Yumi e Terumi.

MIZUSHIMA, D. M. **Otimização de parâmetros de suspensão veicular com algoritmo heurístico QPSO**. 2017. 15p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.

RESUMO

Dentre os estudos necessários para o projeto de veículos encontra-se o dimensionamento do sistema de suspensão. Este sistema é o responsável pela redução das vibrações ocasionadas pelas irregularidades da pista e transmitidas até os ocupantes do veículo. No caso de vibrações excessivas, estas podem trazer desconforto para os passageiros, reduzir o tempo de vida útil das partes e peças do veículo, por desgaste excessivo, além induzir danos à pista em que o veículo trafega. O presente trabalho tem como objetivo a otimização do sistema de suspensão de um ônibus modelado com treze graus de liberdade, simulando a sua dinâmica vertical e lateral, em resposta às irregularidades da pista e de manobra de dupla troca de faixa (DLC). É feito um estudo e implementação de um algoritmo metaheurístico de enxame de partículas com comportamento quântico (QPSO), indicado na literatura como bastante robusto, para a minimização dos efeitos de vibração nos passageiros do ônibus, melhorando o conforto. O algoritmo QPSO é testado em problemas benchmarks e comparado com outros algoritmos, para verificação da sua acurácia e robustez. A otimização do sistema de suspensão veicular é realizada tratando o problema de duas formas. A primeira abordagem é realizada com o problema na forma multiobjetiva através do NSGA-II, um algoritmo bastante difundido nesse tipo de análise, permitindo a obtenção do conjunto de possíveis soluções para o problema. A segunda abordagem, já com o QPSO, trata o problema na forma mono-objetiva através da soma ponderada das funções objetivas. Parâmetros utilizados na modelagem do veículo foram retirados de estudos e normas. Comparativos entre os algoritmos de otimização, os históricos de aceleração no tempo assim como dos valores RMS das acelerações resultantes são feitos entre os resultados obtidos. Ao final, são obtidos parâmetros da suspensão que reduzem a aceleração resultante do motorista e dos passageiros.

PALAVRAS-CHAVE: otimização por enxame de partículas com comportamento quântico, QPSO, suspensão veicular, dinâmica vertical veicular, dinâmica lateral veicular.

MIZUSHIMA, D. M. **Optimization of vehicular suspension parameters with QPSO heuristic algorithm.** 2017. 15p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.

ABSTRACT

Among the studies required for vehicle design is the sizing of the suspension system. This system is responsible for attenuating the vibrations caused by road irregularities and transmitted to the occupants of the vehicle. In the event of excessive vibration, these can cause discomfort to passengers, shorten the service life of the vehicle parts, excessive wear, and damage the road where the vehicle is traveling. The present work has the objective of optimizing the suspension system of a bus modelled with thirteen degrees of freedom, simulating its vertical and lateral dynamics, in response to the irregularities of the runway and double track change (DLC) manoeuvre. It is made a study and implementation of a metaheuristic particle swarm algorithm with quantum behaviour, reported in the literature as quite robust, to minimize the effects of vibration on the passengers of the bus, improving comfort. The QPSO algorithm is tested in benchmark problems and compared with other algorithms to verify its accuracy and robustness. The optimization of the vehicle suspension system is performed by treating the problem in two ways. The first approach is performed with the problem in multiobjective form through the NSGA-II, a rather widespread algorithm in this type of analysis that allows to obtain the set of possible solutions to the problem. The second approach, already with the QPSO, treats the problem in the mono-objective form through the weighted sum of the objective functions. Parameters used in vehicle modeling were taken from studies and standards. Comparisons between optimization algorithms, the acceleration time histories as well as the RMS values of the resulting accelerations are made between the obtained results. At the end, suspension parameters that reduce the resulting acceleration of the driver and the passengers are achieved.

KEYWORDS: quantum-behaved particle swarm optimization, QPSO, vehicular suspension, vertical vehicle dynamics, lateral vehicle dynamics.

ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS	1
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
4. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	2
4.1 Definições Básicas de Otimização	2
4.2 Algoritmo de Otimização por Enxame de Partículas com Comportamento Quântico, QPSO.....	3
4.3 Coeficiente de contração-expansão, α	3
4.4 Síntese do Algoritmo QPSO.....	4
4.5 Otimização Multiobjetivo por NSGA-II	5
5. Modelo e Análise Dinâmica do Veículo.....	5
5.1 Modelagem do Ônibus	5
5.2 Perfil da Pista e Excitação no Ônibus.....	7
5.3 Manobra de Dupla Troca de Faixa (DLC).....	7
5.4 Método de Newmark	8
6. MÉTODOS E RESULTADOS	8
6.1 Testes <i>benchmarks</i>	8
6.2 Otimização Multiobjetiva Aplicada ao Sistema de Suspensão do Ônibus.....	9
6.3 Otimização Mono-objetiva Aplicada ao Sistema de Suspensão do Ônibus	10
6.4 Resultados	10
7. CONCLUSÕES	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	14
APÊNDICE.....	16

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 4.1 - Pseudocódigo para o algoritmo QPSO (adaptado de Sun et al. 2012)	4
Figura 6.1 - Comparativo dos resultados após otimização	11
Figura 6.2 - Vibração no motorista (f1) e passageiro 1 (f2).....	12
Figura 6.3 - Vibração no motorista (f1) e passageiro 2 (f3).....	12
Figura 6.4 - Vibração no passageiro 1 (f2) e passageiro 2 (f3)	12
Figura 6.5 - Acelerações nos três eixos sobre motorista	13
Figura 6.6 - Acelerações nos três eixos sobre passageiro 1 (no meio do ônibus).....	13
Figura 6.7 - Acelerações nos três eixos do passageiro 2 (no fundo do ônibus)	13
Figura A.1 - Modelo de ônibus com 13 GDL para dinâmica vertical e lateral.	17
Figura A.2 - DLC modificado	18
Figura A.3 - Perfil da pista para cada pneu com pista classe C e velocidade 80km/h.....	18
Figura A.4 - Trajetória da pista e ângulo de esterçamento	19
Figura A.5 - Comparativo entre funções objetivas resultantes de cada algoritmo	19

LISTA DE TABELAS

	Pág.
Tabela 6.1- Parâmetros usados na otimização multiobjetivo	9
Tabela 6.2 - Resultados das otimizações	10
Tabela 6.3 - Variáveis de projeto para o melhor resultado obtido	11
Tabela A.1- Parâmetros geométricos do ônibus	16
Tabela A.2- Parâmetros de massa do ônibus	16
Tabela A.3- Parâmetros de rigidez e amortecimento	16
Tabela A.4 - Testes <i>benchmarks</i> de QPSO, PSO e SQP	17

1. INTRODUÇÃO

Entende-se por otimização a busca pela ótima solução de um problema, significando geralmente a maximização ou minimização de um objetivo, a partir da escolha racional de parâmetros que o definem. Portanto, o uso da otimização na engenharia é indispensável, sendo aplicada, por exemplo, na busca pelo menor custo do projeto ou gasto de material, na maximização da segurança e confiabilidade de um sistema, entre outros. Na sua complexidade, a solução é geralmente buscada através de procedimento numérico, técnica que será utilizada no presente trabalho.

Estudos acerca de sistemas de suspensão veicular a fim de melhorar o desempenho de veículos, maximizando conforto dos passageiros, são de grande interesse no ramo automobilístico e, portanto, motiva o trabalho no intuito de ampliar o conhecimento na área. Para tanto, métodos numéricos de otimização são importantes ferramentas que possibilitam analisar o sistema de suspensão veicular sujeito a respostas dinâmicas provenientes de manobras e condições irregulares da pista.

2. OBJETIVOS

O objetivo do trabalho é determinar os parâmetros ótimos de rigidez e amortecimento do sistema de suspensão de um ônibus que minimizem a vibração transmitida aos usuários, através da otimização por enxame de partículas com comportamento quântico (QPSO).

A vibração proveniente do perfil irregular da pista, definido pela norma ISO 8608 (1995), e pela manobra de dupla troca de faixa, seguindo a norma ISO 3888 (1997), é avaliada conforme a norma ISO 2631-1 (1997) para verificação das condições de conforto.

O modelo de ônibus baseia-se no estudo de Sekulic *et al.* (2013) com acréscimo de três GDL para dinâmica lateral em resposta a manobra da dupla troca de faixa, representando, portanto, um modelo de treze graus de liberdade. As equações de movimento no domínio do tempo são resolvidas numericamente pelo método de integração de Newmark (1959).

Toda parte computacional foi implementada e analisada no software MATLAB (2000).

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Drehmer (2012) fez uma análise de otimização de parâmetros concentrados de suspensão para conforto e segurança veicular ao minimizar a aceleração vertical RMS transmitida ao motorista. Propôs o estudo acerca dos modelos de dois e quatro graus de liberdade e avaliou-os utilizando o algoritmo heurístico de enxame de partículas. Obteve redução na aceleração vertical RMS transmitida ao motorista e ainda identificou as variáveis de maior influência.

Fossati (2017) realizou um estudo de otimização de parâmetros concentrados de suspensão para um modelo de veículo completo sujeito a irregularidades do pavimento, utilizando o algoritmo NSGA-II para otimização multiobjetiva nos domínios do tempo e da frequência. O valor RMS ponderado da aceleração vertical do assento do motorista, o valor RMS da média do fator de amplificação dinâmica das quatro rodas do modelo e o máximo deslocamento relativo entre cada roda e a carroceria foram as funções objetivas adotadas. Resultados obtidos demonstraram a similaridade entre as fronteiras de Pareto obtidas nas análises nos domínios do tempo e da frequência.

Em Pavan (2015) é feito um estudo de otimização no comportamento dinâmico lateral e vertical de um ônibus modelado como sistema multicorpo. O método utilizado consistiu na elaboração e validação do modelo multicorpo de um ônibus que realizava a manobra DLC, adaptada de normas apropriadas. A otimização por algoritmos genéticos foi realizada tendo como objetivo a composição penalizada do valor RMS do ângulo de rolagem da manobra lateral e de parâmetros de conforto. Resultados mostraram a validação dos testes computacionais através de testes experimentais e, ainda, a diminuição da função objetivo.

De acordo com Sun *et al.* (2012), QPSO oferece bons desempenhos na resolução de uma ampla gama de problemas de otimização contínua e muitas estratégias têm sido propostas

para melhorar o algoritmo. É visto que por se tratar de um algoritmo de fácil implementação e com poucos parâmetros de ajuste, seu uso vem crescendo. Diferentes aplicações são avaliadas, mostrando que o QPSO é adaptável aos diversos problemas, gerando resultados bons e robustos, se comparados ao PSO clássico e algumas de suas variantes.

Referente aos limites considerados aceitáveis para vibração quanto à saúde e ao conforto, a norma ISO 2631-1 (1997) é considerada um referencial e indica valores limites de exposição a vibrações transmitidas ao corpo humano em transporte público, com frequência na faixa 0,5 a 80Hz. Limites acima de 0,315 m/s² são indicados como pouco desconfortáveis e acima de 2 m/s², extremamente desconfortável.

Para simular perfis de irregularidade em pistas e estradas, a norma ISO 8608 (1995) é utilizada em diversas referências. Esta norma especifica um método para representar diferentes perfis de pista através das densidades espectrais de potência da pista, medidas experimentalmente, para uma ou múltiplas faixas. É aplicável a estradas, ruas e rodovias.

Em Sekulic *et al.* (2013) é analisado os efeitos de vibração no conforto dos usuários de um ônibus intermunicipal, seguindo os critérios dados pela norma ISO 2631-1 (1997) para conforto em transportes públicos. Através de simulações no MATLAB (2000), através da simulação da dinâmica vertical apenas, avaliou-se o conforto do motorista, dos passageiros no meio e na parte traseira do ônibus, bem como o tempo de exposição que reduz o conforto. O estudo propôs um modelo com dez graus de liberdade com excitação gerada pelo método da densidade espectral de energia (PSD) da pista. Mostrou-se que o tempo permitido de exposição à vibração diminui conforme aumenta a rigidez no assento do motorista.

Gomes (2009) e Gomes (2016) apresentam uma alternativa para otimização multiobjetivo de um veículo com 2 GDL no domínio da frequência que diminui substancialmente o tempo necessário para as análises, minimizando efeitos da aleatoriedade presentes nas gerações de perfis de estrada. As PSD dos perfis de estrada são incluídas na formulação sem a necessidade de simulação e geração no domínio do tempo. Minimização da aceleração e das forças dinâmicas nos pneus são funções multiobjetivo conflitantes e são analisadas. Ao final chega-se à conclusão que em diversas situações os limites de rigidez e amortecimento ótimos são aqueles próximos ou definidos pelos limites das variáveis de projeto (mínima rigidez e máximo amortecimento no caso de função objetivo para conforto). Infelizmente para excitações do tipo transiente ou comportamentos não lineares, a análise no domínio do tempo ainda é a solução viável.

Havelka e Musil, (2014) apresentam em seu artigo a otimização multiobjetivo de suspensão veicular frente a vários perfis de pista da norma ISO com o veículo trafegando sobre diversas velocidades. Seu modelo é apenas para dinâmica vertical, com 1/2 veículo, entretanto assume restrições de curso da suspensão, não descolamento do pneu e com funções objetivo como conforto e forças dinâmicas nos pneus. A otimização é realizada com uma função compromisso que transforma o problema multiobjetivo em mono-objetivo.

4. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

4.1 Definições Básicas de Otimização

Otimização é definida como o processo de busca dos pontos ótimos que minimizem ou maximizem a função objetivo. Para n variáveis, a minimização pode ser especificada conforme a seguinte definição matemática:

$$\begin{aligned} &\text{Minimize} && f_i(x), && (i = 1, 2, \dots, L) \\ &\text{Sujeito a} && \phi_j(x) = 0 && (j = 1, 2, \dots, J) \\ &&& \varphi_k(x) \leq 0 && (k = 1, 2, \dots, K) \\ &\text{Tal que} && x \in [x_{\min}; x_{\max}] \end{aligned} \quad (1)$$

onde $f_i(x)$ são as L funções objetivos a serem otimizadas, $\phi_j(x)$ são as J funções de restrição de igualdade, $\varphi_k(x)$ são as K funções de restrição de desigualdade e $x = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T$ é o

vetor das n variáveis de projeto, sendo os limites inferiores e superiores definidos por $x_{\min} = (x_{\min,1}, x_{\min,2}, \dots, x_{\min,n})^T$ e $x_{\max} = (x_{\max,1}, x_{\max,2}, \dots, x_{\max,n})^T$, respectivamente.

Em se tratando de múltiplas funções objetivas ($L > 1$) tem-se um problema de otimização multiobjetivo. Nesse caso, pode-se ou não obter uma solução que minimize todas as funções objetivo simultaneamente, pois muitas vezes têm-se objetivos conflitantes entre si. Assim, as variáveis de projeto podem ao mesmo tempo tornar ótimo um objetivo em detrimento de outro. Nesse sentido, é possível obter uma gama de soluções ótimas que constituem a chamada Fronteira de Pareto, que permite uma análise ampla do problema. Uma abordagem básica para o problema multiobjetivo consiste na junção ponderada das funções objetivas com prioridade definida pelo avaliador (especialista), tornando-se assim, um problema mono-objetivo.

4.2 Algoritmo de Otimização por Enxame de Partículas com Comportamento Quântico, QPSO.

O algoritmo de otimização por enxame de partículas (PSO) é um algoritmo baseado em população com inspiração na inteligência coletiva de peixes e pássaros. Partículas do enxame espalham-se no espaço de busca com uma velocidade associada, a partir de um ponto inicial aleatório e cooperam entre si, comunicando sua experiência às outras. Desde seu desenvolvimento por Kennedy e Eberhart em 1995 *apud* Sun *et al.* (2012), o algoritmo tem sido aplicado em quase todo tipo de problema de otimização e surgiram muitas variantes do PSO.

QPSO é uma importante variação do PSO motivada pela mecânica quântica e análise da trajetória de PSO, em que o estado de cada partícula pode ser descrita por uma função de onda $\Psi(x)$. A probabilidade de se encontrar a partícula em determinada posição pode ser descrita pela função densidade de probabilidade, $Q(x)$.

$$\Psi(x) = \frac{1}{\sqrt{L}} e^{\frac{-|p-x|}{L}} \quad (2)$$

$$Q(x) = |\Psi(x)|^2 = \frac{1}{L} e^{\frac{-2|p-x|}{L}} \quad (3)$$

Dada distribuição da função de probabilidade, utilizando o método de simulação estocástico de Monte Carlo, a posição da partícula pode ser obtida pela equação estocástica:

$$x = p + \frac{L}{2} \ln(1/u), \quad u \sim U(0,1) \quad (4)$$

onde p é uma variável randômica expressa pela Equação (5). O parâmetro L caracteriza a criatividade ou imaginação da partícula, descrita pela Equação (6).

$$p = \varphi P + (1 - \varphi)G, \quad \varphi \sim U(0,1) \quad (5)$$

$$L = 2\alpha|x - mbest| \quad (6)$$

onde P e G representam a melhor experiência da partícula e do enxame, respectivamente. O parâmetro α é conhecido como coeficiente de expansão e contração. O $mbest$ é a média da melhor posição de cada partícula do enxame de N_p indivíduos e pode ser expressa como:

$$mbest = \frac{1}{N_p} \sum_{i=1}^{N_p} P_i \quad (7)$$

4.3 Coeficiente de contração-expansão, α

O parâmetro mais importante de QPSO é o coeficiente de contração e expansão α , que é fundamental para dinâmica das partículas e convergência do algoritmo. Inúmeras pesquisas concentram-se em buscar a melhor estratégia para seleção desse coeficiente. Sun *et al.* (2012) sugere que a partícula converge quando $\alpha < 1.78$ e diverge com $\alpha > 1.8$. Há dois métodos simples

para selecionar tal parâmetro. O primeiro, fixando um valor em α e o segundo, diminuindo seu valor linearmente conforme as iterações.

$$\alpha_n = \frac{(\alpha_{final} - \alpha_{inicial}) \cdot n}{n_{iter}} + \alpha_{inicial} \quad (8)$$

onde α_n é o coeficiente na iteração n , decrescendo linearmente de um valor inicial $\alpha_{inicial}$, atingindo um valor final α_{final} ao completar todas as iterações n_{iter} . A expressão de atualização da posição fica, portanto:

$$x_{i,n+1}^j = p_{i,n}^j \pm \alpha |mbest_n^j - x_{i,n}^j| \ln(1/u_{i,n+1}^j), \quad u \sim U(0,1) \quad (9)$$

Que representa a nova posição da partícula i , na dimensão j na n -ésima iteração. Diferente do PSO que atualiza a velocidade das partículas para a definição da próxima posição, o QPSO expressa diretamente a posição posterior conforme a experiência do enxame.

4.4 Síntese do Algoritmo QPSO

O algoritmo QPSO inicializa com uma população aleatória considerada a melhor posição atual. A cada iteração, a melhor posição média do enxame é calculada e a posição atual de cada partícula é atualizada de acordo com a Equação (9). Após cada partícula atualizar sua posição atual, seu valor de aptidão é avaliado juntamente com uma atualização das melhores posições pessoal e global atuais. As iterações continuam até algum critério de parada ser atendido. O pseudocódigo do algoritmo é descrito na Figura 4.1 abaixo.

```

Dimensão  $j$ , partícula  $i$ , iteração  $n$ .
Definição dos limites superior e inferior.
População inicial aleatória  $x_{i,0}^j$  com  $N_P$  partículas.
Posição inicial: melhor de cada partícula,  $P_{i,0}^j = x_{i,0}^j$  e melhor do enxame,  $G_0$ .
Enquanto (critérios de parada falsos)
  n=n+1
  Calcula  $mbest_n^j$  pela Equação (7).
  Calcula parâmetro  $\alpha$  pela Equação (8) ou valor fixo.
  Para  $i = 1$  até  $N_P$ 
    Para  $j = 1$  até  $N_{VAR}$ 
       $\varphi_{i,n}^j = rand(0,1)$ ;
       $p_{i,n}^j = \varphi_{i,n}^j P_{i,n}^j + (1 - \varphi_{i,n}^j) G_n^j$ ;
       $u_{i,n}^j = rand(0,1)$ ;
      Se  $rand(0,1) < 0,5$  faça:
         $x_{i,n+1}^j = p_{i,n}^j + \alpha |mbest_n^j - x_{i,n}^j| \ln(1/u_{i,n+1}^j)$ ;
      Senão, faça:
         $x_{i,n+1}^j = p_{i,n}^j - \alpha |mbest_n^j - x_{i,n}^j| \ln(1/u_{i,n+1}^j)$ ;
      Finaliza em  $j$  variáveis;
    Calcula aptidão das novas partículas e compara com a anterior;
    Atualiza pontos  $P_{i,n}$  e  $G_n$ ;
  Finaliza em  $i$  partículas
Finaliza algoritmo se critérios de parada são verdadeiros ( $n$  até  $n_{iter}$ , tolerância, dispersão, etc.).

```

Figura 4.1 - Pseudocódigo para o algoritmo QPSO (adaptado de Sun et al. 2012)

Como indicado por Sun *et al.* (2012), o QPSO pode ser usado para superar deficiências do PSO original pelo fato de se basear no princípio de superposição de estados, possuindo mais estados que o modelo clássico, possibilitando que a partícula apareça em qualquer posição seguindo certa distribuição de probabilidade, não possuindo uma trajetória definida, como no PSO. Além disso, em PSO, as partículas devem estar ligadas para garantir a coletividade do

enxame e isso proporciona restrições às partículas assegurando que elas estejam numa zona finita. Já em QPSO, uma partícula do enxame pode aparecer em qualquer posição em todo o espaço de pesquisa viável com certa probabilidade, mesmo em uma posição longe da melhor posição global, permitindo uma maior procura no espaço de busca. Outro fator descrito é que em QPSO, o enxame não pode se reunir em torno da melhor posição global sem esperar as defasadas, influenciando a distribuição de partículas na próxima iteração, isto é, a melhor posição média desloca-se para as partículas defasadas, afetando a taxa de convergência, porém tornando a capacidade de busca global mais forte do que o PSO canônico.

4.5 Otimização Multiobjetivo por NSGA-II

A origem da otimização multiobjetivo é atribuída a Vilfredo Pareto (Arora, 2004). A otimização multiobjetivo (multicritério ou vetorial) é aquela que trabalha as relações do tipo custo-benefício entre os objetivos conflitantes e as soluções satisfatórias do problema. Ela enfoca o problema de uma forma mais suave, oferecendo mais liberdade para a tomada de decisões de projeto. É dito que uma solução x_1 é considerada como um conjunto ótimo de Pareto se, e somente se, não exista outra solução x_2 capaz de cumprir duas condições de dominância. Dominância é o conceito em que, sendo duas soluções viáveis, x_1 e x_2 , de um problema de otimização com nf objetivos conflitantes, uma solução x_1 é considerada fortemente não dominada por uma solução x_2 se, e somente se, atender:

$$\begin{aligned} \forall i \in (1, \dots, nf) : f_i(\mathbf{x}_1) &\leq f_i(\mathbf{x}_2) \\ \exists i \in (1, \dots, nf) : f_i(\mathbf{x}_1) &< f_i(\mathbf{x}_2) \end{aligned} \quad (10)$$

Essas duas condições de dominância podem ser interpretadas da seguinte forma: uma solução é considerada um conjunto ótimo de Pareto se não existir outra solução viável capaz de melhorar todos os objetivos conflitantes simultaneamente. A maior vantagem da técnica de geração da fronteira de Pareto é alcançar regiões não convexas inalcançáveis pelos métodos ponderados de transformação de múltiplos objetivos a mono-objetivos. O algoritmo *Non-dominated Sorting Genetic Algorithm* (NSGA-II) desenvolvido por Deb *et al.* (2002) é um conhecido otimizador aprimorado a partir de algoritmos como o MOGA (*Multi-objective Optimization using Genetic Algorithm*) e do MOEA (*Multi-objective Evolutionary Algorithm*). Ele ordena as soluções não dominadas, utilizando contadores para os indivíduos na fronteira de Pareto para diminuir a ordem de comparações. Isso permite prevenir o elitismo e preparar as soluções para lidar com as restrições do problema por meio da mudança da definição de dominância de uma solução. Este algoritmo está bastante difundido no meio acadêmico e é considerada uma referência para otimizações multiobjetivo. Neste trabalho o NSGA-II implementado no MATLAB (2000) é utilizado nas otimizações multiobjetivo.

5. Modelo e Análise Dinâmica do Veículo

Com base nas leis de Newton, modelos matemáticos podem ser elaborados para a descrição da dinâmica veicular. A dinâmica vertical, devida às solicitações da pista, relaciona o nível de conforto do veículo e a suspensão. E a dinâmica lateral remete ao comportamento em curvas ou manobras.

5.1 Modelagem do Ônibus

O modelo de ônibus estudado baseia-se no IK-301 descrito em Sekulic *et al.* (2013), que possui um sistema de suspensão com eixos rígidos. O eixo dianteiro é fixado ao corpo por dois *air bags* e quatro amortecedores telescópicos. O eixo traseiro é fixado por quatro *air bags* e quatro amortecedores telescópicos. O ônibus possui duas rodas montadas no eixo dianteiro e quatro rodas no eixo traseiro. Considera ainda a presença do motorista e de dois passageiros sentados no meio e no fundo do veículo. Modelos tradicionais envolvendo apenas a dinâmica vertical podem apresentar resultados não compatíveis com os mensurados em trabalhos

experimentais (Flores, 2015). Portanto, o presente estudo amplia o modelo adicionando três novos graus de liberdade (GDL) para a dinâmica lateral. A configuração o modelo estudado pode ser vista na Figura A.1 do Apêndice.

Os 13 GDL do modelo envolvem: deslocamentos verticais do motorista, dos dois passageiros e da carroceria (4), rolagem e arfagem do ônibus (2), deslocamento vertical e rotação do eixo dianteiro (2), deslocamento vertical e rotação do eixo traseiro (2), deslocamentos longitudinal e lateral do ônibus (2) e guinada do ônibus (1).

As equações acopladas ao modelo de ônibus são descritas a seguir.

GDL do deslocamento vertical do motorista:

$$m_z \ddot{z}_v + c_{sv} \dot{z}_v + k_{sv} z_v - c_{sv} \dot{z} - k_{sv} z - s_1 c_{sv} \dot{\phi} - s_1 k_{sv} \phi + s_2 c_{sv} \dot{\theta} + s_2 k_{sv} \theta = 0 \quad (11)$$

GDL do deslocamento vertical dos passageiros 1 e 2:

$$m_{p1} \ddot{z}_{p1} + c_{sp1} \dot{z}_{p1} + k_{sp1} z_{p1} - c_{sp1} \dot{z} - k_{sp1} z + s_3 c_{sp1} \dot{\phi} + s_3 k_{sp1} \phi + s_4 c_{sp1} \dot{\theta} + s_4 k_{sp1} \theta = 0 \quad (12)$$

$$m_{p2} \ddot{z}_{p2} + c_{sp2} \dot{z}_{p2} + k_{sp2} z_{p2} - c_{sp2} \dot{z} - k_{sp2} z - s_5 c_{sp2} \dot{\phi} - s_5 k_{sp2} \phi - s_6 c_{sp2} \dot{\theta} - s_6 k_{sp2} \theta = 0 \quad (13)$$

GDL do deslocamento vertical da carroceria:

$$\begin{aligned} m \ddot{z} + (c_{sv} + c_{ssp1} + c_{sp2} + 2c_b + 2c_z) \dot{z} + (k_{sv} + k_{sp1} + k_{sp2} + k_p + k_z) z + (s_1 c_{sv} - s_3 c_{sp1} + s_5 c_{sp2}) \dot{\phi} + \\ (s_1 k_{sv} - s_3 k_{sp1} + s_5 k_{sp2}) \phi - (s_2 c_{sv} + s_4 c_{sp1} - s_6 c_{sp2} + 2ac_p - 2bc_z) \dot{\theta} - (s_2 k_{sv} + s_4 k_{sp1} - s_6 k_{sp2} + 2ak_p - 2bk_z) \theta \\ - c_{sv} \dot{z}_v - k_{sv} z_v - c_{sp1} \dot{z}_{p1} - k_{sp1} z_{p1} - c_{sp2} \dot{z}_{p2} - k_{sp2} z_{p2} - 2c_p \dot{z}_1 - 2k_p z_1 - 2c_z \dot{z}_2 - 2k_z z_2 = 0 \end{aligned} \quad (14)$$

GDL de rolagem da carroceria:

$$\begin{aligned} J_x \ddot{\phi} + (s_1^2 c_{sv} + s_3^2 c_{sp1} + s_5^2 c_{sp2} + 2e_1^2 c_p + 2e_2^2 c_z) \dot{\phi} + (s_1^2 k_{sv} + s_3^2 k_{sp1} + s_5^2 k_{sp2} + 2e_1^2 k_p + 2e_2^2 k_z) \phi + s_1 c_{sv} \dot{z}_p + \\ - s_1 k_{sv} z_v + s_3 c_{sp1} \dot{z}_{p1} + s_3 k_{sp1} z_{p1} - s_5 c_{sp2} \dot{z}_{p2} + (s_1 c_{sv} - s_3 c_{sp1} + s_5 c_{sp2}) \dot{z} + (s_1 k_{sv} - s_3 k_{sp1} + s_5 k_{sp2}) z \\ - (s_1 s_2 c_{sv} - s_3 s_4 c_{sp1} + s_5 s_6 c_{sp2}) \dot{\theta} + (s_1 s_2 k_{sv} - s_3 s_4 k_{sp1} + s_5 s_6 k_{sp2}) \theta - 2e_1^2 c_p \dot{\phi}_1 - 2e_1^2 k_p \phi_1 - 2e_2^2 c_z \dot{\phi}_2 - 2e_2^2 k_z \phi_2 = 0 \end{aligned} \quad (15)$$

GDL de arfagem da carroceria:

$$\begin{aligned} J_y \ddot{\theta} + (s_2^2 c_{sv} + s_4^2 c_{sp1} + s_6^2 c_{sp2} + 2a^2 c_p + 2b^2 c_z) \dot{\theta} + (s_2^2 k_{sv} + s_4^2 k_{sp1} + s_6^2 k_{sp2} + 2a^2 k_p + 2b^2 k_z) \theta + s_2 c_{sv} \dot{z}_v + \\ - s_2 k_{sv} z_v + s_4 c_{sp1} \dot{z}_{p1} + s_4 k_{sp1} z_{p1} - s_6 c_{sp2} \dot{z}_{p2} + (s_2 c_{sv} + s_4 c_{sp1} - s_6 c_{sp2} + 2ac_p - 2bc_z) \dot{z} - (s_2 k_{sv} + s_4 k_{sp1} - s_6 k_{sp2} + 2ak_p - 2bk_z) z \\ - (s_1 s_2 c_{sv} - s_3 s_4 c_{sp1} - s_5 s_6 c_{sp2}) \dot{\phi} - (s_1 s_2 k_{sv} - s_3 s_4 k_{sp1} - s_5 s_6 k_{sp2}) \phi + 2ac_p \dot{z}_1 + 2ak_p z_1 - 2bc_z \dot{z}_2 - 2bk_z z_2 = 0 \end{aligned} \quad (16)$$

GDL do deslocamento vertical do eixo frontal:

$$m_{pm} \ddot{z}_1 + 2(c_p + c_{pp}) \dot{z}_1 + 2(k_p + k_{pp}) z_1 - 2c_p \dot{z} - 2k_p z + 2ac_p \dot{\theta} + 2ak_p \theta - c_{pp} \dot{\xi}_{pd} - k_{pp} \xi_{pd} - c_{pp} \dot{\xi}_{pl} - k_{pp} \xi_{pl} = 0 \quad (17)$$

GDL de rotação do eixo frontal:

$$J_{x1} \ddot{\phi}_1 + 2(e_1^2 c_p + f_1^2 c_{pp}) \dot{\phi}_1 + 2(e_1^2 k_p + f_1^2 k_{pp}) \phi_1 - 2e_1^2 c_p \dot{\phi} - 2e_1^2 k_p \phi + f_1 c_{pp} \dot{\xi}_{pd} + f_1 k_{pp} \xi_{pd} - f_1 c_{pp} \dot{\xi}_{pl} - f_1 k_{pp} \xi_{pl} = 0 \quad (18)$$

GDL do deslocamento vertical do eixo traseiro:

$$m_{zm} \ddot{z}_2 + 2(c_z + c_{zp}) \dot{z}_2 + 2(k_z + k_{zp}) z_2 - 2c_z \dot{z} - 2k_z z + 2bc_z \dot{\theta} + 2bk_z \theta - c_{zp} \dot{\xi}_{zd} - k_{zp} \xi_{zd} - c_{zp} \dot{\xi}_{zl} - k_{zp} \xi_{zl} = 0 \quad (19)$$

GDL de rotação eixo traseiro:

$$J_{x2} \ddot{\phi}_2 + 2(e_2^2 c_z + f_2^2 c_{zp}) \dot{\phi}_2 + 2(e_2^2 k_z + f_2^2 k_{zp}) \phi_2 - 2e_2^2 c_z \dot{\phi} - 2e_2^2 k_z \phi + f_2 c_{zp} \dot{\xi}_{zd} + f_2 k_{zp} \xi_{zd} - f_2 c_{zp} \dot{\xi}_{zl} - f_2 k_{zp} \xi_{zl} \quad (20)$$

Nas Equações diferenciais (17) e (18) são introduzidas a rugosidade da estrada nas rodas dianteira direita (ξ_{pd}) e dianteira esquerda (ξ_{pl}). A rugosidade da estrada nas rodas traseira direita (ξ_{zd}) e traseira esquerda (ξ_{zl}), introduzidas nas Equações (19) e (20), são obtidas por defasagem das rodas dianteiras.

Acopladas às anteriores, tem-se as equações de movimento para dinâmica lateral.

GDL de deslocamento lateral da carroceria:

$$\begin{aligned} m_{zm} \ddot{y} + (c_{a1} \cos \delta_1 + c_{a2} \cos \delta_2 + c_{a3} + c_{a4}) \dot{y} + (m_{zm} v^2 + c_{a1} a \cos \delta_1 + c_{a2} a \cos \delta_2 - c_{a3} b - c_{a4} b) \dot{\psi} / v = \\ c_{a1} \delta_1 \cos \delta_1 + c_{a2} \delta_2 \cos \delta_2 + c_{s1} S_{x1} \sin \delta_1 + c_{s2} S_{x2} \sin \delta_2 \end{aligned} \quad (21)$$

GDL da guinada da carroceria:

$$m_{zm}\ddot{\psi} + (c_{a1}f_1 \sin \delta_1 - c_{a2}f_1 \sin \delta_2 + c_{a1}a \cos \delta_1 + c_{a2}a \cos \delta_2 - c_{a4}b - c_{a3}b)\dot{\psi} / v + (c_{a1}af_1 \sin \delta_1 - c_{a2}af_1 \sin \delta_2 + c_{a1}a^2 \cos \delta_1 + c_{a2}a^2 \cos \delta_2 - c_{a4}b^2 - c_{a3}b^2)\psi / v = f_2c_{s4}S_{x4}f_2c_{s2}S_{x2}f_1c_{a2}\delta_2 \sin \delta_2 + f_1c_{a2}\delta_1 \sin \delta_1 + f_1c_{a1}\delta_1 \sin \delta_1 + f_1S_{x2} \cos \delta_2 - f_1c_{s1} \cos \delta_1 + ac_{s1}S_{x1} \sin \delta_1 + ac_{s2}S_{x2} \sin \delta_2 + ac_{a1}\delta_1 \cos \delta_1 + ac_{a2}\delta_2 \cos \delta_2 \quad (22)$$

GDL de deslocamento longitudinal da carroceria:

$$m_{zm}\ddot{x} + (-c_{a1} \sin \delta_1 - c_{a2} \sin \delta_2 + c_{a3} + c_{a4})\dot{y} / v + (-c_{a2}a f_1 \sin \delta_2 + c_{a1}a f_1 \sin \delta_1 + c_{a1}a^2 \cos \delta_1 + c_{a2}a^2 \cos \delta_2 + c_{a3}b^2 + c_{a4}b^2)\psi / v = c_{s2}S_{x2} \cos \delta_2 + c_{s1}S_{x1} \cos \delta_1 + c_{s3}S_{x3} + c_{s4}S_{x4} - c_{a1}\delta_1 \sin \delta_1 - c_{a2}\delta_2 \sin \delta_2 \quad (23)$$

Para o modelo dinâmico lateral, a entrada são os ângulos de esterçamento (de direção) δ_i nas rodas dianteiras. Essas seguem um seno duplo espaçado a fim de realizar a manobra de DLC. Os demais parâmetros do modelo são os mesmos descritos em Sekulic *et al.* (2013) e constam nas Tabelas Tabela A.1, Tabela A.2 e Tabela A.3 do Apêndice.

5.2 Perfil da Pista e Excitação no Ônibus

A excitação devida ao perfil rugoso da pista pode ser obtida através da densidade espectral de potência PSD da pista, seguindo a norma ISO 8608:1995. Aplica-se o método de Shinozuka e Jan (1972) descrito na Equação (24), para obter a amplitude do perfil de pista no domínio do tempo aplicado à roda dianteira esquerda.

$$\xi(t) = \sum_{k=1}^N \sqrt{2G_d(w_k)\Delta w_k} \cos(w_k t + \Psi_k) \quad (24)$$

onde $\xi(t)$ é a amplitude em m, N é o número de intervalos da banda de frequência. $G_d(f_k)$ é a PSD de deslocamento na frequência temporal f_k , em Hz, expressa na Equação (25). Δf_k é o intervalo da variação da frequência em Hz. O ângulo de fase aleatório, Ψ_k tem distribuição uniforme entre 0 e 2π .

$$G_d(n) = G_d(n_0) \left(\frac{n}{n_0}\right)^{-w} \quad (25)$$

onde $n_0=0,1$ ciclos/m é a frequência espacial de referência e vel é a velocidade do ônibus em m/s. A frequência espacial n varia entre $0,011$ e $2,83$ ciclos/m, com intervalo de variação $\Delta n=0,0055$ ciclos/m. E $w=2$ é o expoente que define a inclinação da PSD.

Para a roda dianteira direita utiliza-se a correlação descrita pela Equação (26) para representar o perfil da pista, como mostrado em Sekulic *et al.* (2013).

$$\xi_d(t) = \sum_{k=1}^N \sqrt{2G_{\xi_l \xi_d}(f_k)\Delta f_k} \cos(2\pi f_k t + \Psi_k) + \sqrt{2(G_d(f_k) - G_{\xi_l \xi_d}(f_k))\Delta f_k} \cos(2\pi f_k t + \beta_k) \quad (26)$$

onde $G_{\xi_l \xi_d}(f_k)$ é densidade espectral cruzada em m^2/Hz dado na Equação (27) e β_k é o ângulo de fase aleatório independente uniformemente distribuído entre 0 e 2π .

$$G_{\xi_l \xi_d}(f_k) = \frac{ctf^2}{ctf^2 + \left(\frac{f_k}{vel}\right)^2} \cdot G_d(f_k) \quad (27)$$

onde ctf é a frequência de corte com valor de $0,2$ ciclos/m. As rodas traseiras recebem o mesmo perfil das respectivas rodas dianteiras defasadas de um tempo igual a $(a + b)/vel$, onde $(a + b)$ representa a distância entre eixos.

5.3 Manobra de Dupla Troca de Faixa (DLC)

O famoso teste do Alce (*Moose test*) é um teste bastante usado para avaliar a dirigibilidade de veículos e também o comportamento do veículo sobre uma manobra brusca de mudança de trajeto (simulando um obstáculo à frente). Este teste é estritamente experimental, feito com o

veículo real com velocidade constante (80 ±3 km/h) em pista asfaltada por um piloto experiente e com equipes para suporte em eventual capotamento do veículo. São colocados cones na via (distâncias padronizadas), os quais delimitam uma mudança de faixa que o veículo deve executar. Fez-se uma adaptação na manobra DLC descrita pela norma ISO 3888-1997, prolongando todos os trechos do trajeto para garantir a completa manobra do ônibus, suavizando a manobra. O trajeto com a modificação proposta encontra-se na Figura A.2 do Apêndice.

5.4 Método de Newmark

É um método numérico de integração direta do tipo passo a passo das equações de movimento (Newmark, 1959), que não requer o cálculo prévio das características dinâmicas da estrutura, evitando um significativo esforço computacional. Trata-se de um método que utiliza a equação do movimento no instante $t+\Delta t$ para calcular a resposta neste instante. (Miguel, 2006).

$$\vec{x}(t_{i+1}) = (a_0\mathbf{M} + a_5\mathbf{C} + \mathbf{K})^{-1}\{\vec{F}(t_{i+1}) + \mathbf{M}[a_0\vec{x}(t_i) + a_1\dot{\vec{x}}(t_i) + a_2\ddot{\vec{x}}(t_i)] + \mathbf{C}[a_5\vec{x}(t_i) + a_6\dot{\vec{x}}(t_i) + a_7\ddot{\vec{x}}(t_i)]\} \quad (28)$$

Velocidade:

$$\dot{\vec{x}}(t_{i+1}) = a_5[\vec{x}(t_{i+1}) - \vec{x}(t_i)] - a_6\dot{\vec{x}}(t_i) - a_7\ddot{\vec{x}}(t_i) \quad (29)$$

Aceleração:

$$\ddot{\vec{x}}(t_{i+1}) = a_0[\vec{x}(t_{i+1}) - \vec{x}(t_i)] - a_1\dot{\vec{x}}(t_i) - a_2\ddot{\vec{x}}(t_i) \quad (30)$$

onde a_0, a_1, a_2, a_5, a_6 e a_7 são constantes associadas ao método.

$$a_0 = \frac{1}{\alpha\Delta t^2}, \quad a_1 = \frac{1}{\alpha\Delta t}, \quad a_2 = \left(\frac{1}{2\alpha} - 1\right), \quad a_5 = \frac{\delta}{\alpha\Delta t}, \quad a_6 = \frac{\delta}{\alpha} - 1, \quad a_7 = \frac{\Delta t}{2}\left(\frac{\delta}{\alpha} - 2\right) \quad (31)$$

A estabilidade do método depende dos parâmetros α e δ , recomendados em $\delta=0,5$ e $\alpha=0,25$ (Newmark, 1959). No primeiro passo são necessários os vetores de deslocamento e velocidade no instante inicial, para que então seja calculada a aceleração inicial.

$$\ddot{\vec{x}}(t_0) = \mathbf{M}^{-1}[\vec{F}(t_0) - \mathbf{C}\dot{\vec{x}}(t_0) - \mathbf{K}\vec{x}(t_0)] \quad (32)$$

onde $\vec{x}(t_0), \dot{\vec{x}}(t_0)$ e $\ddot{\vec{x}}(t_0)$ são os vetores de aceleração, velocidade e deslocamento iniciais e $\vec{F}(t_0)$ o vetor inicial de força da excitação externa.

6. MÉTODOS E RESULTADOS

Para avaliar o algoritmo QPSO implementado são realizados testes em problemas *benchmarks* com características distintas. Após, realiza-se a otimização no sistema de suspensão veicular tratando o problema de forma multiobjetivo e mono-objetivo. Avaliando na forma multiobjetivo obtêm-se a fronteira de Pareto que compõe as possíveis soluções para o problema. A análise mono-objetiva tem o intuito de obter resultados ótimos com baixo custo computacional, que pode ser interpretado como uma escolha do especialista no que diz respeito à ponderação das funções objetivos do problema.

6.1 Testes *benchmarks*

Para a avaliação do algoritmo QPSO desenvolvido, foram feitos diversos testes em três problemas *benchmarks* de otimização com soluções ótimas conhecidas: a função Rastrigin 10D, a função Rosembrock 10D e a função Rosembrock restrita a um disco. Compara-se o QPSO com um algoritmo PSO (modificado de Souza, 2011) e também com um algoritmo SQP (programação quadrática sequencial) próprio do MATLAB. Os testes foram feitos com os mesmos parâmetros de entrada, exceto os característicos de cada algoritmo.

Através dos resultados obtidos que constam na Tabela A.4 do Apêndice, observa-se que o algoritmo QPSO desenvolvido possui boas características de robustez e acurácia, se comparados ao PSO e SQP utilizados nos problemas selecionados.

6.2 Otimização Multiobjetiva Aplicada ao Sistema de Suspensão do Ônibus

Utilizando o algoritmo NSGA-II foi realizada a otimização multiobjetiva no sistema de suspensão veicular do ônibus. Os parâmetros de entrada do algoritmo foram selecionados e ajustados conforme os testes realizados. Como variáveis de projeto, foram selecionados dez parâmetros de rigidez e amortecimento que os projetistas têm a liberdade de realizar modificações em projetos. Optou-se por um espaço de busca variando entre 10% acima e abaixo do referencial considerado como sendo o utilizado no estudo de Sekulic *et al.* (2013), pelo fato do estudo se basear em um ônibus comercial e pressupõe-se que os valores nominais de projeto sejam quase-ótimos e que variações em torno de 10% resultam em um espaço de procura de valores admissíveis para rigidez e amortecimento. Na Tabela 6.1 constam as variáveis de projeto usadas como vetor referência x_{ref} , bem como os parâmetros de entrada do algoritmo NSGA-II.

Tabela 6.1- Parâmetros usados na otimização multiobjetivo

Variáveis de Projeto (10)		Entrada de NSGA-II	
Rigidezes, k (5)	Amortecimentos, c (5)	Parâmetro	Valor
Assento motorista (ksv)	Assento motorista (csv)	Número de partículas	30
Assento passageiro 1 (ksp1)	Assento passageiro 1 (csp1)	% de partículas na fronteira	0,8
Assento passageiro 2 (ksp2)	Assento passageiro 2 (csp2)	Probabilidade de <i>crossover</i> (recombinação)	0,9
<i>Air bag</i> do eixo dianteiro (kp)	No eixo dianteiro (cp)	Tolerância	10^{-6}
<i>Air bags</i> do eixo traseiro (kz)	No eixo traseiro (cz)	<i>StallGenLimit</i> (gerações sem melhora)	10

O perfil de pista utilizado segue a norma ISO 8608-1995 para classe C, com velocidade do veículo em 80km/h. Gera-se então o perfil da pista que consta na Figura A.3 Apêndice. Após, define-se o esterçamento dos pneus para realização da manobra DLC de acordo com a ISO 3888-1. O trajeto percorrido e a variação do ângulo de esterçamento no tempo utilizados na análise constam na Figura A.4 do Apêndice. Vale ressaltar que os testes realizados foram feitos impondo o mesmo perfil de pista gerado na primeira iteração para o resto da análise, evitando-se assim, comparações desiguais.

O equacionamento do modelo, descrito anteriormente, parte das equações de movimento através das matrizes de massa, amortecimento, rigidez e também os vetores de forças de excitação (perfil da pista e manobra DLC). Inicia-se então o método de integração de Newmark obtendo a vibração no CG do ônibus. Então, a partir das acelerações no CG, faz-se a transferência cinemática (Hibbeler, 2011) das mesmas para as regiões do ônibus onde estão o motorista e os passageiros (no meio e no fundo do ônibus), obtendo-se a aceleração equivalente. Ressalte-se que a aceleração vertical dos passageiros já está incluída na formulação da dinâmica vertical do veículo, faltando as acelerações laterais e longitudinais. Obtém-se assim, o RMS das acelerações de cada usuário nos três eixos.

Para a avaliação da vibração nos usuários do ônibus, adotou-se a norma das acelerações RMS longitudinal (ax), lateral (ay) e vertical (az) sobre o motorista ($i=1$), passageiro no meio do ônibus (passageiro 1, $i=2$) e no fundo do ônibus (passageiro 2, $i=3$).

$$\begin{aligned} \text{Minimize} \quad & f_i(x) = \sqrt{ax_{rms,i}^2 + ay_{rms,i}^2 + az_{rms,i}^2}, \quad i = 1,2,3 \\ \text{Tal que} \quad & x \in [0,9 \cdot x_{ref}; 1,1 \cdot x_{ref}] \end{aligned} \quad (33)$$

onde x_{ref} é o vetor das variáveis de projeto, mencionadas anteriormente, com valores de referência dado em Sekulic *et al.* (2013) situadas na Tabela A.3 do Apêndice.

Com diversos testes com o algoritmo NSGA-II obtém-se a fronteira de Pareto, onde se é possível visualizar um conjunto de soluções do problema, onde cada ponto é não dominado por outro. Definindo a importância de cada função objetivo através de uma ponderação, realiza-se a análise do problema na forma mono-objetiva, cujo custo computacional diminui significativamente, e comparam-se resultados com o ponto da fronteira na mesma ponderação.

6.3 Otimização Mono-objetiva Aplicada ao Sistema de Suspensão do Ônibus

Realizou-se a otimização mono-objetiva somando as funções objetivas com ponderação unitária, sendo interpretada como funções objetivas igualmente importantes para o problema.

$$\text{Minimize} \quad f(x) = \sum_{i=1}^3 K_i \sqrt{ax_{rms,i}^2 + ay_{rms,i}^2 + az_{rms,i}^2}, \quad K = [1; 1; 1] \quad (34)$$

$$\text{Tal que} \quad x \in [0,9 \cdot x_{ref}; 1,1 \cdot x_{ref}]$$

São utilizados os mesmos parâmetros da análise multiobjetivo, com exceção dos parâmetros de entrada característicos do algoritmo QPSO: $n_{partículas}=30$, $Tol=10^{-6}$, $N_{iter}=2000$ e $\alpha(\text{linear decrescente})=1,3 \rightarrow 0,2$.

Diversos testes foram realizados com QPSO e comparados com um PSO (modificado de Souza, 2011) e SQP (MATLAB, 2000).

6.4 Resultados

Obtendo as vibrações com os parâmetros nominais retirados do estudo de Sekulic *et al.* (2013), realiza-se a comparação com os resultados obtidos nas análises de otimização multiobjetivo e mono-objetivo. Com a ponderação unitária, avaliam-se todos os pontos da fronteira de Pareto obtida com NSGA-II e após um ordenamento, retira-se o melhor ponto (menor função objetivo) para a comparação com os obtidos nas análises mono-objetivo, como mostrado na Tabela 6.2.

Tabela 6.2 - Resultados das otimizações

Algoritmo	$f_{\text{médio}} [m/s^2]$ (desvio)	$a_{\text{motorista, médio}} [m/s^2]$ (desvio)	$a_{\text{passageiro1, médio}} [m/s^2]$ (desvio)	$a_{\text{passageiro2, médio}} [m/s^2]$ (desvio)	Média de chamadas da f_{obj}	Tempo médio [s]
QPSO	4,403 (2,12E-02)	0,833 (1,46E-04)	1,526 (1,74E-03)	2,043 (1,96E-02)	3000	1200
PSO	4,407 (2,02E-02)	0,838 (1,17E-02)	1,523 (6,80E-03)	2,046 (1,83E-02)	1800	720
SQP	5,305 (1,06E-04)	0,965 (1,04E-04)	1,906 (9,93E-06)	2,435 (1,48E-05)	55	24
NSGA-II	4,559	0,861	1,610	2,087	100000	42571 (≈11,8h)
Original	5,636	0,899	2,118	2,620	-	-

O algoritmo QPSO implementado reduziu em quase 22% a função objetivo. Acerca das acelerações individuais, o QPSO proporcionou redução de 7,3%, 28% e 22% nas acelerações normalizadas do motorista, passageiro 1 e passageiro 2, respectivamente. Para melhor visualização a Figura 6.1 compara as otimizações realizadas. Observa-se que a média dos resultados de PSO ficou próxima ao QPSO, já o SQP obteve resultados significativamente inferiores e, ainda, proporcionou o aumento da aceleração transmitida ao motorista. O algoritmo NSGA-II proporcionou reduções, mas não maiores que o QPSO e PSO.

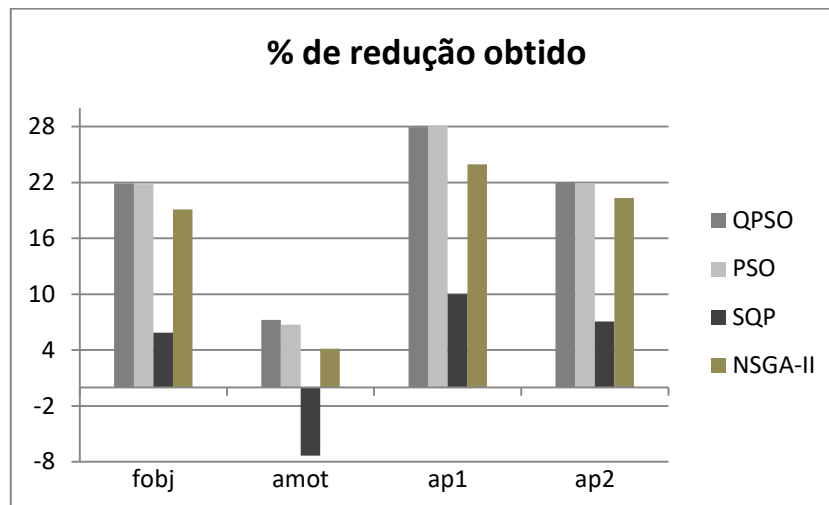


Figura 6.1 - Comparativo dos resultados após otimização

O melhor resultado obtido nos testes foi alcançado pelos algoritmos QPSO e PSO, cujas variáveis de projeto atingiram os limites da região de busca definidas como 10% de x_{ref} , como consta na Tabela 6.3.

Tabela 6.3 - Variáveis de projeto para o melhor resultado obtido

Rigidez [N/m]			Amortecedor [Ns/m]		
Variável	Otimizado	X_{ref} [$X_{min}; X_{max}$]	Variável	Otimizado	X_{ref} [$X_{min}; X_{max}$]
ksv	9000	10000 [9000;11000]	csv	825	750 [675;825]
kp1	36000	40000 [36000;44000]	cp1	242	220 [198;242]
kp2	44000	40000 [36000;44000]	cp2	242	220 [198;242]
kp	157500	175000 [157500;192500]	cp	36000	40000 [36000;44000]
kz	367785	408650 [367785;449515]	cz	41375,7	45973 [41375,7;50570,3]

No projeto original as primeiras cinco frequências naturais (em Hz) do veículo foram: $f_{nat,original}=[1,01 \ 1,09 \ 1,25 \ 1,63 \ 3,37]$. Para o melhor resultado do QPSO estas mesmas frequências tornaram-se: $f_{nat,original}=[0,97 \ 1,04 \ 1,20 \ 1,55 \ 3,20]$, reduzindo pouco mais de 4%.

As Figuras Figura 6.2, Figura 6.3 e Figura 6.4 comparam a fronteira de Pareto de uma análise por NSGA-II, com as soluções médias de QPSO, PSO e SQP, bem como o valor original não otimizado. O ponto em destaque (vermelho) representa o melhor da fronteira com ponderação unitária das funções objetivas. A Figura A.5 do Apêndice faz um comparativo através de uma figura com três dimensões.

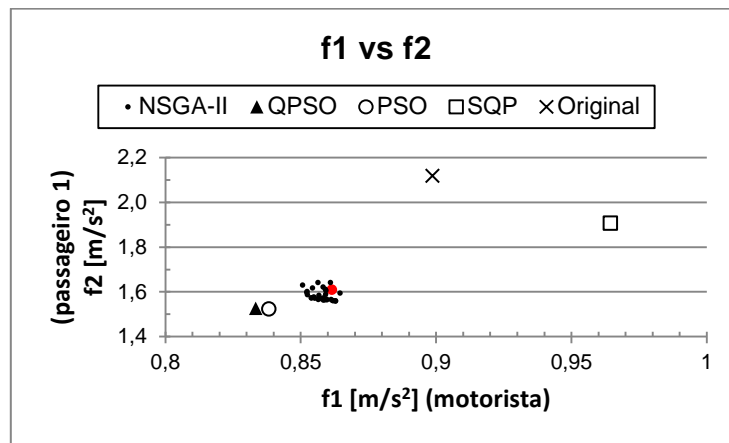


Figura 6.2 - Vibração no motorista (f1) e passageiro 1 (f2)

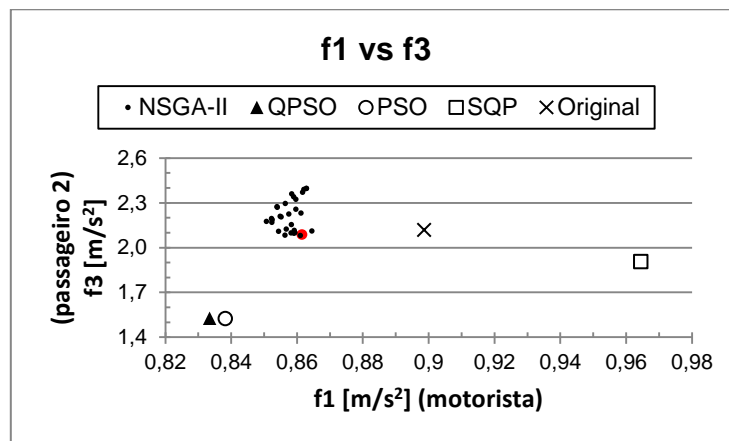


Figura 6.3 - Vibração no motorista (f1) e passageiro 2 (f3)

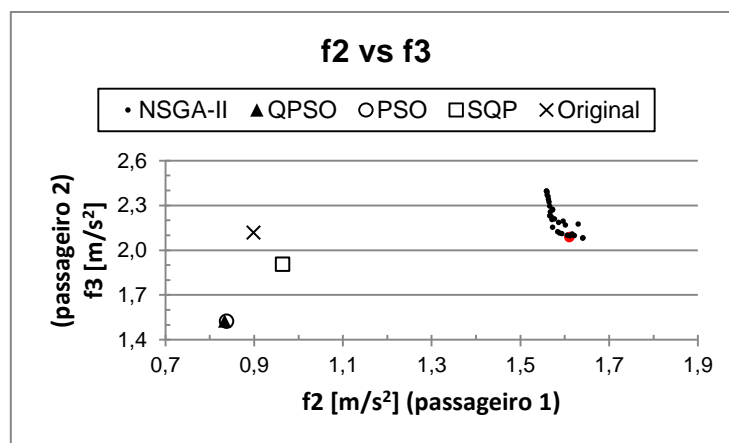


Figura 6.4 - Vibração no passageiro 1 (f2) e passageiro 2 (f3)

O esperado era encontrar o resultado da abordagem mono-objetiva na fronteira, porém observa-se que, nessa análise, chega-se a melhores soluções.

As Figuras 6.5 a 6.7 a seguir comparam as acelerações nos usuários do ônibus com parâmetros originais e melhores obtidos após otimizado.

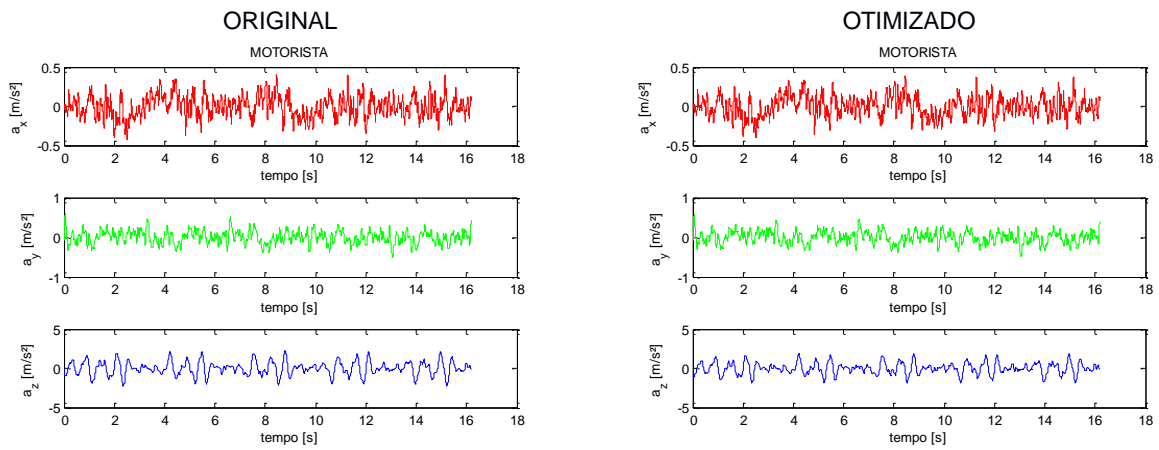


Figura 6.5 - Acelerações nos três eixos sobre motorista

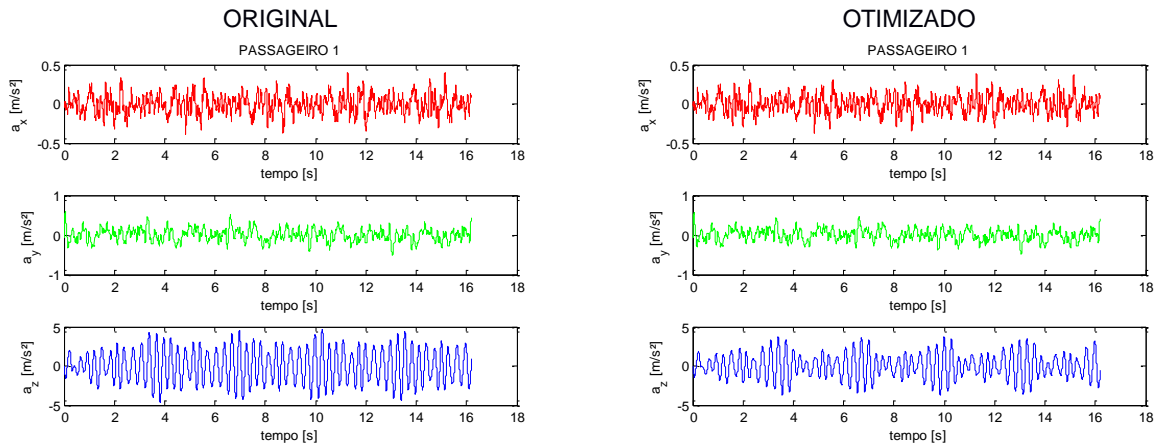


Figura 6.6 - Acelerações nos três eixos sobre passageiro 1 (no meio do ônibus)

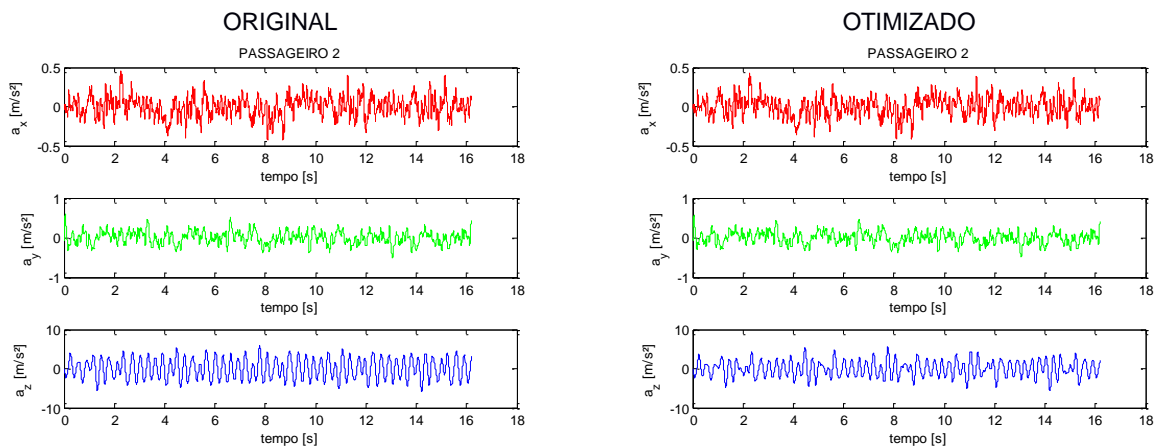


Figura 6.7 - Acelerações nos três eixos do passageiro 2 (no fundo do ônibus)

7. CONCLUSÕES

O algoritmo QPSO foi capaz de realizar a otimização do problema proposto. Proporcionou boas características de acurácia e robustez, obtendo melhores resultados se comparados ao PSO e SQP nos testes *Benchmarks*. Nos testes relacionados ao veículo os resultados de QPSO e PSO foram muito próximos. O SQP proporcionou resultados inferiores aos demais e possivelmente se deve ao fato do problema ser muito complexo.

Com relação aos métodos de análise, o mono-objetivo obteve valores melhores que todos os pontos da fronteira de Pareto obtida na análise multiobjetivo. Neste trabalho, a análise mono-objetiva demonstrou ser melhor para o problema proposto (assumindo a ponderação unitária), pois além de baixo custo computacional, a solução atingida pela mono-objetiva ficou melhor do que as obtidas pela multiobjetivo.

Apesar da significativa redução da vibração nos passageiros, pela norma, ainda há o desconforto acerca dos passageiros no meio e no fundo do veículo ($2,043 \text{ m/s}^2$, extremamente desconfortável). O motorista ($0,833 \text{ m/s}^2$), que sofre menos com a vibração, ainda sente um certo desconforto. Vale salientar que o problema abrange uma manobra não realizada frequentemente e que esta manobra está numa condição menos crítica (suave) do que aquela definida pela norma.

Com respeito às variáveis de projeto, obteve-se como melhor solução, as variáveis cujos valores atingiram os extremos propostos para a região de busca. Um possível motivo para tal ocorrência é a região de busca estar estreita, excluindo possíveis pontos ótimos do problema. Porém, em alguns estudos envolvendo otimização de suspensão veicular, chegou-se aos resultados de parâmetros também atingindo valores extremos propostos, possibilitando a conclusão de que independente da região de busca, tais parâmetros atinjam os limites superiores e inferiores, limitados por restrições de projeto de molas e amortecedores. E no geral, a análise dos resultados das variáveis de projeto não permitiu indicar uma tendência sobre quais valores adotar de rigidez e amortecimento.

As cinco primeiras frequências naturais do sistema após a otimização foram pouco modificadas.

É de grande valia que pesquisas e trabalhos futuros na área apliquem restrições ao problema quanto ao grau de dirigibilidade e frenagem do veículo, possibilitando resultados mais realistas. Também é de interesse realizar testes experimentais para a situação proposta.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Arora, J.S. **Introduction to Optimum Design**. 2ª Ed. San Diego: Elsevier Academic Press, 2004.

Deb, K., Pratap, A., Agarwal, S., Meyarivan, T. “**A Fast and Elitist Multiobjective Genetic Algorithm: NSGA-II**”. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, V. 6, No. 2, April, 2002

Drehmer, L. R. C. “**Otimização de Parâmetros Concentrados de Suspensão para Conforto e Segurança Veicular**”; Dissertação de Mestrado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, RS. 2012.

Flores, C. R. “**Comparação de metodologias de avaliação da exposição ocupacional a vibrações de corpo inteiro em motoristas de ônibus através de simulação numérica**”; Dissertação de Mestrado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, RS. 2015.

Fossati, G. G. “**Otimização multiobjetivo dos parâmetros do sistema de suspensão de um modelo de veículo completo através de um algoritmo meta-heurístico**”; Dissertação de Mestrado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, RS. 2017.

Gomes, H. M., “**Multi-objective optimization of quarter car passive suspension design in the frequency domain based on PSO**”, Engineering Computation, Vol. 33, No.5, pp.1422-1434. 2016. <https://doi.org/10.1108/EC-01-2015-0021>.

Gomes, H. M. **"A swarm optimization algorithm for optimum vehicle Suspension design"**, In: Proceedings of the Twentieth International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2009). Gramado: ABCM, 2009. v. 1.

Herrera, B. A. L. M. **"Combinação De Enxame De Partículas Com Inspiração Quântica E Método Linkernighan-Helsgaun Aplicada Ao Problema Do Caixeiro Viajante"**, Dissertação de Mestrado. PUCPR, Curitiba, 2007.

Havelka, F., Musil, M. **"Multi-objective optimization of vehicle suspensions parameters considering various road classes"**, Scientific Proceedings 2014, Faculty of Mechanical Engineering, SUT Bratislava, V.22, 2014, pp.26-31, doi: 10.2478/stu-2014-0005.

Hibbeler, R. C. **"Dinâmica: Mecânica para Engenharia"**, Pearson Education, Brasil, 12^aed., 2011.

ISO 2631-1:1997. **"Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole body vibration – Part 1: General requirements"**. International Organization for Standardization, 1997.

ISO 3888-1:1999. **"Passenger cars - Test track for a severe lane-change manoeuvre - Part 1: Double lane change"**. British Standard , 1999

ISO 3888-2:2002. **"Passenger cars - Test track for a severe lane-change manoeuvre - Part 2: Obstacle avoidance"**. British Standard , 2002

ISO 8608: 1995. **"Mechanical Vibration – Measurement and Evaluation of Human Exposure to Hand-Transmitted Vibration"**. Geneve.

Miguel, L. F. F.; **"Introdução ao Estudo de Vibrações"** Notas de Aula, UFRGS, 1^a ed., 2006.

MATLAB, **"MATrix LABoratory, R2012a"**. The MathWorks Inc., Natick, MA, 2000. <www.mathworks.com/>. Acessado em 01/09/2016.

Newmark, N. M. **"A Method Of Computation For Structural Dynamics"**; Journal of Engineering Mechanics, ASCE, 85 (EM3) 67-94. 1959.

Pavan, L. **"Otimização Do Comportamento Dinâmico Lateral E Vertical De Um Ônibus Modelado Como Sistema Multicorpo"**. Tese de Doutorado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, RS. 2015.

Shinokuza, M, Jan C.M.; **"Digital Simulation of Random Process and its applications."** Journal of Sound and Vibration, v. 25-1. p. 111-128, 1972.

Sekulic, D.; Dedovic, V.; Rusov, S.; Salinic, S.; Obradovic, A.; **"Analysis of vibration effects on the comfort of intercity bus users by oscillatory model with ten degrees of freedom"**. Elsevier, 2013.

Souza, F. H. **"Asynchronous particle swarm algorithm for size truss optimization with strength and natural frequencies constraints"**. COBEM 2011, Oct. 24-28, Natal, RN. Rio de Janeiro, 2011.

Sun, J.; Lai, C.-H.; Wu, X.-J. **"Particle Swarm Optimisation - Classical and Quantum Perspectives"**, CRC Press, EUA, 2012.

Yang, X.-S. **"Engineering Optimization – An Introduction with Metaheuristic Applications"**, Wiley, EUA, 2010.

APÊNDICE

Tabela A.1- Parâmetros geométricos do ônibus

Parâmetros	Descrição	Valores
l	Distância entre eixos	5,65 m
a	Distância do eixo frontal ao CG do ônibus	3,61 m
b	Distância do eixo traseiro ao CG do ônibus	2,04 m
f_1	Distância das rodas frontais com o CG do eixo frontal	1,00 m
e_1	Distância dos elementos de suspensão do eixo frontal ao CG do eixo frontal e o eixo longitudinal x , respectivamente	0,70 m
f_2	Distância das rodas traseiras com o CG do eixo traseiro	1,00 m
e_2	Distância dos elementos de suspensão no eixo traseiro ao CG do eixo traseiro e o eixo longitudinal x , respectivamente	0,80 m
s_1	Distância do assento do motorista ao eixo longitudinal x	0,65 m
s_2	Distância do assento do motorista ao eixo transversal y	5,45 m
s_3	Distância do assento do passageiro 1 ao eixo longitudinal x	0,80 m
s_4	Distância do assento do passageiro 1 ao eixo transversal y	0,50 m
s_5	Distância do assento do passageiro 2 ao eixo longitudinal x	0,40 m
s_6	Distância do assento do passageiro 2 ao eixo transversal y	4,20 m
r_a	Distância dos elementos de suspensão do eixo traseiro ao eixo traseiro	0,30 m

Tabela A.2- Parâmetros de massa do ônibus

Parâmetro	Descrição	Valores
m_v	Massa do motorista e assento	100 kg
mp_1	Massa do passageiro 1 e assento	90 kg
mp_2	Massa do passageiro 2 e assento	90 kg
m	Massa suspensa elástica do ônibus totalmente carregado	15890 kg
mpm	Massa do eixo dianteiro	746 kg
mzm	Massa do eixo traseiro	1355 kg
J_x	Momento de inércia da massa suspensa ao eixo x	13000 kg m ²
J_y	Momento de inércia da massa suspensa ao eixo y	150000 kg m ²
J_{x1}	Momento de inércia do eixo frontal relativo ao eixo x_1	350 kg m ²
J_{x2}	Momento de inércia do eixo traseiro relativo ao eixo x_2	620 kg m ²

Tabela A.3- Parâmetros de rigidez e amortecimento

Parâmetro	Descrição	Valores
k_{sv}	Rigidez da mola no assento do motorista	10000 N/m
c_{sv}	Amortecimento no assento do motorista	750 Ns/m
$k_{sp1} ; k_{sp2}$	Rigidezes dos assentos dos passageiros 1 e 2	40000 N/m
$c_{sp1} ; c_{sp2}$	Amortecimentos dos assentos do passageiro 1 e 2	220 Ns/m
k_p	Rigidez do <i>air bag</i> no eixo frontal	175000 N/m
c_1	Amortecedor no eixo frontal	20000 Ns/m
c_p	Amortecimento equivalente nos lados esquerdo e direito do eixo frontal	40000 Ns/m
k_2	Rigidez do <i>air bag</i> no eixo traseiro	200000 N/m
k_z	Rigidez equivalente do <i>air bag</i> nos lados esquerdo e direito do eixo traseiro	408650 N/m
c_2	Amortecedor no eixo traseiro	22500 Ns/m
c_z	Amortecimento equivalente nos lados esquerdo e direito do eixo traseiro	45973 Ns/m
k_{pp}	Rigidez do pneu nos eixos frontal e traseiro	1000000 N/m
k_{zp}	Rigidez equivalente dos pneus nos lados esquerdo e direito do eixo traseiro	2000000 N/m
c_{pp}	Amortecimento do pneu nos eixos frontal e traseiro	150 Ns/m
c_{zp}	Amortecimento equivalente do pneu nos lados esquerdo e direito do eixo traseiro	300 Ns/m

Tabela A.4 - Testes *benchmarks* de QPSO, PSO e SQP.

Algoritmo	Funções	Rastrigin 10D	Rosembrock 10D	Rosembrock restrita a um disco
QPSO	Mínimo Global	$f(x_i=0)=0$	$f(x_i=1)=0$	$f(1,1)=0$
	Média (desvio)	1,23E-03 (9,08E-04)	1,70E+00 (2,47E-01)	4,59E-28 (8,06E-28)
	Melhor	1,19E-04	1,23E+00	5,68E-30
	Pior	2,53E-03	1,97E+00	2,07E-27
PSO	Média (desvio)	3,98E-01 (4,87E-01)	7,35E+00 (4,39E+00)	3,31E-23 (3,62E-23)
	Melhor	1,40E-09	4,04E+00	3,21E-25
	Pior	9,95E-01	1,36E+01	7,07E-23
SQP	Média (desvio)	25,27 (3,18E+00)	8,52E-08 (9,27E-08)	2,06E-07 (1,59E-07)
	Melhor	2,09E+01	2,14E-08	4,60E-08
	Pior	30,84	2,70E-07	5,18E-07

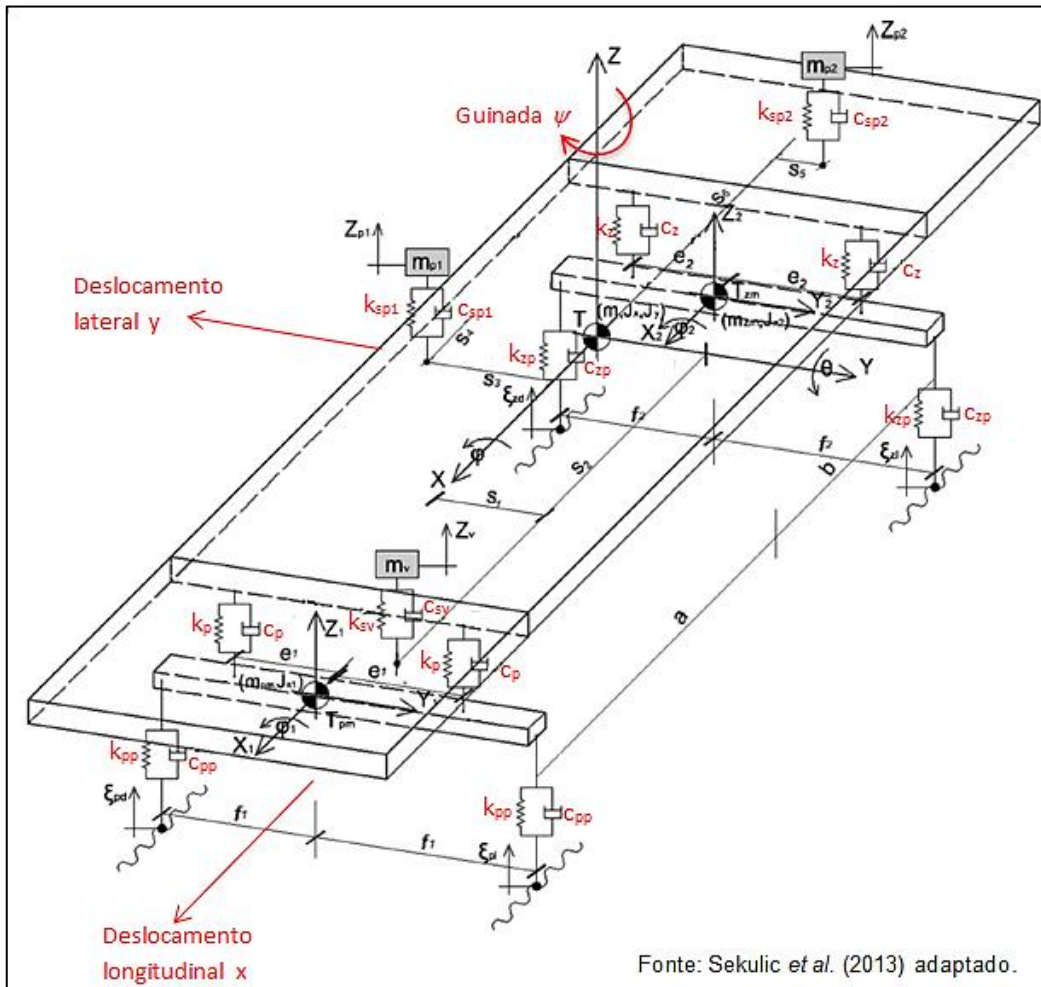


Figura A.1 - Modelo de ônibus com 13 GDL para dinâmica vertical e lateral.

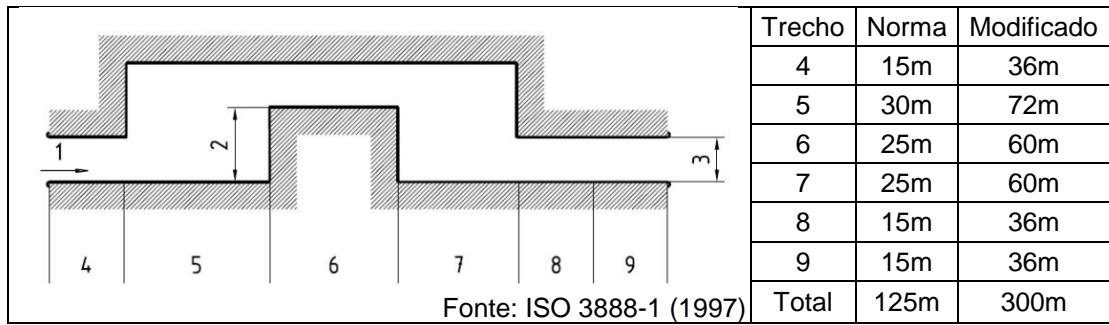


Figura A.2 - DLC modificado

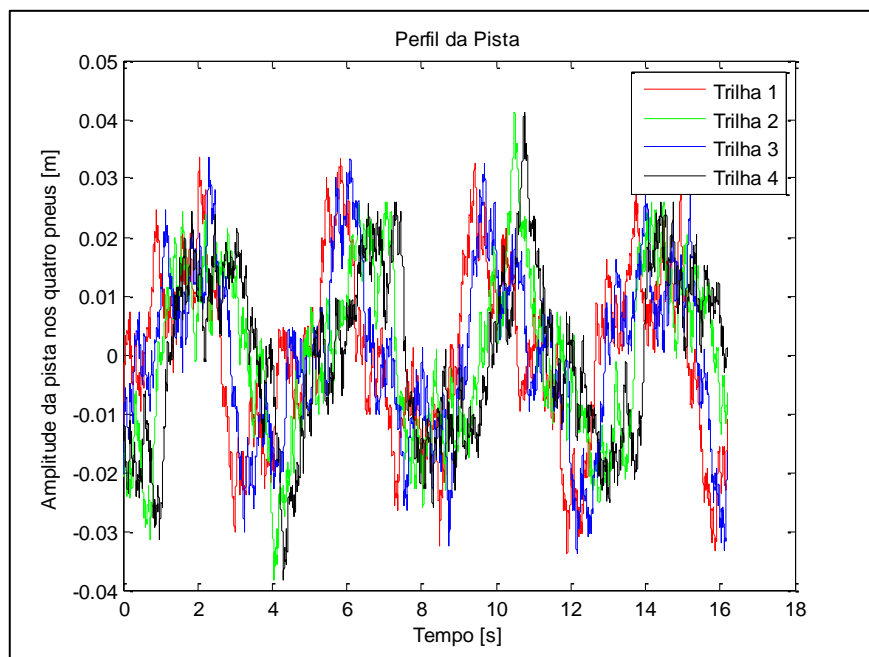


Figura A.3 - Perfil da pista para cada pneu com pista classe C e velocidade 80km/h

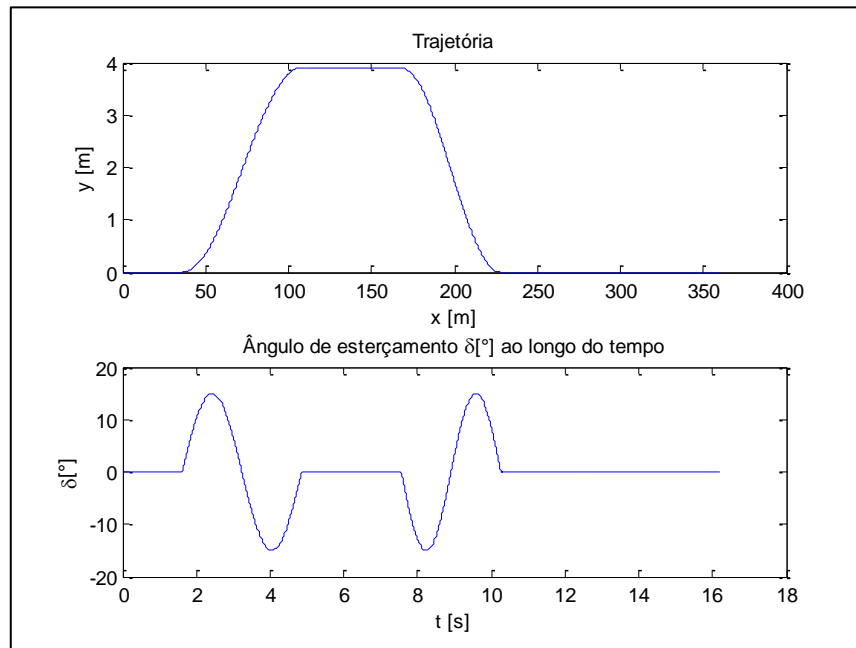


Figura A.4 - Trajetória da pista e ângulo de esterçamento

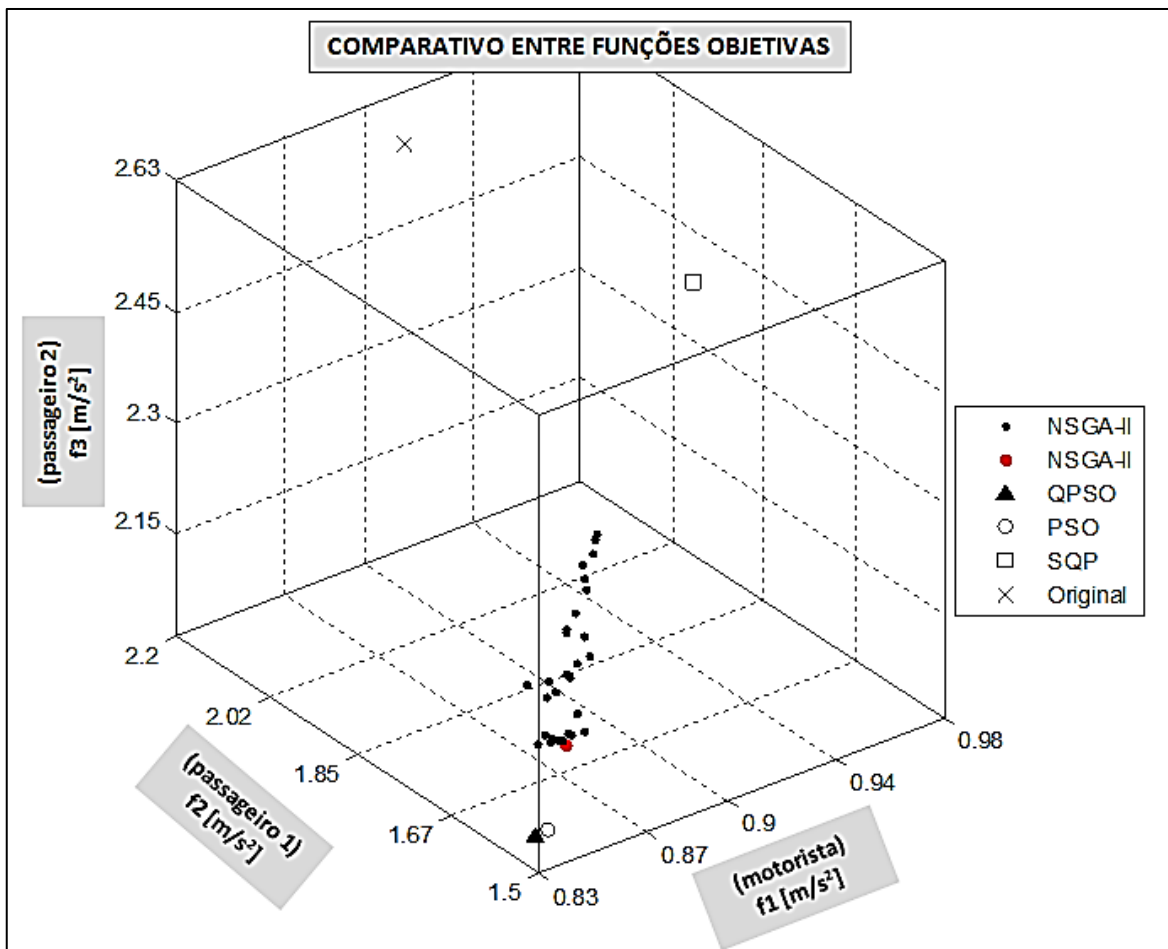


Figura A.5 - Comparativo entre funções objetivas resultantes de cada algoritmo