

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

MODELAGEM E OTIMIZAÇÃO DE SUSPENSÃO DE ÔNIBUS ARTICULADO

por

Artur Dieguez Backes

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, novembro de 2020.

CIP - Catalogação na Publicação

Backes, Artur Dieguez
MODELAGEM E OTIMIZAÇÃO DE SUSPENSÃO DE ÔNIBUS
ARTICULADO. / Artur Dieguez Backes. -- 2020.
14 f.
Orientador: Herbert Martins Gomes.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto Alegre,
BR-RS, 2020.

1. Otimização. 2. Dinâmica veicular. 3. Ônibus
articulado. 4. Algoritmos metaheurísticos. 5. Vibrações
Mecânicas. I. Gomes, Herbert Martins, orient. II. Título.

Elaborada pelo Sistema de Geração Automática de Ficha Catalográfica da UFRGS com os
dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Artur Dieguez Backes

MODELAGEM E OTIMIZAÇÃO DE SUSPENSÃO DE ÔNIBUS ARTICULADO

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
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Mário Roland Sobczyk Sobrinho
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Letícia Fleck Fadel Miguel

Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas

Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Porto Alegre, novembro de 2020.

AGRADECIMENTOS

À minha família pelo suporte, à universidade que provém educação pública de qualidade e especialmente ao colega Engenheiro Ewerton Grotti pelo auxílio na vida acadêmica e profissional que possibilitou a elaboração deste trabalho.

“Tente mover o mundo, o primeiro passo será mover a si mesmo.”

Platão

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO – 2020

MODELAGEM E OTIMIZAÇÃO DE SUSPENSÃO DE ÔNIBUS ARTICULADO

Artur Dieguez Backes

arturbackes@gmail.com

Resumo. *O uso do transporte público é uma das soluções para o problema de mobilidade enfrentado por diversas cidades no mundo. O uso de meios de transporte individual apenas faz sentido no caso de bicicletas e veículos de menos impacto no ambiente, sendo insustentável para veículos automotores à combustão ou mesmo elétricos em função do espaço físico limitado. O incentivo do uso de transportes em massa certamente passa pela demonstração que este transporte é seguro, confiável e confortável. Neste trabalho, o modelamento e otimização de um sistema de suspensão de ônibus articulado (solução adotada por muitas cidades) é apresentado. Objetiva-se avaliar os níveis de vibração e conforto neste tipo de ônibus e associado a algoritmos de otimização, propor melhorias. Análises são feitas para dinâmica de corpos rígidos e simulações empregadas em situações de obstáculos e pistas irregulares com o intuito de caracterizar seu comportamento. Ao final, resultados referentes ao modelo e a sua otimização são apresentados indicando os níveis de conforto esperado neste tipo de transporte.*

Palavras-chave: *Otimização. Dinâmica veicular. Ônibus articulado. Algoritmos metaheurísticos. Vibrações mecânicas.*

Abstract. *The use of public transport is one of the solutions to the mobility problem faced by several cities in the world. The use of individual means of transport only makes sense in the case of bicycles and vehicles with less impact on the environment, being unsustainable for combustion or even electric vehicles due to the limited physical space. Encouraging the use of mass transport certainly involves demonstrating that this transport is safe, reliable and comfortable. In this work, the modeling and optimization of an articulated bus suspension system (solution adopted by many cities) is presented. The objective is to evaluate the vibration and comfort levels in this type of bus and, associated with optimization algorithms, propose improvements. Analyzes are made for rigid body dynamics and simulations used in situations of obstacles and road irregularities in order to characterize their behavior. At the end, results related to the model and its optimization are presented indicating the expected comfort levels in this type of transport.*

Keywords: *Optimization. Vehicle dynamics. Articulated bus. Metaheuristic algorithms. Mechanical vibrations.*

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Trabalhos da literatura e motivação	1
1.2	Objetivos	1
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	2
2.1	Modelo numérico de um ônibus articulado.....	2
2.1.1	Forças de Reação da Pista	5
2.2	Otimização Multiobjetivo	5
2.2.1	Algoritmo de otimização Multiobjetivo MOQPSO	5
2.3	Método de integração de Newmark	6
3	METODOLOGIA	7
3.1	Dados técnicos do modelo numérico de ônibus articulado.....	7
3.2	Tipo de irregularidades de pista e obstáculos	8
3.3	Função multiobjetivo utilizada.....	9
4	RESULTADOS.....	9
4.1	Resultados da otimização.....	9
4.2	Comparativo de acelerações em pontos do ônibus para configuração dos parâmetros nominais e otimizados.....	12
5	CONCLUSÃO	13
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	14
	ANEXOS	16
	APÊNDICE.....	17

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Vista lateral do modelo simplificado de ônibus articulado.	2
Figura 2.2 – Vista frontal do modelo simplificado de ônibus articulado.....	2
Figura 2.3 – Fluxograma do algoritmo MOQPSO. (Grotti, 2018)	6
Figura 3.1 – Corte transversal da ondulação transversal Tipo A. (Res. nº 600 – CONTRAM 2016) .	8
Figura 3.2 – Gráfico do sinal no tempo para o perfil de pista combinado de ondulação transversal (lombada).	8
Figura 4.1 – Fronteiras de Pareto do MOQPSO: Aceleração vertical RMS do motorista versus passageiros 1 (a) e 2 (b).	9
Figura 4.2 – Fronteiras de Pareto do MOQPSO: Aceleração vertical RMS do motorista versus passageiros 3 (a) e 4 (b).	10
Figura 4.3 – Fronteiras de Pareto do MOQPSO: Aceleração vertical RMS do passageiro 1 versus passageiros 2 (a) e 3 (b).	10
Figura 4.4 – Fronteiras de Pareto do MOQPSO: Aceleração vertical RMS do passageiro 1 versus passageiro 4 (a) e passageiro 2 versus passageiro 3 (b).	10
Figura 4.5 – Fronteiras de Pareto do MOQPSO: Aceleração vertical RMS do passageiro 2 versus passageiro 4 (a) e passageiro 3 versus passageiro 4 (b).	11
Figura 4.6 – Comparação de sinal de aceleração no tempo para o (a) assento do motorista e passageiros (b, c, d, e) em configuração otimizada versus original (não-otimizada).	12
Figura 4.7 – Comparação da variação de força de reação do solo nos pneus em configuração otimizada versus original não-otimizada.	13
Figura A.1 – Modelo Chassi Mercedes-Benz O 500 MA2836.....	16
Figura A.2 – Modelo ônibus articulado, Porto Alegre, RS.....	17

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Graus de liberdade do modelo numérico de suspensão.	3
Tabela 3.1 – Variáveis de projeto a serem otimizadas.....	8
Tabela 4.1 – Solução selecionada conforme critério de utilidade versus configuração não-otimizada.	11
Tabela A.1 – Dados geométricos do ônibus.	17
Tabela A.2 – Dados de massa e inércia do ônibus.....	18
Tabela A.3 – Dados da suspensão do ônibus.	18

1 INTRODUÇÃO

O modelo de transporte individualizado é identificado como um dos grandes problemas urbanos, especialmente para cidades de médio e grande porte. As emissões provenientes da frota de automóveis em uma cidade como São Paulo correspondem a 72,6% das emissões provenientes de transportes, porém transportando apenas 30% dos passageiros (GIRARDI, 2017). Além disso, congestionamentos, necessidade de áreas para estacionar e investimentos em infraestrutura viária mostram que é um modelo que precisa ser repensado.

Como resposta a esse problema, sistemas de transporte em massa vêm sendo desenvolvidos ao redor do mundo para promover deslocamentos urbanos mais eficientes, como o BRT (*Bus Rapid Transit*), presente atualmente em 173 cidades do mundo com mais de 34 milhões de passageiros transportados por dia (GLOBAL BRT DATA, 2020). O BRT utiliza ônibus de alta capacidade em uma rede de vias rápidas exclusivas, com investimento significativamente inferior a modais ferroviários como metrô (MARCOPOLLO, 2011). Os ônibus articulados são utilizados como solução para sistemas como o BRT, podendo carregar mais passageiros em um único veículo, além de serem utilizados em sistemas convencionais em rotas de alta demanda.

1.1 Trabalhos da literatura e motivação

O incentivo do uso de transportes em massa certamente passa pela demonstração que este transporte é seguro, confiável e confortável, portanto, esse trabalho visa a avaliação de características de conforto de um ônibus articulado. Desenvolvendo um modelo numérico de suspensão para avaliar as respostas vibratórias e aplicando uma otimização é possível analisar as melhorias nos parâmetros de projeto cabíveis.

Trabalhos com o tema de avaliação de parâmetros de suspensão são recorrentes, inclusive no departamento no qual este trabalho está inserido. Pavan (2015) faz o desenvolvimento de modelos multicorpo de um ônibus para analisar e otimizar a dinâmica lateral e dinâmica vertical em pista e manobra baseada em norma ISO, comparando com dados experimentais e modelo implementado em software comercial. Flores (2015) aplica o modelo de ônibus tridimensional desenvolvido por Sekulic et al. (2013) para analisar a exposição ocupacional a vibrações de corpo inteiro em motoristas de ônibus.

Mizushima (2017) acrescenta três graus de liberdade ao modelo de ônibus, que representam a dinâmica lateral, para aplicar otimização mono-objetiva e multiobjetiva utilizando algoritmo NSGA-II (*Non-dominated Sorting Genetic Algorithm*) e QPSO (*Quantum Particle Swarm Optimization*). Grotti (2018) em continuação a este trabalho, compara a otimização multiobjetiva em algoritmo NSGA-II com o algoritmo desenvolvido MOQPSO, sendo este o QPSO modificado para resolver problemas multiobjetivo, e mostra a dominância em encontrar soluções melhores em problemas de otimização de suspensão quando comparado com o NSGA-II, algoritmo popular para otimização multiobjetivo. Tomasi (2019) utiliza o MOQPSO para otimização multiobjetivo de parâmetros de suspensão de motocicleta, analisando um modelo que incorpora dinâmica vertical e lateral e um modelo biodinâmico para o piloto e novamente o algoritmo mostra-se adequado para otimização de problemas multiobjetivo desta categoria.

Proposto inicialmente por Sun et al. (2004), o algoritmo metaheurístico QPSO é um aprimoramento ao PSO (*Particle Swarm Optimization*), e oferece vantagens como poucos parâmetros de ajuste e uma maior convergência para mínimos globais. Diversos ajustes ao longo do tempo foram sendo estudados como em Sun et al. (2006), além da implementação da otimização multiobjetivo como o estudado por Al-Baity (2015).

1.2 Objetivos

Neste trabalho se propõe o estudo para modelamento numérico de um sistema de suspensão de ônibus articulado e a otimização de seus parâmetros com vistas ao aumento de conforto. O novo modelo numérico de suspensão para dinâmica vertical é inspirado de modelos presentes em

literatura científica para ônibus e caminhões. As equações diferenciais da dinâmica vertical são resolvidas no tempo pelo método de Newmark (1959) e uma otimização multiobjetivo é aplicada, baseada no algoritmo metaheurístico de comportamento de partículas quânticas (MOQPSO). O estudo restringe-se a condições de trafegabilidade em pistas urbanas e sob obstáculos de lombadas e velocidades normalizadas assim como veículo trafegando com velocidade constante e longitudinalmente.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Modelo numérico de um ônibus articulado

O modelo de suspensão aqui criado parte do estudo de vibrações em sistemas de massa-mola-amortecedor. Este modelo foi desenvolvido com base no modelo de caminhão com semirreboque de Abbelkareem et al. (2018) e adaptado para um ônibus tipo articulado. Os modelos de suspensão são similares pois, assim como o caminhão, o modelo de ônibus escolhido apresenta suspensão do tipo eixo rígido. Para o ônibus, os componentes elásticos da suspensão são bolsões pneumáticos e tem amortecedores como componentes dissipativos, sendo dois bolsões pneumáticos e dois amortecedores para o eixo dianteiro e quatro bolsões pneumáticos e dois amortecedores para ambos eixos traseiros. A Figura 2.1 e Figura 2.2 mostram um esquema do modelo de suspensão em vista lateral e frontal a qual representam de forma simplifica o ônibus da Figura A.2, nos Apêndices.

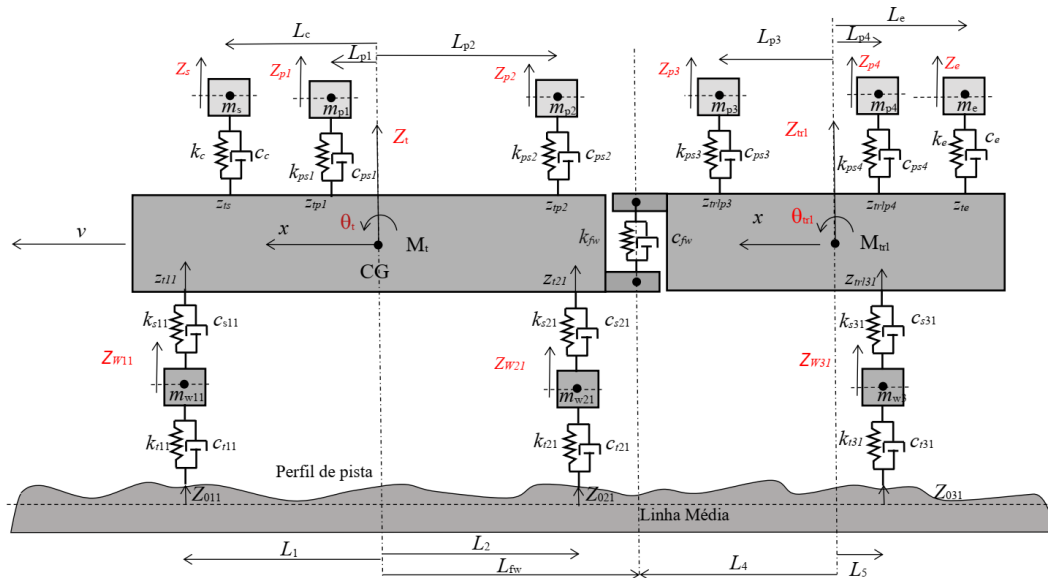


Figura 2.1 – Vista lateral do modelo simplificado de ônibus articulado.

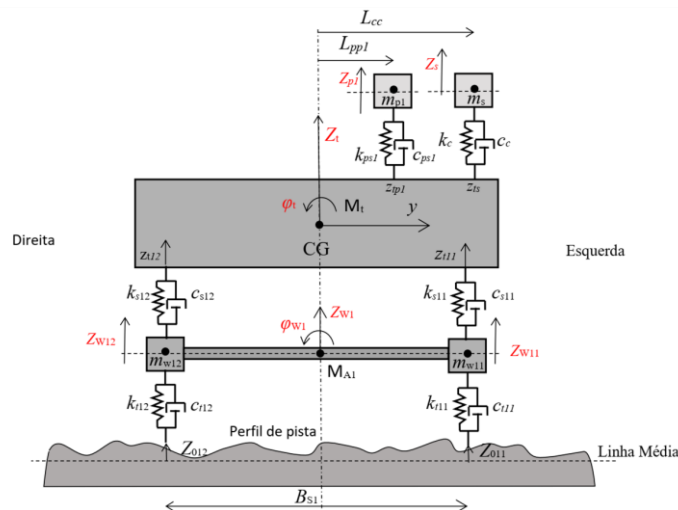


Figura 2.2 – Vista frontal do modelo simplificado de ônibus articulado.

No modelo de ônibus articulado indicado na Figura 2.1, as variáveis k significam rigidez, c significam amortecimento e m , massa. As variáveis Z indicam os deslocamentos verticais, θ ângulos de arfagem, φ aos ângulos de rolagem, L e B , dimensões geométricas. O subíndice s faz referência ao assento do motorista, p_i , $i=1,\dots,4$ faz referência aos passageiros, e ao motor, t ao corpo frontal (*truck*), trl ao reboque (*trailer*), v à velocidade constante longitudinal, w à massa não suspensa.

Para compor as equações do movimento, são analisados o equilíbrio individual de forças para os graus de liberdade de translação e o equilíbrio de momento para os graus de liberdade de rotação. Os 18 graus de liberdade (GDL) do modelo são exibidos na Tabela 2.1 cujas posições no modelo de suspensão estão nas Figuras 2.1 e Figura 2.2.

Tabela 2.1 – Graus de liberdade do modelo numérico de suspensão.

GDL	Variável	Definição
1	Z_{W1}	Deslocamento vertical do 1° eixo da suspensão
2	Z_{W2}	Deslocamento vertical do 2° eixo da suspensão
3	Z_{W3}	Deslocamento vertical do 3° eixo da suspensão
4	φ_{W1}	Rolagem do 1° eixo da suspensão
5	φ_{W2}	Rolagem do 2° eixo da suspensão
6	φ_{W3}	Rolagem do 3° eixo da suspensão
7	Z_t	Deslocamento vertical do corpo frontal
8	θ_t	Arfagem do corpo frontal
9	φ_t	Rolagem do corpo frontal
10	Z_{trl}	Deslocamento vertical do reboque (corpo traseiro)
11	θ_{trl}	Arfagem do reboque (corpo traseiro)
12	φ_{trl}	Rolagem do reboque (corpo traseiro)
13	Z_e	Deslocamento vertical do motor
14	Z_s	Deslocamento vertical do assento do motorista
15	Z_{p1}	Deslocamento vertical do assento do passageiro 1
16	Z_{p2}	Deslocamento vertical do assento do passageiro 2
17	Z_{p3}	Deslocamento vertical do assento do passageiro 3
18	Z_{p4}	Deslocamento vertical do assento do passageiro 4

Como exemplo, aplicando o equilíbrio de forças para o 7° grau de liberdade, correspondente ao deslocamento vertical do corpo frontal Z_t , a equação (2.1) toma forma em termos de variáveis auxiliares implícitas que podem ser relacionadas aos graus de liberdade principais.

$$\begin{aligned}
M_z \ddot{Z}_t = & -k_{s12}(Z_{t12} - Z_{w12}) - k_{s11}(Z_{t11} - Z_{w11}) - k_{s22}(Z_{t22} - Z_{w22}) - k_{s21}(Z_{t21} - Z_{w21}) \\
& + k_{fw}(Z_{t1rfw} - Z_{fw}) + k_c(Z_s - Z_{ts}) + k_{ps1}(Z_{p1} - Z_{tp1}) + k_{ps2}(Z_{p2} - Z_{tp2}) \\
& - c_{s12}(\dot{Z}_{t12} - \dot{Z}_{w12}) - c_{s11}(\dot{Z}_{t11} - \dot{Z}_{w11}) - c_{s22}(\dot{Z}_{t22} - \dot{Z}_{w22}) \\
& - c_{s21}(\dot{Z}_{t21} - \dot{Z}_{w21}) + c_{fw}(\dot{Z}_{t1rfw} - \dot{Z}_{fw}) + c_c(\dot{Z}_s - \dot{Z}_{ts}) + c_{ps1}(\dot{Z}_{p1} - \dot{Z}_{tp1}) \\
& + c_{ps2}(\dot{Z}_{p2} - \dot{Z}_{tp2})
\end{aligned} \tag{2.1}$$

A descrição das variáveis e seus valores podem ser encontradas no apêndice nas Tabelas A.1 até A.3. Aplicando as relações implícitas, obtidas também através das equações de equilíbrio, reorganizando a Equação (2.1) em termos dos graus de liberdade principais e igualando a zero, obtém-se a Equação (2.2):

$$\begin{aligned}
& M_z \ddot{Z}_t + (k_{s12} + k_{s11} + k_{s22} + k_{s21} + k_{fw} + k_c + k_{ps1} + k_{ps2}) Z_t \\
& + \left[(-k_{s12} + k_{s11}) \frac{B_{s1}}{2} + (-k_{s22} + k_{s21}) \frac{B_{s2}}{2} + k_c L_{cc} + k_{ps1} L_{pp1} + k_{ps2} L_{pp2} \right] \varphi_t \\
& + \left[(-k_{s12} - k_{s11}) L_1 + (k_{s22} + k_{s21}) L_2 + k_{fw} L_{fw} - k_c L_c - k_{ps1} L_{p1} - k_{ps2} L_{p2} \right] \theta_t \\
& + (-k_{s12} - k_{s11}) Z_{W1} + (k_{s12} - k_{s11}) \frac{B_{s1}}{2} \varphi_{W1} + (-k_{s22} - k_{s21}) Z_{W2} \\
& + (k_{s22} - k_{s21}) \frac{B_{s2}}{2} \varphi_{W2} - k_{fw} Z_{tlr} + k_{fw} L_4 \theta_{trl} - k_c Z_s - k_{ps1} Z_{p1} - k_{ps2} Z_{p2} \\
& + (c_{s12} + c_{s11} + c_{s22} + c_{s21} + c_{fw} + c_c + c_{ps1} + c_{ps2}) \dot{Z}_t \\
& + \left[(-c_{s12} - c_{s11}) \frac{B_{s1}}{2} + (-c_{s22} + c_{s21}) \frac{B_{s2}}{2} + c_c L_{cc} + c_{ps1} L_{pp1} + c_{ps2} L_{pp2} \right] \dot{\varphi}_t \\
& + \left[(-c_{s12} - c_{s11}) L_1 + (c_{s22} + c_{s21}) L_2 + c_{fw} L_{fw} - c_c L_c - c_{ps1} L_{p1} - c_{ps2} L_{p2} \right] \dot{\theta}_t \\
& + (-c_{s12} - c_{s11}) \dot{Z}_{W1} + (c_{s12} - c_{s11}) \frac{B_{s1}}{2} \dot{\varphi}_{W1} + (-c_{s22} - c_{s21}) \dot{Z}_{W2} \\
& + (c_{s22} - c_{s21}) \frac{B_{s2}}{2} \dot{\varphi}_{W2} - c_{fw} \dot{Z}_{tlr} + c_{fw} L_4 \dot{\theta}_{trl} - c_c \dot{Z}_s - c_{ps1} \dot{Z}_{p1} - c_{ps2} \dot{Z}_{p2} = 0
\end{aligned} \tag{2.2}$$

Analogamente, aplicando o equilíbrio rotacional para o 8º grau de liberdade, correspondente a arfagem, θ_t , do corpo frontal:

$$\begin{aligned}
I_{\theta t} \ddot{\theta}_t = & k_{s12} (Z_{t12} - Z_{w12}) L_1 + k_{s11} (Z_{t11} - Z_{w11}) L_1 - k_{s22} (Z_{t22} - Z_{w22}) L_2 \\
& - k_{s21} (Z_{t21} - Z_{w21}) L_2 + k_{fw} (Z_{tlrfw} - Z_{fw}) L_{fw} - k_c (Z_s - Z_{ts}) L_c \\
& - k_{ps1} (Z_{p1} - Z_{tp1}) L_{p1} - k_{ps2} (Z_{p2} - Z_{tp2}) L_{p2} + c_{s12} (\dot{Z}_{t12} - \dot{Z}_{w12}) L_1 \\
& + c_{s11} (\dot{Z}_{t11} - \dot{Z}_{w11}) L_1 - c_{s22} (\dot{Z}_{t22} - \dot{Z}_{w22}) L_2 - c_{s21} (\dot{Z}_{t21} - \dot{Z}_{w21}) L_2 \\
& + c_{fw} (\dot{Z}_{tlrfw} - \dot{Z}_{fw}) L_{fw} - c_c (\dot{Z}_s - \dot{Z}_{ts}) L_c - c_{ps1} (\dot{Z}_{p1} - \dot{Z}_{tp1}) L_{p1} \\
& - c_{ps2} (\dot{Z}_{p2} - \dot{Z}_{tp2}) L_{p2}
\end{aligned} \tag{2.3}$$

Cuja descrição das variáveis e seus valores podem ser encontradas no apêndice na Tabela A.1 até A.3. Novamente, aplicando as relações implícitas, reorganizando a Equação (2.3) em termos dos graus de liberdade principais e igualando a zero, obtém-se a Equação (2.4):

$$\begin{aligned}
I_{\theta t} \ddot{\theta}_t + & \left[(-k_{s12} - k_{s11}) L_1 + (k_{s22} + k_{s21}) L_2 + k_{fw} L_{fw} - k_c L_c - k_{ps1} L_{p1} - k_{ps2} L_{p2} \right] Z_t \\
& + \left[(k_{s12} - k_{s11}) \frac{B_{s1}}{2} L_1 + (-k_{s22} + k_{s21}) \frac{B_{s2}}{2} L_2 + (-k_{c22} + k_{c21}) \frac{B_c}{2} L_{2c} \right. \\
& \left. - k_c L_{cc} L_c - k_{ps1} L_{p1} L_{pp1} - k_{ps2} L_{p2} L_{pp2} \right] \varphi_t \\
& + \left[(k_{s12} + k_{s11}) L_1^2 + (k_{s22} + k_{s21}) L_2^2 + k_{fw} L_{fw}^2 + k_c L_c^2 + k_{ps1} L_{p1}^2 \right. \\
& \left. + k_{ps2} L_{p2}^2 \right] \theta_t + \left[(k_{s12} + k_{s11}) L_1 \right] Z_{W1} + \left[-k_{s12} + k_{s11} \right] \frac{B_{s1}}{2} L_1 \varphi_{W1} \\
& + \left[(-k_{s22} - k_{s21}) L_2 \right] Z_{W2} + \left[k_{s22} - k_{s21} \right] \frac{B_{s2}}{2} L_2 \varphi_{W2} - k_{fw} L_{fw} Z_{tlr} \\
& + k_{fw} L_4 L_{fw} \theta_{trl} + k_c Z_s L_c + k_{ps1} L_{p1} Z_{p1} + k_{ps2} L_{p2} Z_{p2} \\
& + \left[(-c_{s12} - c_{s11}) L_1 + (c_{s22} + c_{s21}) L_2 + c_{fw} L_{fw} - c_c L_c - c_{ps1} L_{p1} - c_{ps2} L_{p2} \right] \dot{Z}_t \\
& + \left[(c_{s12} - c_{s11}) \frac{B_{s1}}{2} L_1 + (-c_{s22} + c_{s21}) \frac{B_{s2}}{2} L_2 - c_c L_{cc} L_c - c_{ps1} L_{p1} L_{pp1} \right. \\
& \left. - c_{ps2} L_{p2} L_{pp2} \right] \dot{\varphi}_t \\
& + \left[(c_{s12} + c_{s11}) L_1^2 + (c_{s22} + c_{s21}) L_2^2 + c_{fw} L_{fw}^2 + c_c L_c^2 + c_{ps1} L_{p1}^2 \right. \\
& \left. + c_{ps2} L_{p2}^2 \right] \dot{\theta}_t + \left[(c_{s12} + c_{s11}) L_1 \right] \dot{Z}_{W1} + \left[-c_{s12} + c_{s11} \right] \frac{B_{s1}}{2} L_1 \dot{\varphi}_{W1} \\
& + \left[(-c_{s22} - c_{s21}) L_2 \right] \dot{Z}_{W2} + \left[c_{s22} - c_{s21} \right] \frac{B_{s2}}{2} L_2 \dot{\varphi}_{W2} - c_{fw} L_{fw} \dot{Z}_{tlr} + c_{fw} L_4 L_{fw} \dot{\theta}_{trl} \\
& + c_c \dot{Z}_s L_c + c_{ps1} L_{p1} \dot{Z}_{p1} + c_{ps2} L_{p2} \dot{Z}_{p2} = 0
\end{aligned} \tag{2.3}$$

Tal procedimento é repetido para os demais graus de liberdade e, ao final, pode-se montar as matrizes de massa, rigidez e amortecimento, equacionando o problema através da equação global de equilíbrio (Equação 2.4) a ser resolvida através do método numérico de Newmark (RAO, 2011).

$$\mathbf{M}\ddot{\vec{z}} + \mathbf{C}\dot{\vec{z}} + \mathbf{K}\vec{z} = \vec{F} \quad , \quad (2.4)$$

onde \mathbf{M} é a matriz de massa, \mathbf{C} a matriz de amortecimento, \mathbf{K} a matriz de rigidez e \vec{F} a força de excitação externa proveniente da pista, sendo os vetores de posição \vec{z} , velocidade $\dot{\vec{z}}$ e aceleração $\ddot{\vec{z}}$ do problema.

2.1.1 Forças de Reação da Pista

As forças de reação da pista são importantes para uma medida do trabalho feito pela suspensão ao passar pelas irregularidades, servindo também para o dimensionamento dos componentes da suspensão, sendo definidas através da Equação (2.5):

$$\begin{aligned} F_{gr_{i1}} &= k_{ti1}(Z_{Wi1} - Z_{oi1}) + c_{ti1}(\dot{Z}_{Wi1} - \dot{Z}_{oi1}) \quad i = 1,2,3 \\ F_{gr_{i2}} &= k_{ti2}(Z_{Wi2} - Z_{oi2}) + c_{ti2}(\dot{Z}_{Wi2} - \dot{Z}_{oi2}) \quad i = 1,2,3 \end{aligned} \quad (2.5)$$

onde i se refere aos três eixos e 1,2 aos lados esquerdo e direito do ônibus. Escrevendo a Equação (2.5) em termos dos graus de liberdade principais:

$$\begin{aligned} F_{gr_{i1}} &= k_{ti1} \left(Z_{Wi} + \varphi_{Wi} \frac{B_{s1}}{2} - Z_{oi1} \right) + c_{ti1} \left(\dot{Z}_{Wi} + \dot{\varphi}_{Wi} \frac{B_{si}}{2} - \dot{Z}_{oi1} \right) \quad i = 1,2,3 \\ F_{gr_{i2}} &= k_{ti2} \left(Z_{Wi} - \varphi_{Wi} \frac{B_{si}}{2} - Z_{oi2} \right) + c_{ti2} \left(\dot{Z}_{Wi} - \dot{\varphi}_{Wi} \frac{B_{si}}{2} - \dot{Z}_{oi2} \right) \quad i = 1,2,3 \end{aligned} \quad (2.6)$$

2.2 Otimização Multiobjetivo

A otimização do modelo visa adequar parâmetros de projeto para um melhor conforto dos ocupantes. A escolha por uma análise multiobjetivo tem grande valor para a compatibilização de objetivos concorrentes na otimização, possibilitando ao projetista escolher inúmeras possibilidades de soluções mostradas em Fronteiras de Pareto. O conceito de Pareto, proposto por Vilfredo Pareto (1896), define que não existe uma única solução ótima e sim um conjunto de soluções, onde os objetivos são concorrentes, ou seja, não existirá uma única solução, mas sim uma série de soluções e dentre elas deve ser escolhida a que for julgada melhor, oferecendo liberdade para a tomada de decisões de um projeto.

Define-se que um vetor solução \mathbf{X}_a é considerado um conjunto solução ótimo de Pareto, se, e somente se, não exista outro vetor solução \mathbf{X}_b que atenda as duas condições de dominância. O conceito de dominância diz que, sendo \mathbf{X}_a e \mathbf{X}_b duas soluções possíveis, de um problema de otimização de minimização com M funções objetivos conflitantes, a solução \mathbf{X}_a domina a solução \mathbf{X}_b se, e somente se, $f_i(\mathbf{X}_a) \leq f_i(\mathbf{X}_b)$ para $i=1$ até M , e para ao menos um i , $f_i(\mathbf{X}_a) < f_i(\mathbf{X}_b)$. Caso a condição citada não seja violada, ambos os vetores de solução são chamados “não dominados” entre si, e o conjunto de todos os vetores solução não dominados é denominado Fronteira de Pareto (GROTTI et al., 2020).

2.2.1 Algoritmo de otimização Multiobjetivo MOQPSO

O algoritmo QPSO (*Quantum Particle Swarm Optimization*) foi desenvolvido a partir do PSO (*Particle Swarm Optimization*) de Kennedy e Eberhart (1995) que se baseia no comportamento de animais como aves, abelhas e peixes, onde as partículas apresentam vetores de posição e velocidade no domínio da função objetivo, dirigindo-se assim em conjunto para a solução ótima.

O QPSO, entretanto, utiliza conceitos da mecânica quântica para determinar a cinemática das partículas, isto é, a solução é determinada através de uma função de onda para a densidade de

probabilidade das partículas, tal qual ocorre com um elétron orbitando o núcleo de um átomo. Estas modificações garantem melhor convergência para o mínimo global da função (SUN et al., 2004).

Por sua vez, o MOQPSO (*MultiObjective Quantum Particle Swarm Optimization*), algoritmo aqui utilizado para as otimizações, é a variante multiobjetivo para o algoritmo, implementada por Al-Baity (2015). Conforme mostrado em trabalhos anteriores que utilizam o MOQPSO, os resultados provenientes deste se mostram eficientes para a resolução de problemas de otimização de suspensão quando comparados com outros algoritmos multiobjetivos como NSGA-II (*Non-dominated Sorting Genetic Algorithm*) e COGA-II (*Compressed-Objective Genetic Algorithm with Convergence Detection*) (GROTTI et al. 2020). A Figura 2.3 mostra um fluxograma do algoritmo, mostrando de forma simplificada a estratégia utilizada para a otimização.

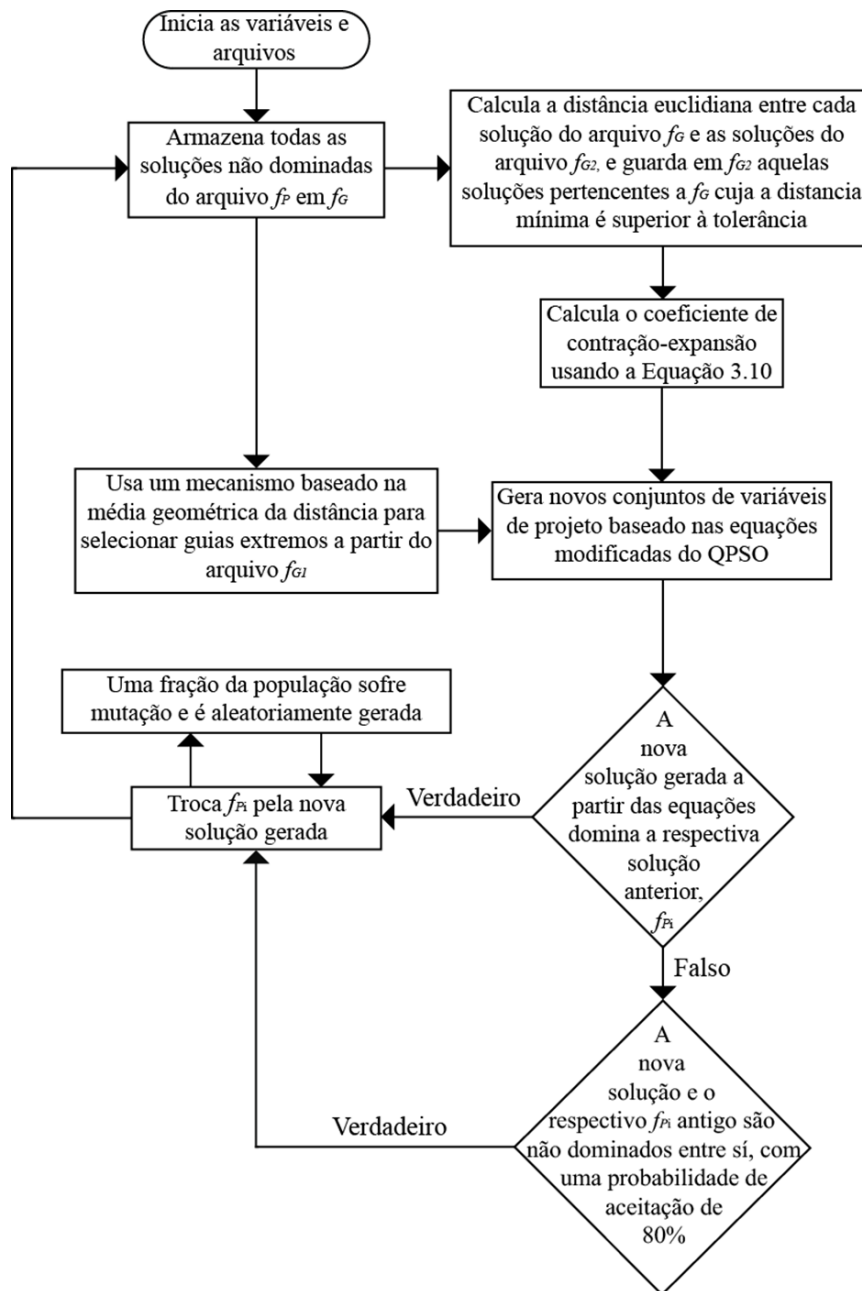


Figura 2.3 – Fluxograma do algoritmo MOQPSO. (Grotti, 2018)

2.3 Método de integração de Newmark

Para resolução de sistemas de equações diferenciais no tempo (Equação 2.4) há os métodos de integração direta, como os Métodos de Newmark, de Houbolt e da Diferença Central, os quais são

algoritmos aplicados diretamente ao sistema de equações original. Estes métodos podem ser classificados em implícitos, como Newmark e Houbolt, e explícitos, como o Método da Diferença Central. O método de Newmark utiliza dois parâmetros, α e δ , que podem ser determinados para obter a precisão e estabilidade desejadas. É o método mais eficaz dentre os métodos implícitos e foi originalmente proposto por Newmark como um esquema incondicionalmente estável. Utilizando os parâmetros $\delta=1/2$ e $\alpha=1/4$, é também chamado de método da aceleração média constante ou ainda como o método da regra trapezoidal (RAO, 2011).

Com base na premissa de que a aceleração varia linearmente entre dois instantes de tempo, t e $t+\Delta t$, o método utiliza as Equações (2.7) e (2.8) para determinar os vetores de velocidade e deslocamento no fim do intervalo $t+\Delta t$ para um sistema com vários graus de liberdade (RAO, 2011).

$$\vec{z}_{t+\Delta t} = \vec{z}_t + [(1 - \delta)\vec{\ddot{z}}_t + \delta\vec{\ddot{z}}_{t+\Delta t}]\Delta t \quad (2.7)$$

$$\vec{z}_{t+\Delta t} = \vec{z}_t + \Delta t\vec{\dot{z}}_t + [(\mathbf{0.5} - \alpha)\vec{\ddot{z}}_t + \alpha\vec{\ddot{z}}_{t+\Delta t}]\Delta t^2 \quad (2.8)$$

Expressando a aceleração e velocidade em relação ao deslocamento e substituindo na equação diferencial de movimento, e resolvendo-se para o deslocamento, chega-se a:

$$\vec{z}_{t+\Delta t} = \left[\frac{\mathbf{1}}{\alpha(\Delta t)^2} \mathbf{M} + \frac{\delta}{\alpha\Delta t} \mathbf{C} + \mathbf{K} \right]^{-1} \left\{ \vec{F}_{t+\Delta t} + \mathbf{M} \left(\frac{\mathbf{1}}{\alpha(\Delta t)^2} \vec{z}_t + \frac{\mathbf{1}}{\alpha\Delta t} \vec{\dot{z}}_t + \left(\frac{\mathbf{1}}{2\alpha} - \mathbf{1} \right) \vec{\ddot{z}}_t \right) + \mathbf{C} \left(\frac{\delta}{\alpha\Delta t} \vec{z}_t + \left(\frac{\delta}{\alpha} - \mathbf{1} \right) \vec{\dot{z}}_t + \left(\frac{\delta}{\alpha} - 2 \right) \frac{\Delta t}{2} \vec{\ddot{z}}_t \right) \right\} \quad (2.9)$$

Pode-se resumir a aplicação do método de Newmark da seguinte forma: com os valores conhecidos de deslocamento ($\vec{z}_{t=0}$) e velocidade ($\vec{\dot{z}}_{t=0}$) iniciais, ou seja, quando $t=0$, determina-se a aceleração inicial ($\vec{\ddot{z}}_{t=0}$) com a Equação (2.10); em seguida, com os valores de passo de tempo (Δt) e os parâmetros α e δ definidos de forma adequada, utilizando a Equação (2.9) e as respectivas matrizes de massa, amortecimento e rigidez, calcula-se o vetor de deslocamento ($\vec{z}_{t+\Delta t}$), começando com o deslocamento inicial, com $t=0$; então, são calculados os vetores de aceleração ($\vec{\ddot{z}}_{t+\Delta t}$) e velocidade ($\vec{\dot{z}}_{t+\Delta t}$) com as Equações (2.11) e (2.12) indicadas a seguir.

$$\vec{\ddot{z}}_{t=0} = \mathbf{M}^{-1} (\vec{F}_{t=0} - \mathbf{C} \vec{\dot{z}}_{t=0} - \mathbf{K} \vec{z}_{t=0}) \quad (2.10)$$

$$\vec{\ddot{z}}_{t+\Delta t} = \frac{\mathbf{1}}{\alpha(\Delta t)^2} (\vec{z}_{t+\Delta t} - \vec{z}_t) - \frac{\mathbf{1}}{\alpha\Delta t} \vec{\dot{z}}_t - \left(\frac{\mathbf{1}}{2\alpha} - \mathbf{1} \right) \vec{\ddot{z}}_t \quad (2.11)$$

$$\vec{\dot{z}}_{t+\Delta t} = \vec{\dot{z}}_t + (1 - \delta)\Delta t \vec{\ddot{z}}_t + \delta\Delta t \vec{\ddot{z}}_{t+\Delta t} \quad (2.12)$$

Neste trabalho foi adotado um passo de tempo para assegurar a acurácia dos resultados numéricos ($\Delta t = 1 \times 10^{-4}$ s), obtido com uma discretização decrescente dos intervalos até que os resultados numéricos de valores RMS (*Root Mean Square*) não alterassem em ao menos 1%.

3 METODOLOGIA

3.1 Dados técnicos do modelo numérico de ônibus articulado

O chassi usado como referência trata-se do modelo O-500MA, fabricado pela Mercedes-Benz do Brasil (Figura A.1 nos Anexos) e amplamente utilizado nas cidades brasileiras. Com cerca de 18 metros de comprimento, motorização de 354 cv, 1600 Nm de torque e PBT (Peso Bruto Total) de 28 toneladas, os valores de propriedades mecânicas são adaptados das informações técnicas divulgadas do fabricante e de modelos numéricos semelhantes em literatura. A Tabela 3.1 apresenta os valores originais de projeto da suspensão a serem otimizadas e no apêndice as Tabelas A.1 até A.3 apresentam todos parâmetros utilizados no modelo.

Tabela 3.1 – Variáveis de projeto a serem otimizadas.

Parâmetro	Descrição	Valor nominal	Referência
k_{s11}, k_{s12}	Rigidez da suspensão no eixo 1 esquerdo e direito.	20900 N/m	Li, 2009
k_{s21}, k_{s22}	Rigidez da suspensão no eixo 2 esquerdo e direito.	40865 N/m	Sekulic et al., 2013
k_{s31}, k_{s32}	Rigidez da suspensão no eixo 3 esquerdo e direito.	40865 N/m	Sekulic et al., 2013
k_{fw}	Rigidez da articulação.	2000000 N/m	Law et al., 2017
c_{s11}, c_{s12}	Amortecimento da suspensão no eixo 1 esquerdo e direito.	40000 Ns/m	Sekulic et al., 2013
c_{s21}, c_{s22}	Amortecimento da suspensão no eixo 2 esquerdo e direito.	45973 Ns/m	Sekulic et al., 2013
c_{s31}, c_{s32}	Amortecimento da suspensão no eixo 3 esquerdo e direito.	45973 Ns/m	Sekulic et al., 2013
c_{fw}	Amortecimento da articulação.	5000 Ns/m	Law et al., 2017

3.2 Tipo de irregularidades de pista e obstáculos

Gera-se um perfil de pista baseado na norma ISO 8606 (2016), que padroniza e possibilita a comparação de medições de diferentes perfis verticais de pista, incluindo também referências para simulações dinâmicas como a empregada nesta pesquisa. A geração é feita através da função de densidade espectral do processo estocástico de irregularidades da pista, G_a , relacionando assim com as amplitudes das irregularidades ao perfil tipo C da norma. A geração do sinal de tempo é criada usando a formulação Shinozuka e Jan (1972) da seguinte forma:

$$x_a(t_i) = \sum_{i=1}^{ne} \sqrt{G_a(f_i) \Delta f} \sin(2\pi f_i t_i + \varphi_i), \quad (3.1)$$

onde φ_i é o ângulo de fase aleatório variando de 0 a 2π , f_i são as frequências da densidade espectral e ne é o número de linhas espectrais utilizadas na discretização (500). As trilhas dianteira e traseira são correlacionadas usando uma simples defasagem na fase e um modelo de correlação cruzada em termos de densidade espectral é aplicado para correlacionar as trilhas esquerda e direita de um mesmo eixo conforme Grotti et al. (2020).

Além disso o veículo passa por ondulação transversal (lombada). Esta tem altura e dimensão definidas pela Resolução nº 600 do Conselho Nacional de Trânsito – CONTRAN (2016), onde para ruas e rodovias onde há o tráfego de transporte coletivo, deve ser utilizado o Tipo A cujo dimensionamento pode ser visto através do corte transversal da Figura 3.1.

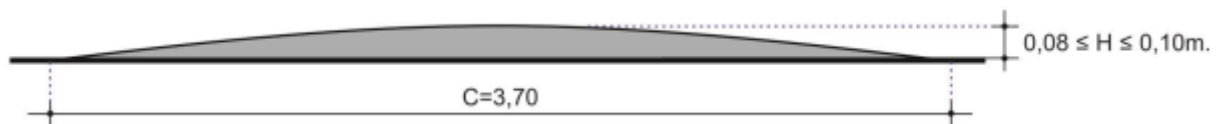


Figura 3.1 – Corte transversal da ondulação transversal Tipo A. (Res. nº 600 – CONTRAM 2016)

A ondulação transversal foi definida numericamente através de uma função senoidal com meio período de duração, sendo este o comprimento normalizado da Figura 3.1 de 3,70 metros, e amplitude adotada de 0,08 metros. A velocidade horizontal do veículo é de constantes 30 km/h, velocidade máxima indicada na resolução nº 600 do CONTRAN para esse dispositivo viário. O perfil de pista com obstáculo resultante é mostrado na Figura 3.2, onde ub_1 a ub_6 correspondem à trilha percorrida por cada um dos seis conjuntos de roda.

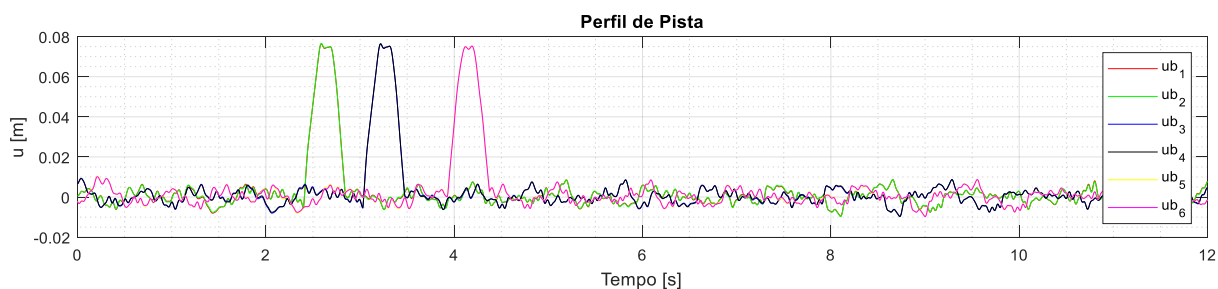


Figura 3.2 – Gráfico do sinal no tempo para o perfil de pista combinado de ondulação transversal (lombada).

3.3 Função multiobjetivo utilizada

No presente trabalho, as funções objetivo adotadas minimizam as acelerações do assento do motorista e dos quatro passageiros distribuídos no modelo. Para isso, utiliza-se a Equação (3.2) para avaliar o valor RMS (*Root Mean Square*) da aceleração no intervalo de análise.

$$a_{rms} = \sqrt{\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} [a(t)]^2 dt} \quad (3.2)$$

O problema de otimização com as funções objetivo é dado pela Equação (3.3):

$$\begin{aligned} \text{Minimizar:} & \quad f_i(x) = a_{rms,i}, \quad i = 1,2,3,4,5 \\ \text{Sujeito a:} & \quad x_k \in [0,75 \cdot x_{k,ref}; 1,25 \cdot x_{k,ref}] \end{aligned} \quad (3.3)$$

onde $f_i(x)$ são as funções objetivo, $a_{rms,i}$ o valor RMS da aceleração para cada um i assentos considerados (do motorista e passageiros) e x_k às variáveis de projeto, que neste caso são as constantes de rigidez e amortecimento da suspensão e da articulação central, compreendidas entre o intervalo de 75% a 125% dos valores nominais. A escolha destes valores permite que o resultado final recaia sobre valores usuais para suspensões disponíveis comercialmente.

Dentre as diversas soluções não-dominadas obtidas através dos gráficos de Pareto, para escolher o ponto ótimo analisado é utilizada uma função de utilidade (ranqueamento) das soluções, de modo a conferir o menor valor da soma de f_{rank} , conforme a Equação (3.4):

$$f_{rank} = \sum_{i=1}^5 W_i f_i(x) , \quad (3.4)$$

onde W_i correspondem aos pesos escolhidos para cada função objetivo. Diferentes pesos priorizam a escolha da solução para determinada função objetivo em detrimento as demais e cabe ao projetista esta definição, porém nesse trabalho foi utilizado valor igual a um para todas funções objetivo para obter um comportamento otimizado geral do modelo.

4 RESULTADOS

4.1 Resultados da otimização

A partir da metodologia descrita, o algoritmo de otimização é aplicado ao modelo do ônibus. Os parâmetros utilizados foram tolerância entre as soluções de 1×10^{-4} , número de partículas $n_p = 150$ e número de iterações $T = 2000$, e, como resultado, 520 soluções não dominadas compoem as Fronteiras de Pareto mostradas na Figura 4.1 até 4.5, com 335403 chamadas da função objetivo (simulações).

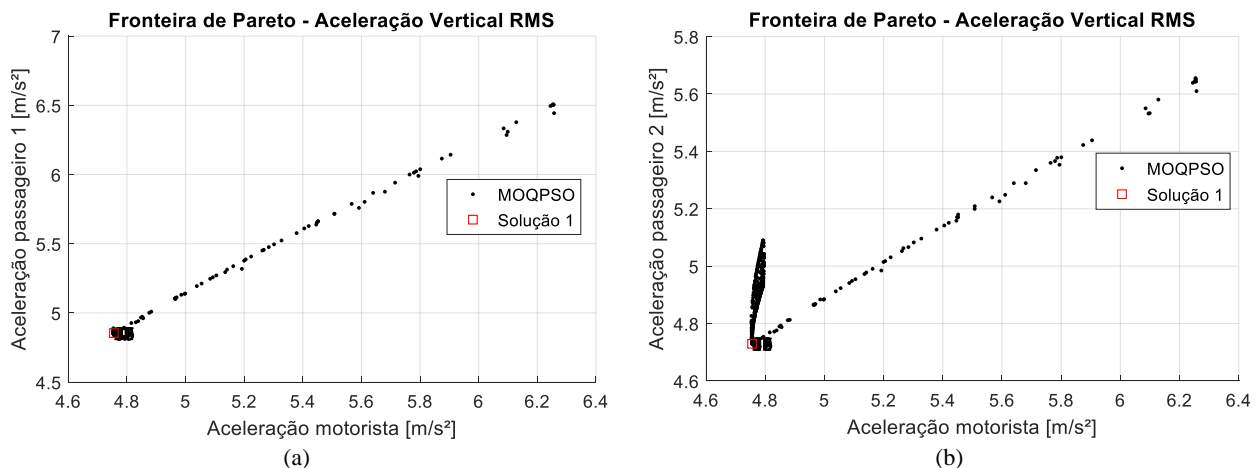


Figura 4.1 – Fronteiras de Pareto do MOQPPO: Aceleração vertical RMS do motorista versus passageiros 1 (a) e 2 (b).

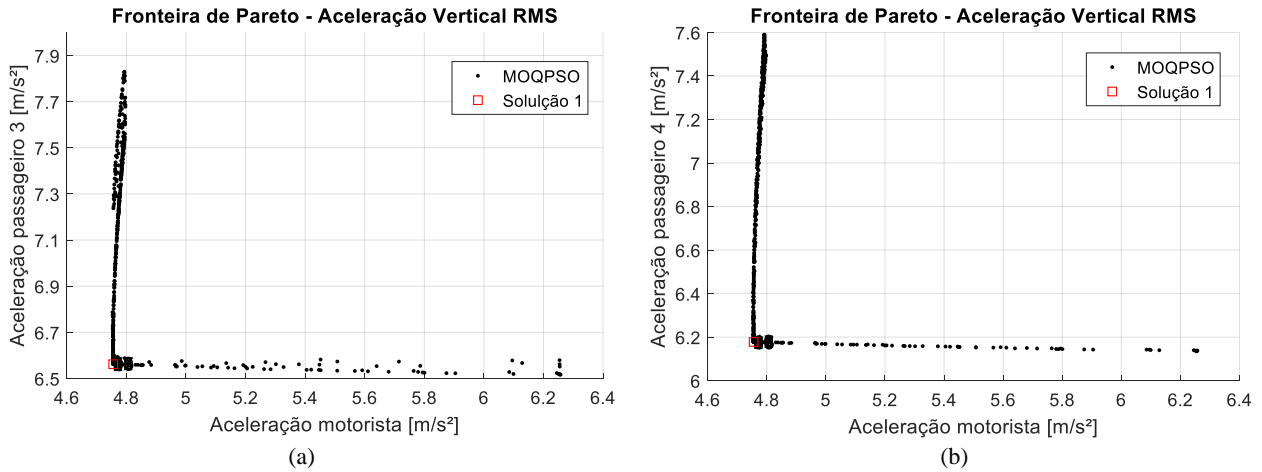


Figura 4.2 – Fronteiras de Pareto do MOQPPO: Aceleração vertical RMS do motorista versus passageiros 3 (a) e 4 (b).

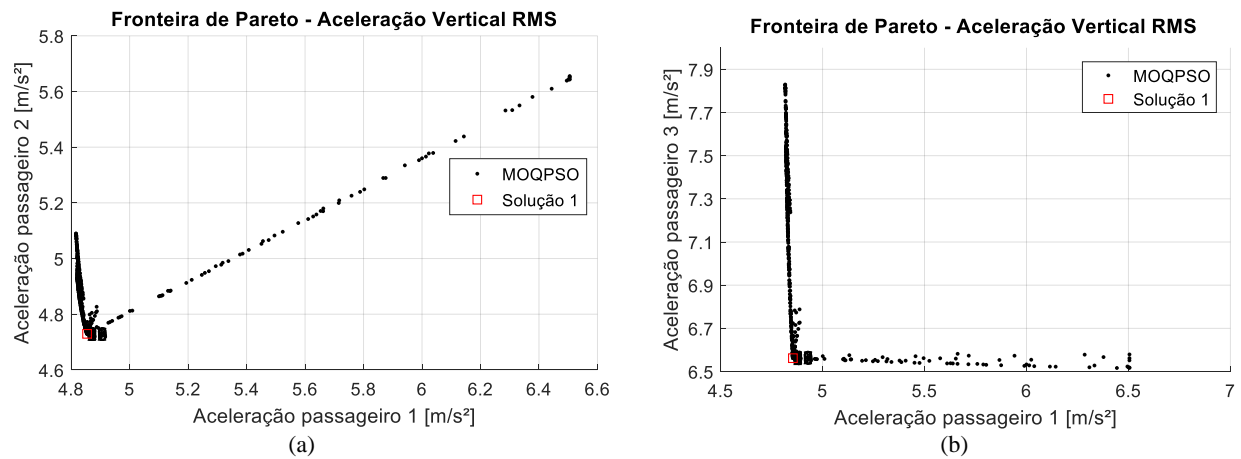


Figura 4.3 – Fronteiras de Pareto do MOQPPO: Aceleração vertical RMS do passageiro 1 versus passageiros 2 (a) e 3 (b).

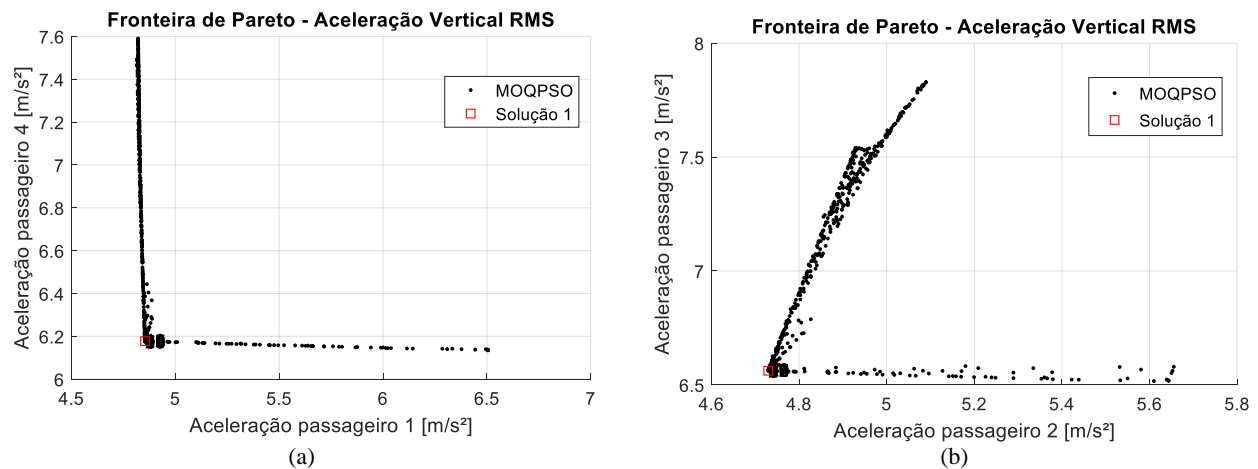


Figura 4.4 – Fronteiras de Pareto do MOQPPO: Aceleração vertical RMS do passageiro 1 versus passageiro 4 (a) e passageiro 2 versus passageiro 3 (b).

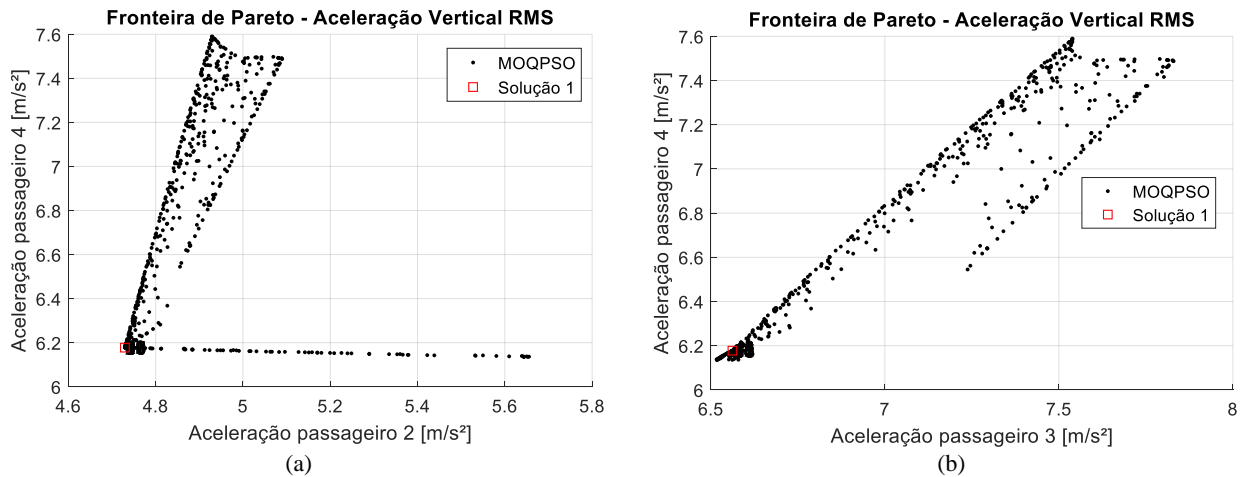


Figura 4.5 – Fronteiras de Pareto do MOQPSO: Aceleração vertical RMS do passageiro 2 versus passageiro 4 (a) e passageiro 3 versus passageiro 4 (b).

Mediante análise das Fronteiras de Pareto, observa-se que, de maneira geral, as funções objetivo apresentam características concorrentes através das soluções definidas em mais de uma direção no plano bidimensional, ou seja, a diminuição de um objetivo isoladamente não necessariamente melhorará os demais objetivos. Vale frisar que todas as soluções apresentadas são não-dominadas, o que implica satisfazer as condições da Seção 2.2 e apresentar melhor resultado em pelo menos uma função objetivo, o que mostra a relevância de uma análise multiobjetivo. A exceção clara, onde os objetivos se mostram não concorrentes, é a apresentada na Figura 4.1a, cujo comportamento assemelha-se a uma reta crescente, ou seja, a busca de uma melhora nas oscilações do assento do motorista implica também em uma melhora para o assento do passageiro 1 e vice-versa. Tal resultado poderia ser esperado devido à proximidade de ambos na carroceria do ônibus.

Utilizando o critério da função de utilidade (Equação 3.4), escolhe-se uma solução dentre as possíveis, representada através da Solução 1, marcada de vermelho nas Figuras 4.1 a 4.5. Pode-se realizar então a comparação da solução original com uma das respostas otimizadas. Os dados são apresentados na Tabela 4.1 a seguir.

Tabela 4.1 – Solução selecionada conforme critério de utilidade versus configuração não-otimizada.

	Valor Nominal	Solução 1	Diferença
k_{s11}, k_{s12}	20900 N/m	15675 N/m	-25,00%
k_{s21}, k_{s22}	40865 N/m	30649 N/m	-25,00%
k_{s31}, k_{s32}	40865 N/m	30649 N/m	-25,00%
k_{fw}	2000000 N/m	2500000 N/m	+25,00%
c_{s11}, c_{s12}	40000 Ns/m	30000 Ns/m	-25,00%
c_{s21}, c_{s22}	45973 Ns/m	34480 Ns/m	-25,00%
c_{s31}, c_{s32}	45973 Ns/m	34480 Ns/m	-25,00%
c_{fw}	5000 Ns/m	6250 Ns/m	+25,00%
$f_1(\mathbf{x})$	6,0593 m/s ²	4,8170 m/s ²	-20,50%
$f_2(\mathbf{x})$	6,0652 m/s ²	4,8849 m/s ²	-19,46%
$f_3(\mathbf{x})$	5,8739 m/s ²	4,6920 m/s ²	-20,12%
$f_4(\mathbf{x})$	8,2865 m/s ²	6,5174 m/s ²	-21,35%
$f_5(\mathbf{x})$	7,7386 m/s ²	6,1185 m/s ²	-20,94%
$f_{rank}(\mathbf{x})$	34,023	27,030	-20,56%

É interessante notar que, para os elementos de suspensão, os valores de rigidez e amortecimento atingiram o limite inferior do domínio de otimização. Uma diminuição de tal forma já foi constatada

por Grotti (2018) quando analisado o problema do ônibus não articulado com dinâmica lateral e assim reforça a consistência do modelo de suspensão criado. Em suma, uma suspensão menos rígida e menos amortecida traz vantagens na absorção das vibrações da pista, porém deve-se ter cuidado neste aspecto pois outras questões referentes a estabilidade e segurança dinâmica não estão sendo consideradas neste estudo. Para os parâmetros da articulação, os valores atingiram os limites superiores, o que indica que uma maior restrição ao movimento relativo entre a carroceria frontal e traseira traz vantagens em termos de aceleração sentida pelos ocupantes. Os resultados das funções objetivo indicam diminuição de aproximadamente 20,5% nos valores RMS de aceleração percebidas nos assentos do motorista e passageiros.

4.2 Comparativo de acelerações em pontos do ônibus para configuração dos parâmetros nominais e otimizados

Pode-se então, elaborar a comparação visual entre os resultados gerados, onde a configuração inicial e a configuração final otimizada são confrontadas e exibidas nas Figuras 4.6 e 4.7 para a passagem através do perfil de pista do tipo C da norma ISO 8606 somada de ondulação transversal normatizada:

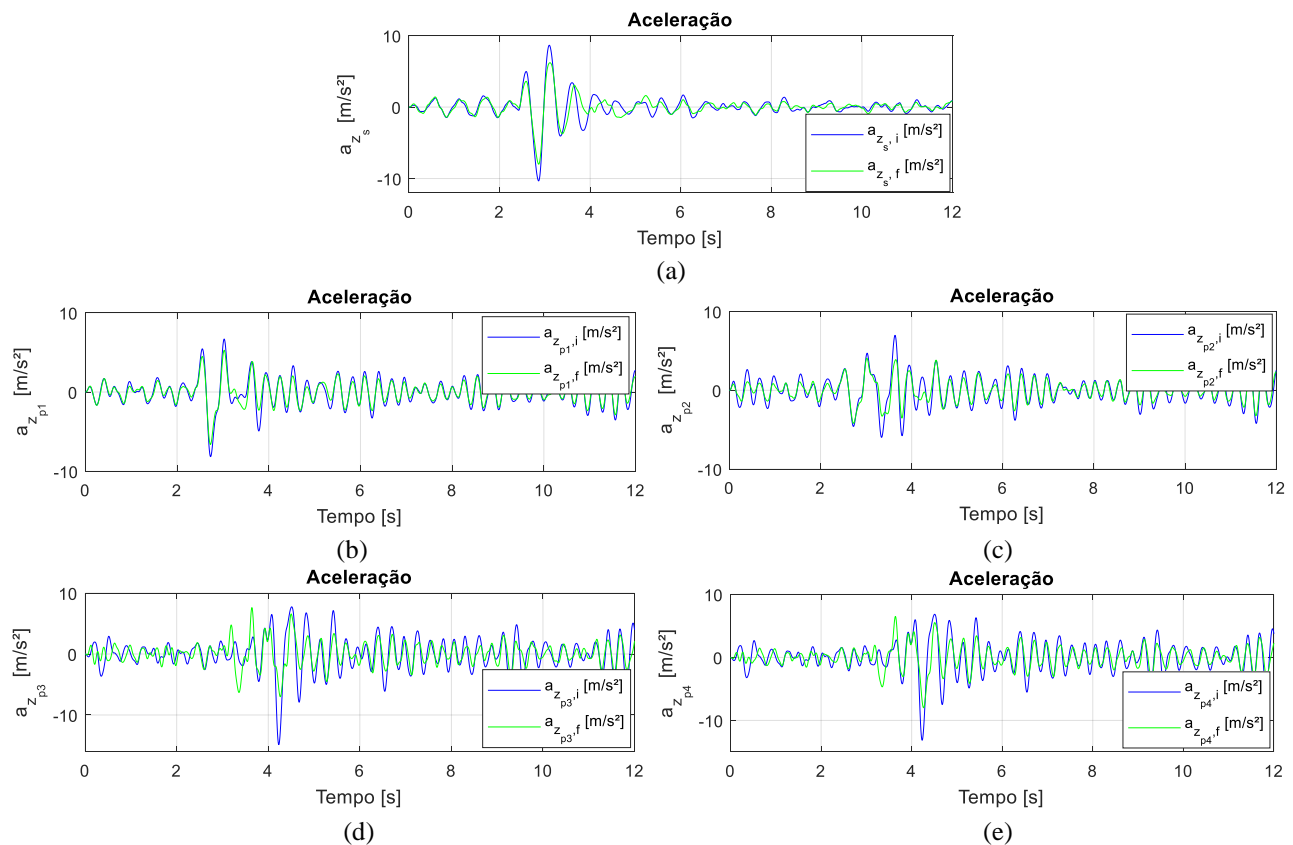


Figura 4.6 – Comparação de sinal de aceleração no tempo para o (a) assento do motorista e passageiros (b, c, d, e) em configuração otimizada versus original (não-otimizada).

Observando a resposta no tempo para o motorista e passageiros da configuração não otimizada, em azul, percebe-se que após a otimização, em verde, é notável a diminuição na amplitude geral das oscilações (Figura 4.6). Ainda que a otimização busque uma melhora nos valores RMS de aceleração, os picos de maior amplitude também apresentaram diminuição e a otimização atingiu tanto a passagem pelo perfil de pista quanto a passagem pelo obstáculo (lombada). Também pode ser notado que, para o assento do motorista (Figura 4.6a), que tem maior conforto devido atividade laboral por diversas horas no veículo, a configuração otimizada também apresenta melhora, sobretudo nos maiores picos de oscilação devido a lombada.

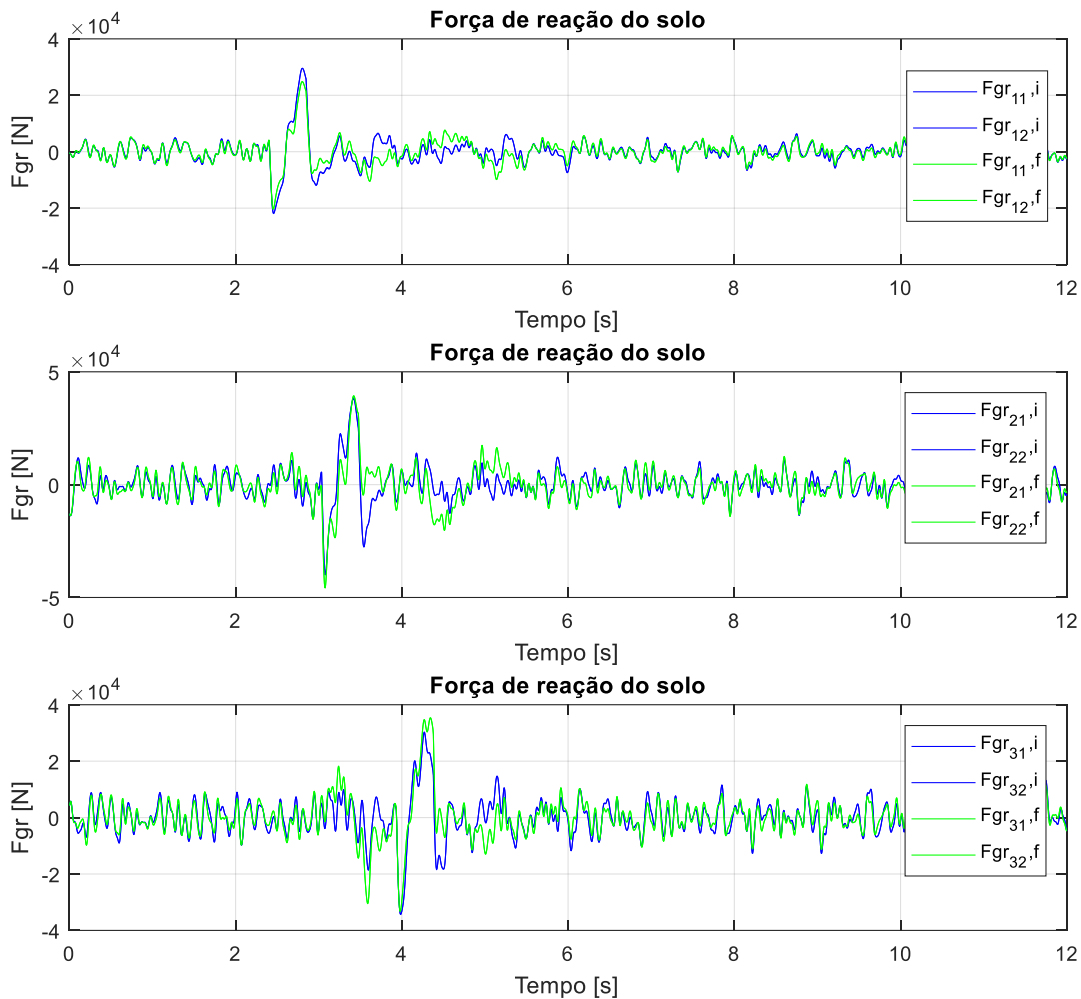


Figura 4.7 – Comparação da variação de força de reação do solo nos pneus em configuração otimizada versus original não-otimizada.

Analisando os gráficos da Figura 4.7, gerados através da Equação (2.6), percebe-se um ligeiro aumento, ainda que não muito evidente, da força de reação do solo nos pneus para a configuração otimizada (em verde) frente a configuração nominal (em azul). Os índices i e j de $F_{gr_{ij}}$ são referentes aos eixos e ao lado do veículo respectivamente. Este aumento das forças é explicado através da diminuição das constantes de rigidez e amortecimento da suspensão, aumentando a carga de trabalho da mesma e transferindo menos vibrações aos ocupantes.

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho desenvolveu um novo modelo numérico para suspensão de ônibus articulado, sendo este estudo de dinâmica vertical para ônibus articulado não comum na literatura. O modelo desenvolvido foi inspirado em similares da literatura para caminhões, embora novos graus de liberdade tenham sido acrescentados e novas equações do equilíbrio dinâmico montadas. Uma otimização multiobjetivo dos parâmetros de suspensão foi realizada com fim de identificar possíveis melhorias em termos do conforto dos ocupantes.

O resultado da otimização possibilitou a escolha de uma solução que apresenta diminuição geral na aceleração RMS sentida pelos ocupantes de 20,5%. A utilização de algoritmo multiobjetivo possibilitou a visualização espacial multidimensional das funções objetivos através das Fronteiras de Pareto, identificando se há características conflitantes nas respostas e possibilitando ao projetista um leque de escolhas dentre o universo de soluções já otimizadas. A função de utilidade escolhida

para o ranqueamento dos pontos da fronteira considerou pesos constantes para os cinco objetivos do projeto, sendo tal parâmetro de fácil modificação para estratégias de prioridade diferentes.

Em trabalhos futuros, outras funções objetivo podem ser consideradas como, por exemplo, o espaço de trabalho da suspensão ou as forças de reação ao solo, para avaliar aspectos sobre estabilidade e segurança dinâmica. Diferentes variáveis de projeto como parâmetros geométricos (distância e posição dos eixos) e a implementação de graus de liberdade adicionais para dinâmica lateral também podem ser discutidos. A obtenção de dados precisos sobre a suspensão, difíceis de obter, seja por segredo industrial ou desconhecimento dos operadores dos veículos, e, medições experimentais com o veículo real são um passo futuro para uma validação mais precisa do modelo numérico.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Abdelkareem, M. A. A., Xu, L., Ali, M. K. A. “**Analysis of the energy harvesting potential-based suspension for truck semitrailer**”. In Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering, November 2018. Doi: 10.1177/0954407018812276

Al-Baity, H., “**A Quantum Behaved Particle Swarm Approach to Multiobjective Optimization**”. PhD Thesis. The University of Birmingham. 2015.

Flores, C. R. “**Otimização do comportamento dinâmico lateral e vertical de um ônibus modelado como sistema multicorpo**”. Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Porto Alegre, RS, Brasil. 2015.

Conselho Nacional de Trânsito. Resolução 600. “**Padrões e critérios para a instalação de ondulação transversal (lombada física) em vias públicas**”. CONTRAN. 2016.

Girardi, G. “**Carros levam 30% dos passageiros, mas respondem por 73% das emissões em SP**”. Estadão Sustentabilidade, 2017. Acessado em 15-08-2020. Disponível em <https://sustentabilidade.estadao.com.br/noticias/geral,carros-transportam-30-dos-passageiros-mas-respondem-por-73-das-emissoes-em-sp,70001806416>

Global BRT Data. Acessado em 01-09-2020. Disponível em <http://brtdata.org/>

Grotti, E. “**Otimização Multiobjetivo de parâmetros da suspensão de um ônibus baseada no modelo de partículas quânticas**”. 2018. 15f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2018.

Grotti, E.; Mizushima, D. M.; Backes, A. D.; Awruch, M. D. F.; Gomes, H. “**A Novel Multi-Objective Quantum Particle Swarm Algorithm for Suspension Optimization**”. Computational & Applied Mathematics, v. 105, p. 1-29, 2020.

ISO 8608: 2016. “**Mechanical Vibration – Measurement and Evaluation of Human Exposure to Hand-Transmitted Vibration**”. Geneve.

Kennedy, J., Eberhart, R. “**Particle Swarm Optimization**”. Proceedings of IEEE International Conference on Neural Networks. IV. pp. 1942–1948.1995.

Law, S.-S., Zhu, X.-Q. “**Moving loads - Dynamic analysis and Identification Techniques**”. (Structures and infrastructures). CRCR Press. Routledge, 1st. edition (June 16, 2017).

Li, S. H., Ren J. Y. “**Driver steering control and full vehicle dynamics study based on nonlinear three directional coupled heavy-duty vehicle model**”, Mathematical Problem in engineering, V.2014, ID 252374, 16p., 2009.

Marcopolo. “**Sistema BRT (*bus rapid transit*) é solução para redução de congestionamento nas grandes cidades**”. 2011. Acessado em 01-09-2020. Disponível em <https://www.marcopolo.com.br/marcopolo/comunicacao/noticias/sistema-brt-bus-rapid-transit-e-solucao-para-reducao-de-congestionamento-nas-grandes-cidades>

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

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. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Porto Alegre, RS, Brasil. 2015.

Pareto, V. “**Cours d’Economie Politique**”. Rouge, Lausanne, Switzerland. 1896.

Rao, S. S. “**Mechanical Vibrations**”. 6th Edition, Pearson Ed, 1112 p., 2011.

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. Applied Mathematical Modelling. (37)18–19, 2013. pp. 8629-8644. DOI: 10.1016/j.apm.2013.03.060

Shinozuka, M., Jan, C-M. “**Digital simulation of random processes and its applications**”. Journal of Sound and Vibration, 25(1), 111-128, 1972.

Sun J., Xu W., Fang W. “**Quantum-Behaved Particle Swarm Optimization Algorithm with Controlled Diversity**”. Alexandrov V. N., van Albada G. D., Sloot P. M. A., Dongarra J. (eds) Computational Science – ICCS 2006. ICCS 2006. Lecture Notes in Computer Science, v. 3993. Springer, Berlin, Heidelberg, 2006.

Sun, J., Feng, B., Xu, W. “**Particle swarm optimization with particles having quantum behavior**”. Proceedings of Congress on Evolutionary Computation, Portland, OR, USA, pp.325-331. 2004.

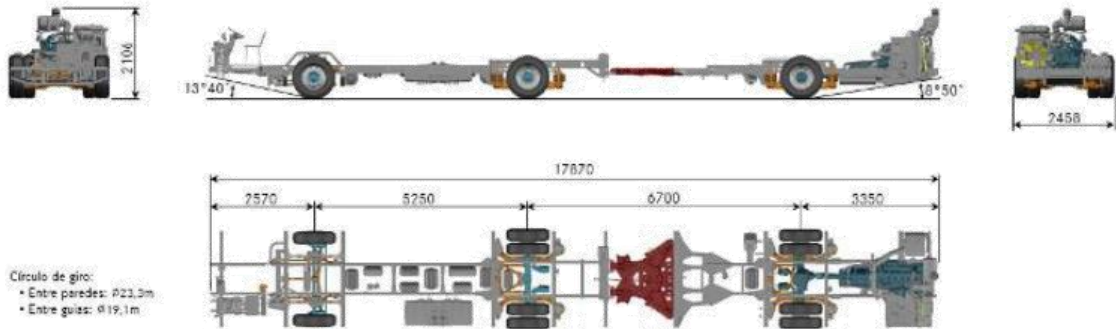
Tomasi, V. F. “**Otimização multiobjetivo dos parâmetros da suspensão de uma motocicleta**”. 2019. 15f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2019.

ANEXOS

O 500 MA 2836

6x2 Articulado de piso alto para uso urbano

Dados Básicos



Carroceria

Comprimento encarroçado [m]	até 18,6
Capacidade de passageiros	até 173
Quantidade de assentos	até 48

Pesos

	1ª	2ª	3ª + 4ª	Total (PBT)
Cargas máximas por eixo [kg]	7.000	10.000	13.000	28.000

Trem de força

Motor

Modelo	MB OM 457 LA (Proconve P-7)
Cilindros e arranjo	6 cilindros verticais em linha, turbocooler
Volume [L]	12
Sist. Pós-tratamento	Redução Catalítica Seletiva de Nox (SCR)
Potência máxima	260 kW (354 cv) a 2.000 rpm
Torque máximo	1.600 Nm (163,2 mkgf) a 1.100 rpm
Unidades injetoras	Individuais com injeção direta
Polia Adicional AC	Sim, versão 01.00

Transmissão

Automática ZF Ecolife 6 AP 1700B com retarder	$i = 3,36 / 1,91 / 1,42 / 1,00 / 0,72 / 0,62$ marcha ré = 9,84
Acionamento	Por meio de teclas

Eixos

Dianteiro	MB V04/13 DL-7
Auxiliar	NR 4 / 61 DL - 10
Traseiro	MB H0 7 / R0 300-13 S/22.5
Redução	$i = 7,733 (29:15 \times 4)$

Desempenho

Velocidade máxima	84 km/h (com limitador a 60km/h)
-------------------	----------------------------------

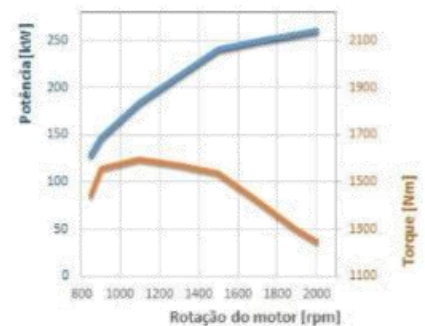
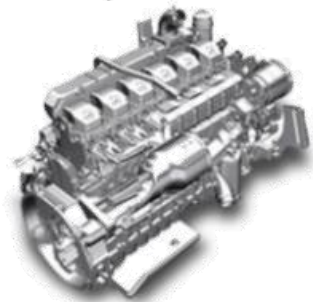


Figura A.1 – Modelo Chassi Mercedes-Benz O 500 MA2836.

Fonte: www.mercedes-benz.com.br

APÊNDICE



Figura A.2 – Modelo ônibus articulado, Porto Alegre, RS.

Fonte: próprio autor.

Tabela A.1 – Dados geométricos do ônibus.

Parâmetro	Descrição	Valor Nominal	Referência
B_{s1}	Bitola entre eixos 1.	2,301 m	Mercedes-Benz O500MA
B_{s2}	Bitola entre eixos 2.	2,160 m	Mercedes-Benz O500MA
B_{s2}	Bitola entre eixos 2.	2,160 m	Mercedes-Benz O500MA
L_1	Distância do centro de gravidade do corpo frontal ao eixo 1.	2,625 m	Mercedes-Benz O500MA
L_2	Distância do centro de gravidade do corpo frontal ao eixo 2.	2,625 m	Mercedes-Benz O500MA
L_4	Distância do centro de gravidade do corpo traseiro à articulação.	5,175 m	Mercedes-Benz O500MA
L_5	Distância do centro de gravidade do corpo traseiro ao eixo 3.	-0,875 m	Mercedes-Benz O500MA
L_e	Distância do centro de gravidade do corpo traseiro ao motor em x.	0,437 m	Mercedes-Benz O500MA
L_{ee}	Distância do centro de gravidade do corpo traseiro ao motor em y.	0,000 m	Mercedes-Benz O500MA
L_c	Distância do centro de gravidade do corpo frontal ao assento do motorista em x.	3,910 m	Mercedes-Benz O500MA
L_{cc}	Distância do centro de gravidade do corpo frontal ao assento do motorista em y.	1,000 m	Mercedes-Benz O500MA
L_{fw}	Distância do centro de gravidade do corpo frontal à articulação.	5,825 m	Mercedes-Benz O500MA
L_{p1}	Distância do centro de gravidade do corpo frontal ao assento do passageiro 1 em x.	2,600 m	Mercedes-Benz O500MA
L_{p2}	Distância do centro de gravidade do corpo frontal ao assento do passageiro 2 em x.	0,000 m	Mercedes-Benz O500MA
L_{p3}	Distância do centro de gravidade do corpo traseiro ao assento do passageiro 3 em x.	2,600 m	Mercedes-Benz O500MA
L_{p4}	Distância do centro de gravidade do corpo traseiro ao assento do passageiro 4 em x.	0,800 m	Mercedes-Benz O500MA
L_{pp1}	Distância do centro de gravidade do corpo frontal ao assento do passageiro 1 em y.	1,000 m	Mercedes-Benz O500MA
L_{pp2}	Distância do centro de gravidade do corpo frontal ao assento do passageiro 2 em y.	-1,000 m	Mercedes-Benz O500MA
L_{pp3}	Distância do centro de gravidade do corpo traseiro ao assento do passageiro 3 em y.	1,000 m	Mercedes-Benz O500MA
L_{pp4}	Distância do centro de gravidade do corpo traseiro ao assento do passageiro 4 em y.	-1,000 m	Mercedes-Benz O500MA

Tabela A.2 – Dados de massa e inércia do ônibus.

Parâmetro	Descrição	Valor Nominal	Referência
M_{A1}	Massa não suspensa da suspensão dianteira.	746 kg	Sekulic et al., 2013
M_{A2}	Massa não suspensa da suspensão do meio.	1355 kg	Sekulic et al., 2013
M_{A3}	Massa não suspensa da suspensão traseira.	1550 kg	Law et al., 2017
M_{w11}, M_{w12}	Massa não suspensa da suspensão dianteira.	100 kg	Sekulic et al., 2013
M_{w21}, M_{w22}	Massa não suspensa da suspensão do meio.	200 kg	Sekulic et al., 2013
M_{w31}, M_{w32}	Massa não suspensa da suspensão traseira.	200 kg	Law et al., 2017
M_z	Massa suspensa do ônibus completamente ocupado.	13000 kg	Mercedes-Benz O500MA
M_{trl}	Massa suspensa do ônibus completamente ocupado.	7000 kg	Mercedes-Benz O500MA
$m_{p1}, m_{p2},$ m_{p3}, m_{p4}	Massa dos passageiros 1, 2, 3 e 4 com assento.	90 kg	Sekulic et al., 2013
m_s	Massa do motorista com assento.	120 kg	Li, 2009
m_{p3}	Massa do passageiro 3 e assento.	90 kg	Sekulic et al., 2013
m_{p4}	Massa do passageiro 4 e assento.	90 kg	Sekulic et al., 2013
m_e	Massa do motor.	1065 kg	Mercedes-Benz OM457
$I_{\phi w1}$	Momento de inércia de massa de rolagem do eixo dianteiro.	350 kg m ²	Sekulic et al., 2013
$I_{\phi w2}, I_{\phi w3}$	Momento de inércia de massa de rolagem dos eixos traseiros.	620 kg m ²	Sekulic et al., 2013
$I_{\theta t}$	Momento de inércia de massa de arfagem do corpo frontal.	150000 kg m ²	Sekulic et al., 2013
$I_{\theta trl}$	Momento de inércia de massa de arfagem do corpo traseiro.	90000 kg m ²	Law et al., 2017
$I_{\phi t}$	Momento de inércia de massa de rolagem do corpo frontal.	13000 kg m ²	Sekulic et al., 2013
$I_{\phi trl}$	Momento de inércia de massa de rolagem do corpo traseiro.	13000 kg m ²	Nguyen et al., 2019

Tabela A.3 – Dados da suspensão do ônibus.

Parâmetro	Descrição	Valor nominal	Referência
k_{s11}, k_{s12}	Rigidez da suspensão no eixo 1 lados esquerdo e direito.	20900 N/m	Li, 2009
k_{s21}, k_{s22}	Rigidez da suspensão no eixo 2 lados esquerdo e direito.	40865 N/m	Sekulic et al., 2013
k_{s31}, k_{s32}	Rigidez da suspensão no eixo 3 lados esquerdo e direito.	40865 N/m	Sekulic et al., 2013
k_{t11}, k_{t12}	Rigidez dos pneus no eixo 1 lados esquerdo e direito.	1000000 N/m	Li, 2009
k_{t21}, k_{t22}	Rigidez dos pneus no eixo 2 lados esquerdo e direito.	2000000 N/m	Sekulic et al., 2013
k_{t31}, k_{t32}	Rigidez dos pneus no eixo 3 lados esquerdo e direito.	2000000 N/m	Sekulic et al., 2013
k_e	Rigidez dos coxins do motor.	100000 N/m	Li, 2009
k_c	Rigidez da suspensão do assento do motorista.	20000 N/m	Li, 2009
$k_{ps1}, k_{ps2},$ k_{ps3}, k_{ps4}	Rigidez equivalente dos assentos dos passageiros.	40000 N/m	Sekulic et al., 2013
k_{fw}	Rigidez da articulação.	2000000 N/m	Law et al., 2017
c_{t11}, c_{t12}	Amortecimento do pneu no eixo 1 lados esquerdo e direito.	150 Ns/m	Sekulic et al., 2013
c_{t21}, c_{t22}	Amortecimento do pneu no eixo 3 lados esquerdo e direito.	300 Ns/m	Sekulic et al., 2013
c_{t31}, c_{t32}	Amortecimento do pneu no eixo 3 lados esquerdo e direito.	300 Ns/m	Sekulic et al., 2013
c_{s11}, c_{s12}	Amortecimento da suspensão no eixo 1 lados esquerdo e direito.	40000 Ns/m	Sekulic et al., 2013
c_{s21}, c_{s22}	Amortecimento da suspensão no eixo 2 lados esquerdo e direito.	45973 Ns/m	Sekulic et al., 2013
c_{s31}, c_{s32}	Amortecimento da suspensão no eixo 3 lados esquerdo e direito.	45973 Ns/m	Sekulic et al., 2013
c_e	Amortecimento dos coxins do motor.	750 Ns/m	Li, 2009
c_{sv}	Amortecimento da suspensão do assento do motorista.	750 Ns/m	Sekulic et al., 2013
$c_{ps1}, c_{ps2},$ c_{ps3}, c_{ps4}	Amortecimento da suspensão do assento dos passageiros 1, 2, 3 e 4.	220 Ns/m	Sekulic et al., 2013
c_{fw}	Amortecimento da articulação.	5000 Ns/m	Law et al., 2017