

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

MEDIÇÃO EXPERIMENTAL E IDENTIFICAÇÃO DE PARÂMETROS DE
SUSPENSÃO DE UM CAMINHÃO

por

Douglas Fernando Zuffo Pedersetti

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, maio de 2021.

CIP - Catalogação na Publicação

Pedersetti, Douglas Fernando Zuffo
MEDIÇÃO EXPERIMENTAL E IDENTIFICAÇÃO DE PARÂMETROS DE
SUSPENSÃO DE UM CAMINHÃO. / Douglas Fernando Zuffo
Pedersetti. -- 2021.
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, 2021.

1. Otimização. 2. Dinâmica veicular. 3. Caminhão.
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).

Douglas Fernando Zuffo Pedersetti

MEDIÇÃO EXPERIMENTAL E IDENTIFICAÇÃO DE PARÂMETROS DE
SUSPENSÃO DE UM CAMINHÃO

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. Herbert Martins Gomes

Prof. Dr. Juan Pablo Raggio Quintas

Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas

Porto Alegre, maio de 2021.

*“O único lugar onde o sucesso
vem antes do trabalho é no dicionário.”*

(Albert Einstein)

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço à Deus, que me deu capacidade intelectual e emocional durante o curso, confortando minhas angústias e preocupações, sempre cuidando dos meus nas horas mais difíceis.

Agradeço à minha esposa, Thais, meu porto seguro, que sempre esteve ao meu lado em todos os momentos, que me incentivou a continuar em busca dos meus objetivos durante esses anos. Agradeço ao meu filho, Athos Henrique, a ter tido paciência e compreensão quando não pude estar presente devido as tarefas relacionadas a faculdade.

Agradeço aos meus pais, Valdemiro e Marli, pelo suporte durante esses longos anos de estudo, por ter me apoiado a cursar engenharia após já ter iniciado outro curso, à minha irmã, Andressa, por me ajudar sempre que precisei.

Agradeço também aos meus amigos Julian, Ítalo e Luan pelas horas de conversa nos momentos difíceis que se passara neste período.

Agradeço ao professor e orientador, Herbert Martins Gomes, pela grande ajuda, compreensão e suporte por todos os problemas enfrentados durante a elaboração deste trabalho de conclusão de curso. Ao meu coorientador, José Picoral, por toda ajuda disponibilizada durante este trabalho.

À Universidade Federal do Rio Grande do Sul, por excelente qualidade, tanto da gama de professores por qual passei, quanto da estrutura que utilizei para adquirir conhecimento durante esses longos anos.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO – 2021

MEDIÇÃO EXPERIMENTAL E IDENTIFICAÇÃO DE PARÂMETROS DE
SUSPENSÃO DE UM CAMINHÃO

Douglas Fernando Zuffo Pedersetti

douglas_pedersetti@hotmail.com

Resumo. Atualmente se tem demonstrado grande interesse no desenvolvimento de sistemas de suspensão para veículos e principalmente na concepção e otimização dos parâmetros da suspensão, como a rigidez e o amortecimento. Esses parâmetros são considerados fatores importantes que influenciam na segurança e melhoram o conforto dos passageiros no veículo. Modelos simplificados de veículos tem sido proposto com o objetivo de melhor entender o comportamento dinâmico frente a modificações geométricas de suas partes, de irregularidades de trajetos percorridos e propriedades da suspensão. Nem sempre propriedades como massas, rigidez e amortecimento são disponibilizadas para os modelos reais. Uma metodologia que permita a avaliação destas propriedades de forma simples e que se baseie em medidas experimentais permitirá o correto modelamento e aumento da acurácia das estimativas e estudos paramétricos realizados sobre estes sistemas. Este trabalho propõe a identificação dos principais parâmetros de uma suspensão de um caminhão baú baseando-se em testes experimentais e um modelo simplificado da sua suspensão. Resultados referentes à identificação são apresentados comparando-os aos correspondentes valores medidos.

Palavras-chave: identificação modal, PSO, suspensão, vibrações, aceleração.

Experimental measurement and identification of parameters for a truck suspension

Abstract. Currently, there has been great interest in the development of suspension systems for vehicles and mainly in the design and optimization of suspension parameters, such as stiffness and damping. These parameters are considered important factors that influence safety and improve passenger comfort in the vehicle. Simplified vehicle models have been proposed in order to better understand the dynamic behavior in face of geometric changes in parts, irregularities in the paths traveled, suspension properties. Properties such as mass, stiffness and damping are not always available for real models. A methodology that allows the evaluation of these properties in a simple way and that is based on experimental measurements will allow the correct modeling and increase of the accuracy of the estimates and parametric studies carried out on these systems. This work proposes the identification of the main parameters of a suspension of a trunk truck based on experimental tests and a simplified model of its suspension. Results regarding identification are presented comparing them to the corresponding measured values.

Keywords: modal identification, PSO, suspension, vibrations, acceleration.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Objetivos	1
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	2
3.1	Modelo numérico de um caminhão do tipo baú.....	2
3.2	Método de integração de Newmark	4
4	OTIMIZAÇÃO POR ENXAME DE PARTÍCULAS PSO	5
5	MATERIAIS E MÉTODOS	5
5.1	Testes experimentais e equipamentos utilizados	5
5.2	Identificação das propriedades da suspensão do caminhão	7
6	RESULTADOS.....	7
6.1	Resultados da otimização.....	8
6.2	Comparativo de acelerações em pontos do caminhão baú após a identificação dos parâmetros.....	10
7	CONCLUSÕES	12
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	14
	APÊNDICE	15

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 – Graus de Liberdade (em vermelho) do modelo simplificado de caminhão baú de 3 eixos.	3
Figura 3.2 – Dimensões do modelo simplificado de caminhão baú de 3 eixos.	3
Figura 5.1 – Exemplos de resultados das medições para aceleração vertical assento motorista e $v=20$ km/h (3 repetições).....	6
Figura 5.2 – Exemplos de resultados das medições para aceleração vertical no 1° eixo rígido e $v=20$ km/h (3 repetições).....	6
Figura 5.3 – Exemplos de resultados das medições para aceleração vertical 3° eixo rígido e $v=20$ km/h (3 repetições).....	6
Figura 5.4 – Fluxograma do processo de identificação.	7
Figura 6.1 – Gráfico de convergência das variáveis para a velocidade de 15km/h	9
Figura 6.2 – Gráfico de convergência das variáveis para a velocidade de 20km/h.	9
Figura 6.3 – Gráfico da aceleração do assento do motorista (a)15 km/h (b) 20km/h.	11
Figura 6.4 – Gráfico da aceleração 1° eixo rígido (a)15 km/h (b) 20km/h.	12
Figura 6.5– Gráfico da aceleração 3° eixo rígido (a)15 km/h (b) 20km/h.	12
Figura A.1 – Modelo Caminhão Baú, Porto Alegre, RS. (Fonte: Próprio autor e Wanderlei Lopes.)	15
Figura A.2 – Dimensões da lombada usada no teste experimental. (Fonte: Próprio autor.).....	15
Figura A.3 – Posicionamento dos acelerômetros tri axiais para medição.	15
Figura A.4 – Trecho utilizado pelo veículo para medição. (Fonte: Google Maps)	16
Figura A.5 – Local de instalação de um dos acelerômetros. (Fonte: Próprio autor)	16

LISTA DE TABELAS

Tabela 6.1 – Valores identificados para a velocidade de 15 km/h.....	8
Tabela 6.2 – Valores identificados para a velocidade de 20 km/h.....	8
Tabela 6.3 – Resultados das acelerações para a velocidade de 15km/h.	10
Tabela 6.4 – Resultados das acelerações para a velocidade de 20km/h.	10
Tabela A.1 – Dados geométricos nominais do caminhão baú.	17
Tabela A.2 – Dados de massa e inércia do caminhão baú.	17
Tabela A.3 – Dados nominais da suspensão do caminhão baú.....	17
Tabela A.4 – Sumários dos resultados dos testes para o assento motorista, 15 km/h e medições 1,2 e 3.....	18
Tabela A.5 – Sumários dos resultados testes para o 3º eixo rígido, 15 km/h e medições 1,2 e 3.....	18
Tabela A.6 – Sumários dos resultados dos testes para 1º eixo rígido, 15 km/h e medições 1,2 e 3. .	18

1 INTRODUÇÃO

Um dos veículos mais importante da humanidade e essencial para a vida de todos nós, responsável pela distribuição e pelo transporte de praticamente tudo que se utiliza e vê (principalmente no Brasil), o caminhão é uma ferramenta muito valiosa na história. Por isso, fazer um estudo sobre este objeto é de suma importância para continuar contribuindo com o “combustível” do país. O objetivo do trabalho busca identificar os parâmetros da suspensão de um caminhão, modelo Mercedes L-1313, visando a validação de um modelo numérico proposto. É realizado um teste experimental, onde medições de aceleração no caminhão em situações de obstáculo do tipo lombada são utilizadas para obter os dados necessários para realizar uma otimização, buscando assim validar o modelo numérico proposto no trabalho. A campanha experimental prevê a instrumentação do caminhão em 4 pontos-chaves da suspensão utilizando acelerômetros tri-axiais e um sistema de aquisição de dados. Rotinas numéricas para a análise do caminhão assim como um processo de otimização são desenvolvidas em Matlab (2012) com o objetivo de validar as curvas dos resultados experimentais obtidos.

1.1 Objetivos

Neste trabalho se propõe o estudo para modelamento numérico de um sistema de suspensão um caminhão baú através da otimização das diferenças entre curvas experimentais e numéricas das acelerações em pontos-chaves. O modelo numérico de suspensão para dinâmica vertical é inspirado de modelos presentes em literatura científica para caminhões do tipo baú com as modificações necessárias para se adequar ao modelo estudado. 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 Enxame de Partículas (PSO). O estudo restringe-se a testes feitos em pistas urbanas usuais com tráfego em medições com o modelo de caminhão real, contendo curvas, semáforos, etc. Na fase experimental, são utilizadas pistas simples com lombadas e com o caminhão trafegando sob velocidades constantes e em linha reta para a geração dos dados utilizados na identificação.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A captação dos parâmetros de veículos através de dados experimentais em um processo de otimização vem sendo estudado a um bom tempo. Pence et al. (2019) utilizou um método utilizando medições de acelerações da massa suspensa e não-suspensa utilizando método recursivo de mínimos quadrados e concluíram que o método fornecia uma solução para veículos que iriam para fora da rodovia em tempo real.

Em uma metodologia similar realizada por Alfi e Fateh (2010) utilizou um algoritmo metaheurístico PSO na identificação do sistema, onde minimizou a soma dos erros quadráticos das diferenças de saída de aceleração do modelo proposto e dados experimentais.

Em Lajqi et al. (2011) é proposto um dispositivo para medir propriedades elásticas, inércias e de massa para veículos de passeio simples. O dispositivo é utilizado com o veículo parado e uma roda por vez, impondo impactos controlados e medindo-se a resposta do sistema. A partir de um sistema simples de 2 GDL, são estimados (após uma otimização), rigidez, massa e amortecimento (decremento logarítmico). Um comparativo dos resultados obtidos com aqueles reais mostram que o dispositivo atendeu às expectativas nesta avaliação.

Um estudo de Mitra et al (2016) realizaram um experimento com diversos fatores para alguns parâmetros como: rigidez, amortecimento, massa e pneu. Visou-se a otimização desses parâmetros da suspensão para se buscar o conforto do motorista. Neste estudo foi utilizado modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo e foi constatado que não só a rigidez, amortecimento e massa afetavam os níveis de vibração RMS da suspensão, sendo necessário a inclusão de mais parâmetros.

Zhao et al. (2016) propôs um método para avaliar a rigidez e amortecimento dos parâmetros de uma cabine de caminhão, onde foi modelado como corpo rígido. Supondo-se no ajuste da curva da densidade espectral de potência da aceleração para um modelo 3GDL da cabine foi possível estabelecer a identificação considerando adequada para representar a dinâmica do sistema da cabine real.

Uma proposta para identificação dos parâmetros de um caminhão pesado (militar) baseado em medições experimentais fazendo-o passar sobre lombadas foi proposto por Stanco et al. (2019). Testes estáticos e dinâmicos foram conduzidos no caminhão fora de estrada 4×4 enquanto atravessando um obstáculo de 300mm de altura a 0,9 e 6,6 km/h. *Strain gages*, câmeras digitais, acelerômetros e LVDTs foram utilizados no experimento para a gravação dos movimentos durante os testes. Reportam que ajustes impróprios de rigidez e amortecimento resultam em aumento demasiado nas tensões medidas no experimento.

Uma metodologia utilizada por Hajdu et al. (2019) propôs a identificação dos parâmetros de suspensão de um caminhão de bombeiros a partir de ensaios numa pista de teste controlada e pista externa. Foi estimado através do método dos mínimos quadrados e utilizou-se a ferramenta OPTI (algoritmo mínimos quadrados não linear adaptativo) do Matlab (2012) utilizada. Foram instalados diversos acelerômetros em todo o veículo. O caminhão passou por obstáculos de 10×10cm com uma velocidade de 5 Km/h de forma que não danificasse o veículo. Novamente foi utilizado um modelo simplificado de 3GDL (1/4 de suspensão) para realizar a identificação. Os dados experimentais obtidos foram comparados com dados reais e indicaram que o modelo não-linear do feixe de molas permitiu um melhor ajuste.

Por fim, Chen et al. (2020) apresentou um trabalho sobre a otimização de parâmetros da suspensão visando o conforto do motorista em um caminhão. Ele utilizou um algoritmo genético (AG) para otimizar esses parâmetros. Neste trabalho medições experimentais de aceleração em caminhões em situações de lombada foram usadas para validar o modelo numérico. Os autores concluíram que a suspensão dianteira é um componente chave no conforto do motorista e deve ser levado em conta durante a otimização.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 Modelo numérico de um caminhão do tipo baú

O modelo de suspensão aqui indicado parte do estudo de Li (2016) e adaptado ao modelo de caminhão Mercedes L-1313, ensaiado experimentalmente e indicado na Figura A.1 nos Apêndices. O modelo do caminhão apresenta 3 eixos rígidos (sendo dois traseiros) apoiados em feixes de molas. Apresenta um baú traseiro, uma cabine dianteira apoiada em 4 molas sobre o chassi, amortecedores e um assento apoiado na cabine. Na Figura 3.1 apresentam-se os graus de liberdade (13) do modelo simplificado de caminhão.

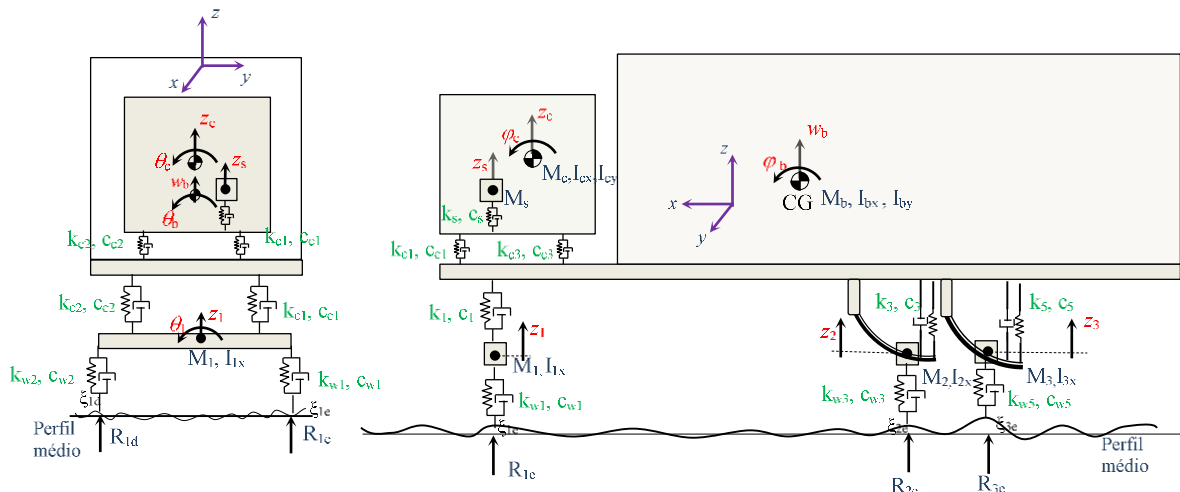


Figura 3.1 – Graus de Liberdade (em vermelho) do modelo simplificado de caminhão baú de 3 eixos.

Na Figura 3.2 são apresentadas as principais dimensões geométricas do veículo estudado.

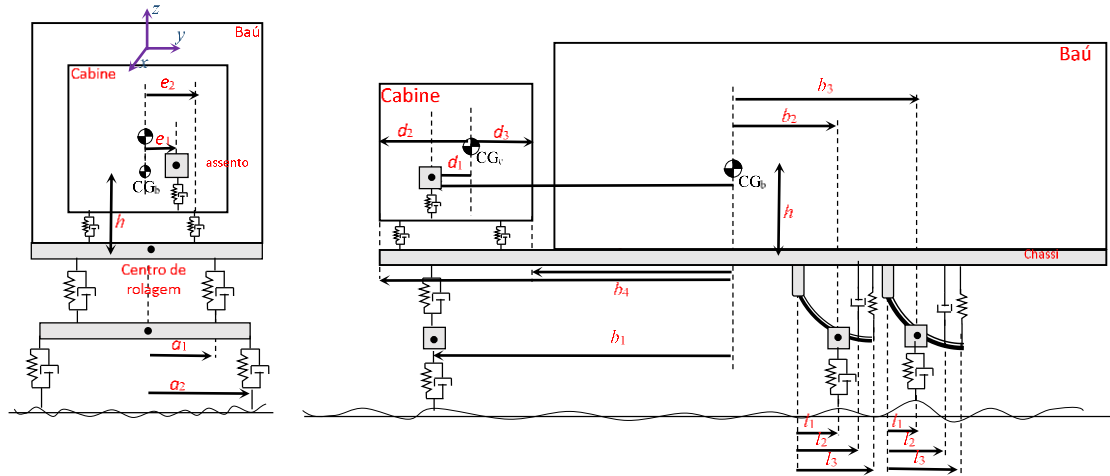


Figura 3.2 – Dimensões do modelo simplificado de caminhão baú de 3 eixos.

Os GDL do veículo são assim definidos: $\mathbf{X} = (z_s, z_c, \varphi_c, \theta_c, w_b, \varphi_b, \theta_b, z_1, \varphi_1, z_2, \varphi_2, z_3, \varphi_3)^T$ respectivamente o deslocamento vertical do assento, deslocamento vertical do CG da cabine, rolagem da cabine, arfagem da cabine, deslocamento vertical do CG do veículo, rolagem do veículo, arfagem do veículo, deslocamento vertical do CG do eixo dianteiro, rolagem do eixo dianteiro, deslocamento vertical do CG do 1º. eixo traseiro, rolagem do CG do 1º. eixo traseiro, deslocamento vertical do CG do 2º. eixo traseiro, rolagem do CG do 2º. eixo traseiro.

Os deslocamentos das irregularidades da pista em relação a linha média são definidos por: $\xi = (\xi_{1e}, \xi_{1d}, \xi_{2e}, \xi_{2d}, \xi_{3e}, \xi_{3d})^T$. As inércias do sistema são M_s massa do assento e motorista, M_c massa da cabine com motor, I_{cx} momento de inércia de massa da cabine em torno de x , I_{cy} momento de inércia de massa da cabine em torno de y , M_b massa do chassi e baú sem a cabine e motor, I_{bx} momento de inércia de massa do baú e chassi em torno de x , I_{by} momento de inércia de massa do baú e chassi em torno de y , M_1, M_2, M_3 massas dos eixos dianteiros e 2 traseiros, I_{x1}, I_{x2}, I_{x3} momento de inércia de massa dos eixos dianteiros e traseiros em torno de x .

As dimensões a_1, a_2 representam respectivamente a distância entre centro do eixo rígido e o apoio da suspensão no chassi e a distância entre centro dos eixos rígidos e o centro da roda. As dimensões b_1, b_2, b_3, b_4 , representam respectivamente distância do CG do veículo ao assento motorista, distância do CG do veículo ao primeiro eixo traseiro, distância do CG do veículo ao segundo eixo traseiro, distância do CG do veículo à frente do apoio da cabine, distância do CG do veículo à traseira do apoio da cabine. As dimensões geométricas d_1, d_2, d_3 , representam respectivamente a distância longitudinal do CG da cabine até o assento do motorista, a distância longitudinal entre o CG da cabine e a frente do apoio da cabine, a distância longitudinal entre o CG da cabine e a traseira do apoio da cabine. As dimensões e_1 e e_2 , representam respectivamente, a distância lateral do centro do veículo para o assento do motorista e a distância lateral do centro do veículo para o apoio da cabine.

As dimensões geométricas l_1, l_2, l_3 , representam respectivamente as distâncias entre o jumelo e o apoio do eixo traseiro, jumelo e apoio do amortecedor e jumelo e apoio da mola da suspensão. A dimensão h representa a altura do CG do veículo para o seu centro de rolagem. Para as propriedades de rigidez e amortecimento, tem-se definidos $k_1, k_2, k_3, k_4, k_5, k_6$ como sendo as rigidezes da suspensão dianteira esquerda até a traseira direita, nesta ordem. Também se tem definidos $k_{w1}, k_{w2}, k_{w3}, k_{w4}, k_{w5}, k_{w6}$ como sendo as rigidezes dos pneus dianteiro esquerdo até a traseiro direito, nesta ordem, k_s a rigidez do assento, $k_{c1}, k_{c2}, k_{c3}, k_{c4}$ as rigidezes do apoio dianteiro direito até o traseiro esquerdo da

cabine. Com as mesmas nomenclaturas, apenas trocando-se o k por c são os respectivos amortecimentos.

Os valores nominais para o veículo testado neste trabalho estão definidos nas Tabelas A.1, A.2 e A.3, nos Apêndices. Como exemplo, aplicando o equilíbrio de forças para o 1º GDL, correspondente ao deslocamento vertical do assento do motorista Z_s , a equação (3.1) toma forma:

$$M_s \ddot{z}_s = k_s [z_s - (z_c - \theta_c e_1 - \varphi_c d_1)] + c_s [\dot{z}_s - (\dot{z}_c - \dot{\theta}_c e_1 - \dot{\varphi}_c d_1)] \quad (3.1)$$

Aplicando as relações implícitas, a equação de equilíbrio dinâmico para o caso do deslocamento vertical do centro de massa da cabine, 2ºGDL, fica representada pela Equação (3.2):

$$\begin{aligned} M_c \ddot{z}_c = & -k_s z_s + k_s z_c + k_{c1} z_c + k_{c2} z_c + k_{c3} z_c + k_{c4} z_c - k_s \theta_c + k_{c1} \theta_c - k_{c2} \theta_c \\ & + k_{c3} \theta_c - k_{c4} \theta_c + k_s d_1 \varphi_c - k_{c1} d_2 \varphi_c + k_{c2} d_2 \varphi_c + k_{c3} d_3 \varphi_c - k_{c4} d_3 \varphi_c \\ & - k_{c1} z_b - k_{c2} z_b - k_{c3} z_b - k_{c4} z_b - k_{c1} \theta_b + k_{c2} \theta_b - k_{c3} \theta_b + k_{c4} \theta_b \\ & + k_{c1} b_4 e_2 \varphi_b + k_{c2} b_4 \varphi_b + k_{c3} b_5 \varphi_b + k_{c4} b_5 \varphi_b - c_s \dot{z}_s + c_s \dot{z}_c + c_{c1} \dot{z}_c \\ & + c_{c2} \dot{z}_c + c_{c3} \dot{z}_c + c_{c4} \dot{z}_c - c_s \dot{\theta}_c + c_{c1} \dot{\theta}_c - c_{c2} \dot{\theta}_c + c_{c3} \dot{\theta}_c - c_{c4} \dot{\theta}_c + c_s d_1 \dot{\varphi}_c \\ & - c_{c1} d_2 \dot{\varphi}_c + c_{c2} d_2 \dot{\varphi}_c + c_{c3} d_3 \dot{\varphi}_c - k_{c4} d_3 \varphi_c - c_{c1} \dot{z}_2 - c_{c2} \dot{z}_2 - c_{c3} \dot{z}_2 - c_{c4} \dot{z}_2 \\ & - c_{c1} \dot{\theta}_2 + c_{c2} \dot{\theta}_2 - c_{c3} \dot{\theta}_2 + c_{c4} \dot{\theta}_2 + c_{c1} b_4 \dot{\varphi}_2 + c_{c2} b_4 \dot{\varphi}_2 + c_{c3} b_5 \dot{\varphi}_2 + c_{c4} b_5 \dot{\varphi}_2 \end{aligned} \quad (3.2)$$

Algumas outras equações para os GDL de movimento vertical estão no Apêndice (Equações A.1, A.2 e A.3) enquanto as restantes não puderam ser colocadas por limitação de espaço. As equações de equilíbrio dinâmico são montadas para os demais 13 graus de liberdade e, ao final, pode-se organizá-las em forma de matrizes de massa, rigidez e amortecimento, equacionando o problema através de uma relação global de equilíbrio (Equação 3.3) a ser resolvida através do método numérico de Newmark (Rao, 2011).

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{X}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{X}(t) = \mathbf{F}(t), \quad (3.3)$$

onde \mathbf{M} é a matriz de massa, \mathbf{C} a matriz de amortecimento, \mathbf{K} a matriz de rigidez e \mathbf{F} o vetor de forças de excitação externa no tempo proveniente da pista, sendo os vetores de posição \mathbf{X} , velocidade $\dot{\mathbf{X}}$ e aceleração $\ddot{\mathbf{X}}$ do problema.

3.2 Método de integração de Newmark

Para resolução de sistemas de equações diferenciais no tempo (Equação 3.3) pode-se classificar os métodos 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 que utilizando os parâmetros $\delta = 1/2$ e $\alpha = 1/4$ resulta num esquema incondicionalmente estável (Rao, 2011).

Com base na premissa de que a aceleração varia linearmente entre dois instantes de tempo, t e $t+\Delta t$, as Equações (3.4) e (3.6) são usadas para obter os vetores de velocidade e deslocamento no fim do intervalo $t+\Delta t$.

$$\dot{\mathbf{X}}_{t+\Delta t} = \dot{\mathbf{X}}_t + [(1 - \delta)\dot{\mathbf{X}}_t + \delta\dot{\mathbf{X}}_{t+\Delta t}]\Delta t \quad (3.4)$$

$$\mathbf{X}_{t+\Delta t} = \mathbf{X}_t + \Delta t\dot{\mathbf{X}}_t + [(0.5 - \alpha)\mathbf{X}_t + \alpha\mathbf{X}_{t+\Delta t}]\Delta t^2 \quad (3.5)$$

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:

$$\begin{aligned} \vec{x}_{t+\Delta t} = & \left[\frac{\mathbf{1}}{\alpha(\Delta t)^2} \mathbf{M} + \frac{\delta}{\alpha \Delta t} \mathbf{C} + \mathbf{K} \right]^{-1} \left\{ \vec{F}_{t+\Delta t} + \mathbf{M} \left(\frac{\mathbf{1}}{\alpha(\Delta t)^2} \vec{z}_t + \frac{\mathbf{1}}{\alpha \Delta t} \vec{z}_t + \left(\frac{\mathbf{1}}{2\alpha} - \mathbf{1} \right) \vec{x}_t \right) \right. \\ & \left. + \mathbf{C} \left(\frac{\delta}{\alpha \Delta t} \vec{z}_t + \left(\frac{\delta}{\alpha} - \mathbf{1} \right) \vec{x}_t + \left(\frac{\delta}{\alpha} - 2 \right) \frac{\Delta t}{2} \vec{x}_t \right) \right\} \end{aligned} \quad (3.6)$$

Pode-se resumir a aplicação do método de Newmark da seguinte forma: com os valores conhecidos de deslocamento ($\vec{X}_{t=0}$) e velocidade ($\vec{X}_{t=0}$) iniciais, ou seja, quando $t=0$, determina-se a aceleração inicial ($\vec{X}_{t=0}$) com a Equação (3.7); em seguida, com os valores de passo de tempo (Δt) e os parâmetros α e δ definidos de forma adequada, utilizando a Equação (3.6) e as respectivas matrizes de massa, amortecimento e rigidez, calcula-se o vetor de deslocamento ($\vec{X}_{t+\Delta t}$), começando com o deslocamento inicial, com $t=0$; então, são calculados os vetores de aceleração ($\vec{X}_{t+\Delta t}$) e velocidade ($\vec{X}_{t+\Delta t}$) com as Equações (3.8) e (3.9) indicadas a seguir.

$$\vec{x}_{t=0} = \mathbf{M}^{-1} (\vec{F}_{t=0} - \mathbf{C} \vec{x}_{t=0} - \mathbf{K} \vec{x}_{t=0}), \quad (3.7)$$

$$\vec{x}_{t+\Delta t} = \frac{\mathbf{1}}{\alpha(\Delta t)^2} (\vec{x}_{t+\Delta t} - \vec{x}_t) - \frac{\mathbf{1}}{\alpha \Delta t} \vec{x}_t - \left(\frac{\mathbf{1}}{2\alpha} - \mathbf{1} \right) \vec{x}_t, \quad (3.8)$$

$$\vec{x}_{t+\Delta t} = \vec{x}_t + (1 - \delta) \Delta t \vec{x}_t + \delta \Delta t \vec{x}_{t+\Delta t}, \quad (3.9)$$

Neste trabalho foi adotado um passo de tempo $\Delta t = 1 \times 10^{-4}$ s para assegurar a acurácia dos resultados numéricos).

4 OTIMIZAÇÃO POR ENXAME DE PARTÍCULAS PSO

O algoritmo usado para lidar com o problema foco deste trabalho é o PSO (*Particle Swarm Optimization*), proposto por Kennedy e Eberhart, (1995). O PSO se baseia no comportamento de animais sociais como pássaros e peixes, se apoiando no conceito de aprendizado social. As Equações (4.1) e (4.2) descrevem a atualização da posição e velocidade das variáveis de projeto ao longo das iterações.

$$v_{i,j}^{k+1} = \chi [\omega v_{i,j}^k + \lambda_1 r_1 (x_{lbest_{i,j}}^k - x_{i,j}^k) + \lambda_2 r_2 (x_{gbest_j}^k - x_{i,j}^k)], \quad (4.1)$$

$$x_{i,j}^{k+1} = x_{i,j}^k + v_{i,j}^k \Delta t, \quad (4.2)$$

onde, ω é o momento de inércia, $x_{i,j}^{k+1}$ é o valor na iteração k das variáveis de projeto j da partícula i , $x_{lbest_{i,j}}^k$ é o melhor conjunto de variáveis de projeto j encontrada pela partícula i , $v_{i,j}^k$ é a velocidade atualizada da partícula i , $x_{gbest_j}^k$ é o melhor conjunto de variáveis de projeto encontrado por toda a população, r_1 e r_2 são valores aleatórios entre zero e um, λ_1 é o componente cognitivo individual, λ_2 é o componente cognitivo coletivo e Δt é o intervalo de tempo.

Como critério de parada, usou-se as distancias entre dois melhores globais respectivos, aliado a um cálculo baseado no coeficiente de variação das soluções. Quando ambos os critérios são satisfeitos, a convergência é assumida e o algoritmo de otimização finaliza as iterações.

5 MATERIAIS E MÉTODOS

5.1 Testes experimentais e equipamentos utilizados

Foram realizados testes experimentais com o caminhão instrumentado com 5 acelerômetros tri-axiais, posicionados conforme Figura A.3 nos Apêndices. Os acelerômetros são de modelo GY-61 analógicos da empresa Analog Devices, com limites de medição para $\pm 3g$ de aceleração e banda de frequências de 550Hz eixo z e 1600Hz para eixos x e y. Todo os 15 canais foram conectados em um

sistema composto por um *netbook* Asus eePC com Matlab(2012) instalado e uma placa de aquisição de dados USB 1608G da empresa Measurement Computing. Todas as aquisições foram feitas a uma taxa de 400Hz de forma simultânea para todos os canais.

As medições foram feitas na Rua Fernando Ferrari, partindo do No. 2634 até o No. 2718, no bairro de Canoas, RS. O trecho é em asfalto e contém uma lombada como descrita pela Figura A.4 no Apêndice. A distância total do trecho é de aproximadamente 110 m, sendo composto por pista de aceleração (75 m) do caminhão para atingir velocidade constante, a lombada e pista de desaceleração (35 m) com completa parada do caminhão. Foram testadas 2 velocidades do caminhão (15 km/h e 20km/h) e para cada um dos testes foram realizadas 3 repetições, totalizando 6 medições. A Figura 5.1, 5.2 e 5.3 indicam um resultado típico de 3 repetições de medição da aceleração vertical no assento do motorista, no 1° e 3° eixo rígido do caminhão, para a $v = 20$ km/h de passagem pela lombada.

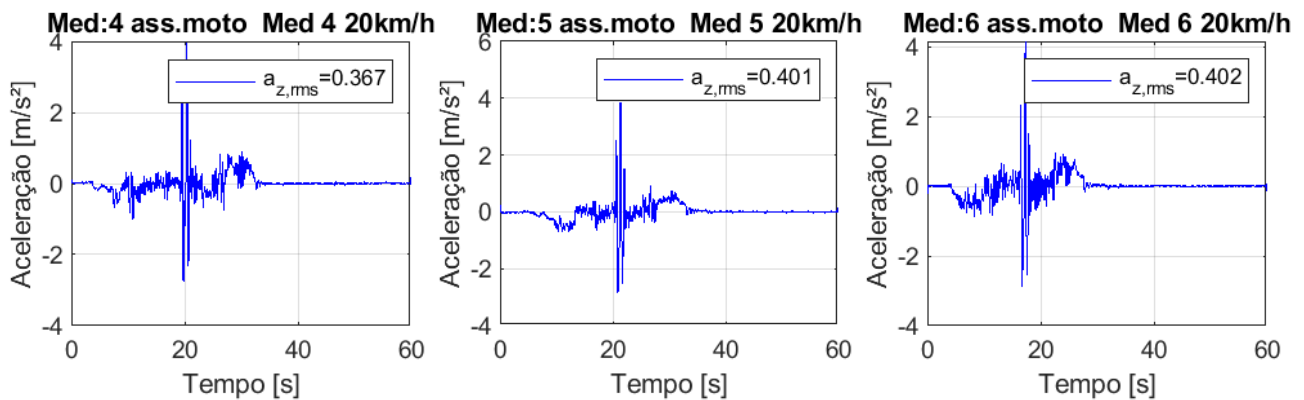


Figura 5.1 – Exemplos de resultados das medições para aceleração vertical assento motorista e $v=20$ km/h (3 repetições).

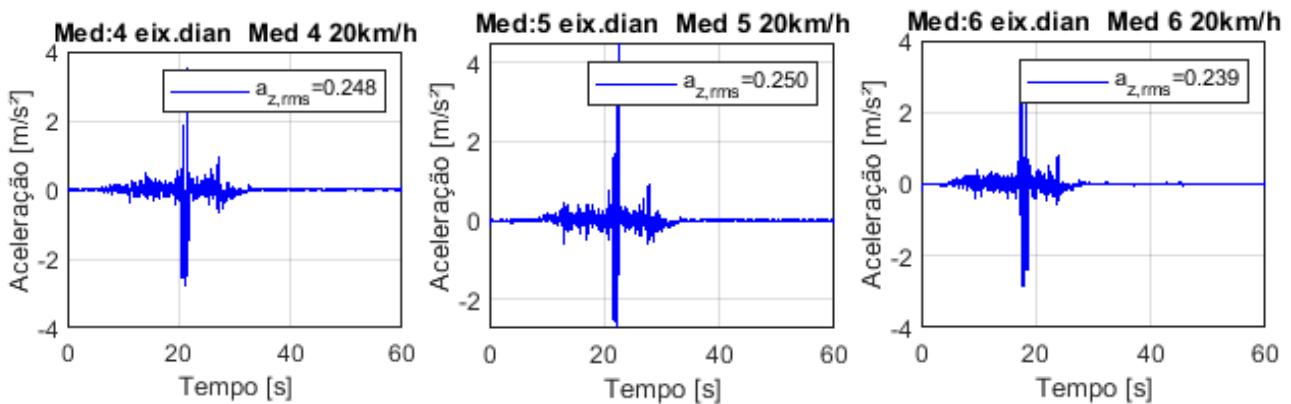


Figura 5.2 – Exemplos de resultados das medições para aceleração vertical no 1° eixo rígido e $v=20$ km/h (3 repetições).

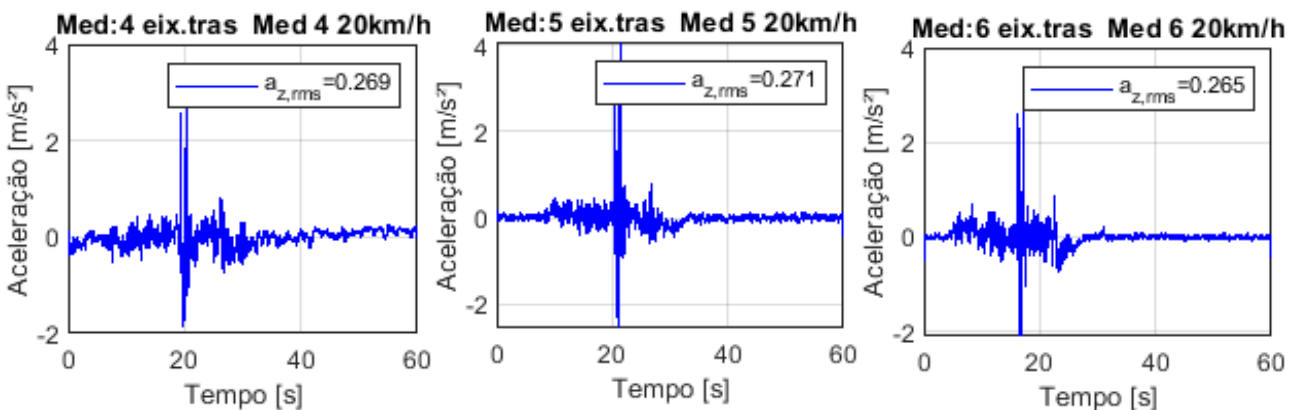


Figura 5.3 – Exemplos de resultados das medições para aceleração vertical 3° eixo rígido e $v=20$ km/h (3 repetições).

Percebe-se que o valor RMS da aceleração vertical \ddot{x}_{rms} neste exemplo, assento do motorista, praticamente não se alterou (assim como formato do gráfico) para as três medições realizadas (0,367, 0,401 e 0,402 m/s²), indicando a boa repetitividade dos experimentos realizados. Nas Tabelas A4 a A6 são indicados os valores máximos, mínimos e RMS para alguns dos testes, sendo os valores na direção z os de fato utilizados.

5.2 Identificação das propriedades da suspensão do caminhão

No presente trabalho, a função objetivo adotada a ser minimizada são os valores de acelerações máximas e RMS para o assento do motorista, para o 1º eixo rígido do caminhão e para o 3º eixo rígido do caminhão (as outras GDLs não foram medidos por causa da falta de sensores de medição). O problema de otimização com a função objetivo é dado pela Equação (5.1):

$$\text{Minimizar: } f(x) = \sum_i ({}^{num}a_{RMS,i} - {}^{exp}a_{RMS,i})^2 + ({}^{num}|a|_{MAX,i} - {}^{exp}|a|_{MAX,i})^2, i = 1,8,12 \quad (5.1)$$

$$\text{Sujeito a: } x_i \in [0,1 \cdot x_{i,nom}; 1,9 \cdot x_{i,nom}]$$

onde $f(x)$ é a função objetivo, $a_{RMS,i}$ o valor RMS da aceleração vertical para cada um dos pontos i medidos considerados, num significa numérico e exp experimental, e x_i são variáveis de projeto, que neste caso são os multiplicadores para as constantes de rigidez da suspensão do veículo, compreendidas entre o intervalo de $\pm 90\%$ em torno dos valores nominais. A escolha destes valores permite que o resultado final recaia sobre valores usuais para suspensões disponíveis comercialmente. A Figura 5.4 indica um fluxograma de como a identificação é feita em conjunto com o algoritmo PSO e o modelo numérico do caminhão baú.

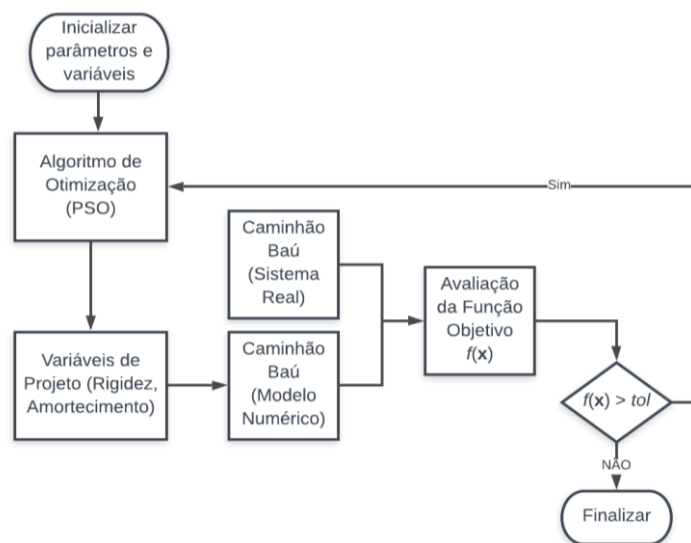


Figura 5.4 – Fluxograma do processo de identificação.

6 RESULTADOS

Neste capítulo serão discutidas as simulações realizadas nas condições e no modelo numérico de caminhão descrito, assim como a análise dos resultados experimentais e computacional. Durante o desenvolver são apresentados os resultados da otimização, identificando os parâmetros necessários para implementação da mesma e posteriormente será demonstrado o comparativo dos resultados obtidos numérico e experimentalmente.

6.1 Resultados da otimização

A partir da metodologia descrita no respectivo trabalho, o algoritmo de otimização (PSO) é aplicado ao modelo dinâmico do caminhão baú. Os valores dos parâmetros utilizados foram: tolerância entre as soluções de 1×10^{-4} , número de partículas $n_p = 50$, número de iterações $T = 500$, momento de inércia $\omega = 0,5$ e componentes cognitivas $\lambda_1, \lambda_2 = 2,01$.

Conforme o problema de otimização proposto (Equação 5.1), busca-se o conjunto ideal das rigidezes da suspensão veicular, de forma que o algoritmo promova a minimização da diferença entre valores numéricos e experimentais de acelerações máximas, mínimas e RMS para: o assento do motorista, o 1º eixo rígido do caminhão e o 3º eixo rígido do caminhão, visando assim encontrar os parâmetros necessários para representação numérica do veículo utilizado para o desenvolvimento do respectivo trabalho. Os valores nominais dos parâmetros do caminhão, interessantes à implementação do modelo numérico deste, encontram-se na tabela A2, do anexo. As variáveis de projeto utilizadas, tanto seus valores nominais quanto a melhor solução, de um total de 10 análises independentes, obtida pelo algoritmo, encontram-se na Tabela 6.1 e 6.2, junto com os respectivos valores médios e desvios padrões.

Tabela 6.1 – Valores identificados para a velocidade de 15 km/h

Rigidezes	Valor Nominal	Melhor Solução x_i	μ (média)	σ (desvio padrão)
k_s	1×10^4 N	1,9000	1,8906	0,019
$k_{c1}, k_{c2}, k_{c3}, k_{c4}$	1×10^5 N	0,7768	1,2260	0,5800
k_1, k_2	1×10^5 N	1,7119	1,2411	0,5628
k_3, k_4, k_5, k_6	2×10^5 N	1,8305	0,8139	0,7142
kw_1, kw_2	$0,5 \times 10^5$ N	0,3133	0,3153	0,0027
kw_3, kw_4, kw_5, kw_6	1×10^5 N	0,1325	0,1327	0,0003
$f_1(\mathbf{x})$	-	0,7940	0,8277	0,0479

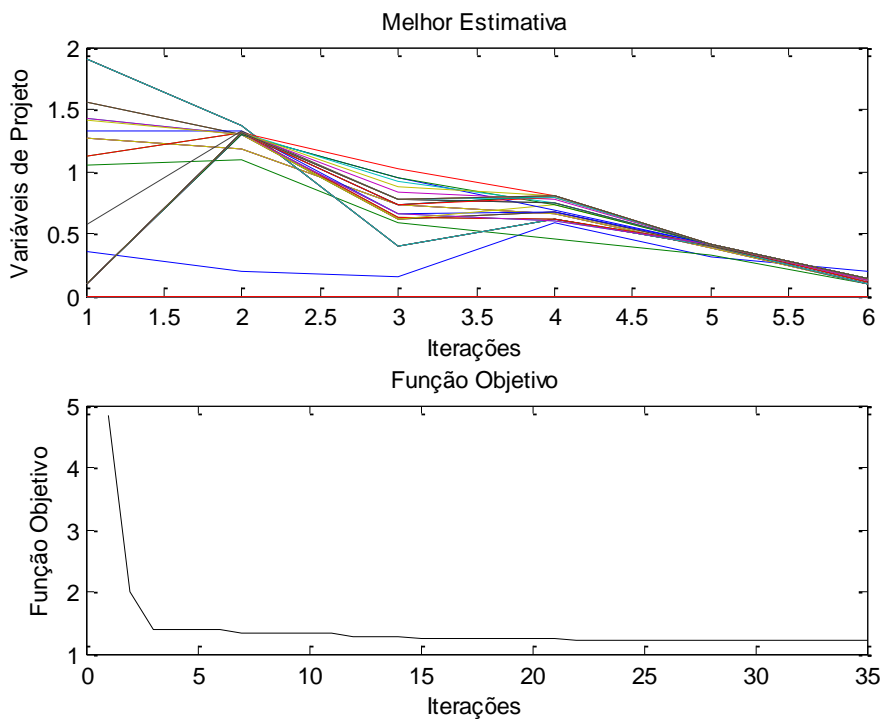
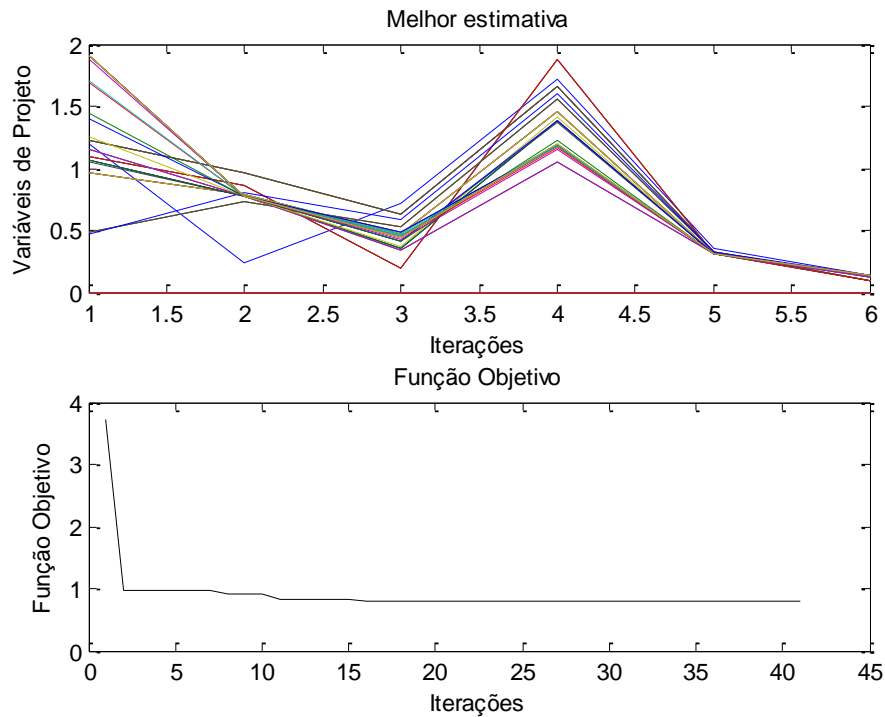
Tabela 6.2 – Valores identificados para a velocidade de 20 km/h

Rigidezes	Valor Nominal	Melhor Solução x_i	μ (média)	σ (desvio padrão)
k_s	1×10^4 N	0,1000	0,1000	0,0000
$k_{c1}, k_{c2}, k_{c3}, k_{c4}$	1×10^5 N	1,3070	1,3074	0,0004
k_1, k_2	1×10^5 N	1,9000	0,7977	0,7457
k_3, k_4, k_5, k_6	2×10^5 N	0,4505	0,8564	0,6082
kw_1, kw_2	$0,5 \times 10^5$ N	0,4166	0,4167	0,0006
kw_3, kw_4, kw_5, kw_6	1×10^5 N	0,1313	0,1315	0,0002
$f_1(\mathbf{x})$	-	1,2287	1,2287	0,0000

Para as velocidades de 15 km/h e 20 km/h, alguns dos valores das variáveis de projeto obtidos ficaram diferentes, especificamente k_s, k_3, k_4, k_5 e k_6 . Imagina-se que a incerteza das medições possa ter afetado as pequenas diferenças encontradas com os dois casos de otimizações feitos, ou mesmo que tais parâmetros tenham comportamentos que sejam não-lineares em função da velocidade do veículo. Este é o caso de feixes de mola (k_3, k_4, k_5, k_6) que têm comportamento não-linear

(desconsiderado neste trabalho). Vale salientar que as outras variáveis de projeto (k_1 , k_2 , kw_1 , kw_2 , kw_3 , kw_4 , kw_5 e kw_6) tiveram variações pequenas entre os dois testes sob velocidades diferentes.

Podemos observar o comportamento das variáveis de projeto e da função objetivo (PSO) no momento que a mesma converge para o resultado de melhor solução, nas Figuras 6.1 e 6.2.



Nota-se, mediante as Figuras 6.1 e 6.2, que a função objetivo atingiu a convergência. Permitindo assim, a obtenção dos valores otimizados das variáveis de projeto. Uma vez que a função objetivo, se refere a minimização das diferenças entre as acelerações, obtidas de forma empírica e numérica o valor atingido para a mesma em ambos os casos (15 km/h e 20 km/h) foi coerente como escopo apresentado, sendo os valores mais importantes aqueles relativos a aceleração máxima e mínima.

6.2 Comparativo de acelerações em pontos do caminhão baú após a identificação dos parâmetros

Com os valores obtidos, para as variáveis de projeto, mediante a utilização do algoritmo acoplado ao modelo numérico atingiu-se um resultado satisfatório para a diferença entre as acelerações (numérico e experimental). Na Tabela 6.3 e 6.4 tem-se de forma explícita os valores encontrados para a aceleração máxima, mínima e RMS.

Tabela 6.3 – Resultados das acelerações para a velocidade de 15km/h.

Locais de Medição	Eixo z	NUMÉRICO	Experimental	Diferenças
		Média	Média	
		Acel.	Acel.	Acel.
Assento Motorista	Máx.	3,045	3,282	7,78%
	Mín.	-2,477	-2,3	-7,15%
	RMS	0,479	0,332	-30,69%
1º Eixo rígido	Máx.	2,462	2,624	6,17%
	Mín.	-2,041	-1,833	-10,19%
	RMS	0,417	0,226	-45,80%
3º Eixo rígido	Máx.	0,588	0,567	-3,57%
	Mín.	-1,285	-1,313	2,13%
	RMS	0,221	0,196	-11,31%

Conforme pode-se notar através dos valores discriminados, o algoritmo de otimização implementado encontrou um valor ótimo para a função objetivo. Desta forma, o resultado numérico para a aceleração ficou condizente com os valores adquiridos de maneira empírica. Para a velocidade de 15 km/h a diferença para o valor de aceleração máxima e mínima entre o modelo numérico e o aferido no veículo foi de 7,22% e 7,15% respectivamente. Para a aceleração RMS a diferença foi de 30,69%. O primeiro e terceiro eixos ficaram com as diferenças, para os valores máximos, mínimos e RMS, conforme indicado na Tabela 6.3. Os resultados referentes a velocidade de 20 km/h, seguem na Tabela 6.4 a seguir.

Tabela 6.4 – Resultados das acelerações para a velocidade de 20km/h.

Locais de Medição	Eixo z	Numérico	Experimental	Diferenças
		Média	Média	
		Acel.	Acel.	Acel.
Assento Motorista	Máx.	4,165	4,187	0,53%
	Mín.	-3,023	-2,811	-7,01%
	RMS	0,562	0,390	-30,60%
1º Eixo rígido	Máx.	2,641	3,597	26,58%
	Mín.	-2,596	-2,164	-16,64%
	RMS	0,492	0,268	-45,53%
	Máx.	0,614	0,630	2,54%

3° Eixo rígido	Mín.	-1,288	-1,292	0,31%
	RMS	0,187	0,235	20,43%

Ao rodar o código com uma velocidade de 20 km/h as diferenças obtidas para o assento do motorista foram de 0,53%, 7,01% e 30,6%, para os valores de aceleração máxima, mínima e RMS, respectivamente. Para o valor RMS, as diferenças foram maiores devido ao fato de que os picos das acelerações foram diluídos devido a tempos de medição experimental serem maiores que o tempo de simulação numérica. Os demais resultados referentes aos mesmos parâmetros, porém para o 1° eixo e 3° eixo rígido, estão discriminados juntamente na Tabela 6.4. Nota-se que há coerência entre os valores do modelo numérico e aqueles obtidos de maneira empírica, mediante utilização dos acelerômetros instalados no veículo, conforme Figura A.5 do apêndice.

O comportamento da aceleração vertical do assento do motorista, 1° eixo rígido e do 3° eixo rígido, está indicado nos gráficos das Figuras 6.4, 6.5 e 6.6. Podemos observar o comportamento da aceleração, através da utilização do modelo numérico respectivamente para cada local de medição.

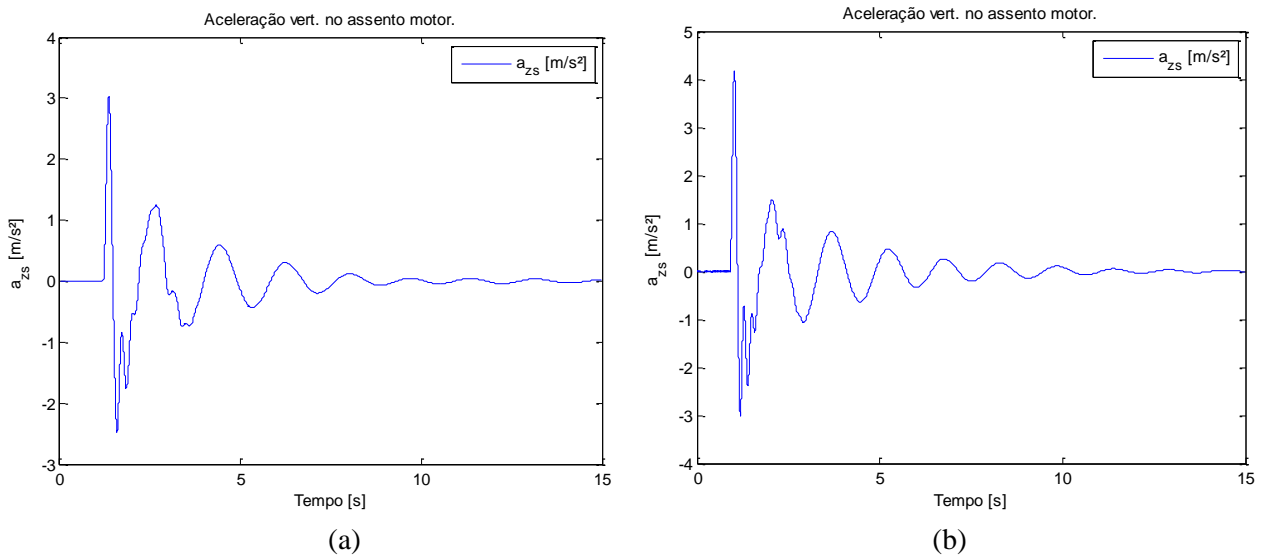


Figura 6.3 – Gráfico da aceleração do assento do motorista (a) 15 km/h (b) 20km/h.

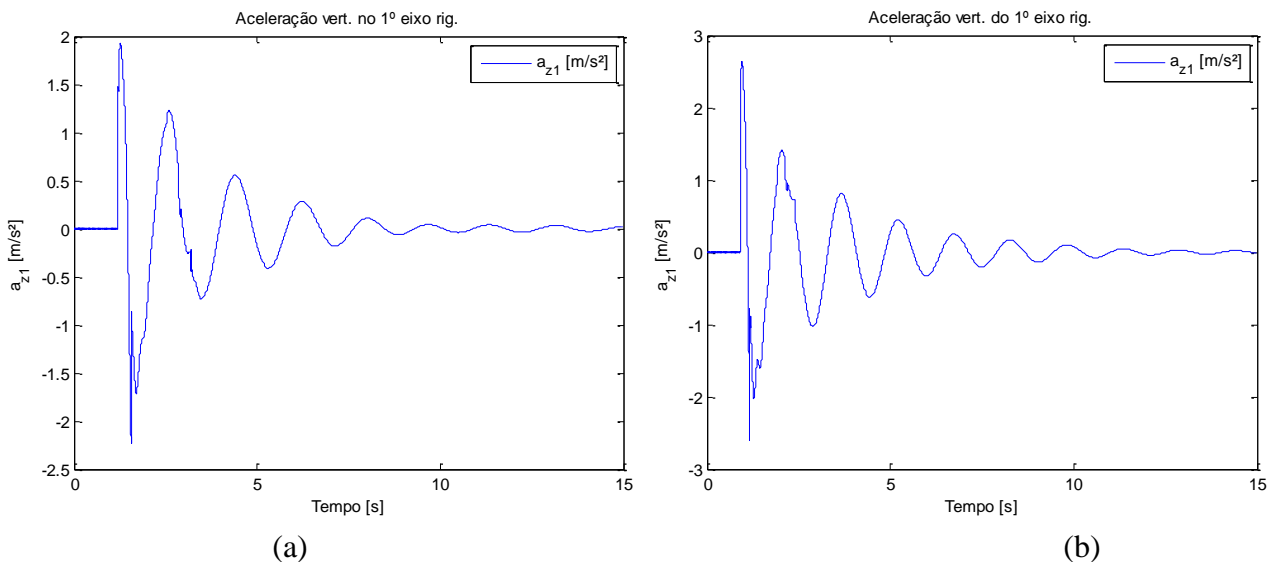


Figura 6.4 – Gráfico da aceleração 1º eixo rígido (a) 15 km/h (b) 20 km/h.

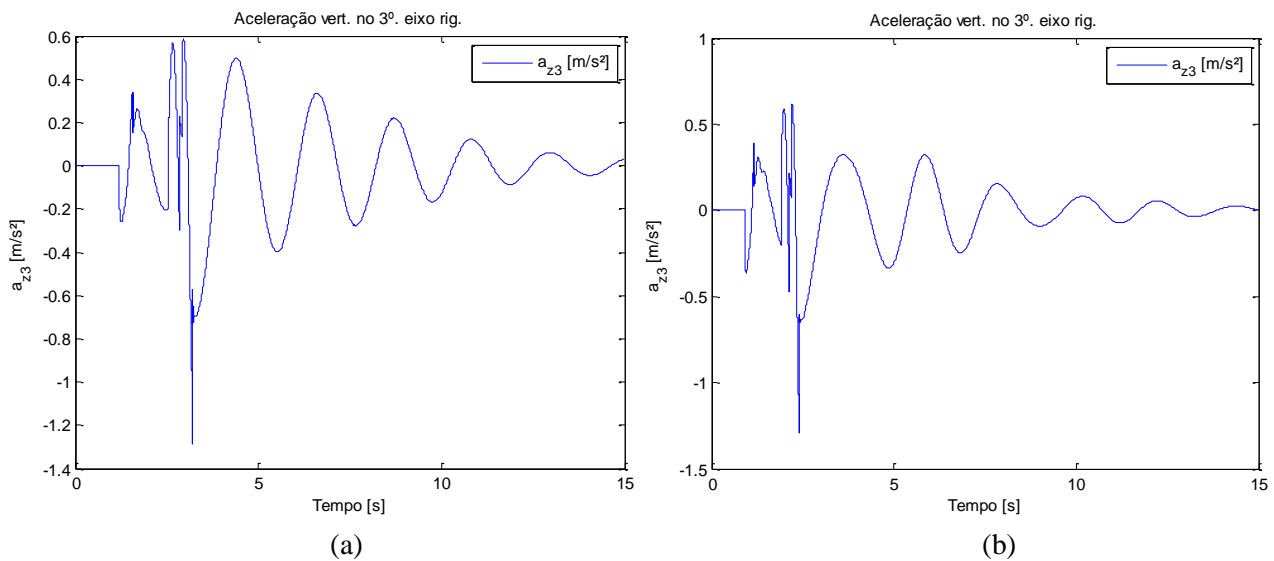


Figura 6.5– Gráfico da aceleração 3º eixo rígido (a) 15 km/h (b) 20 km/h.

O gráfico gerado pelo modelo numérico para a aceleração vertical no assento é condizente com o gráfico obtido experimentalmente para o mesmo parâmetro. Isso pode ser verificado através da comparação entre as Figuras 6.3 e 5.1, 6.4 e 5.2 e por fim 6.5 e 5.3. A diferença principal na configuração é um deslocamento dos valores máximos e mínimos de aceleração obtidos no experimento, a mesma ocorreu por causa da distância percorrida pelo caminhão até a ultrapassagem da lombada, enquanto no modelo numérico a ultrapassagem ocorreu em um período menor. Ao realizar-se a mesma comparação para as acelerações dos eixos, 1º e 3º, percebe-se também semelhança de comportamento.

Percebemos também que conforme o esperado, para maiores velocidades os valores aumentam, apresentando maiores picos, tanto para as acelerações máximas e mínimas.

7 CONCLUSÕES

O presente trabalho desenvolveu um modelo numérico onde buscou identificar os parâmetros da suspensão do caminhão, através das diferenças das acelerações numéricas e experimentais. O modelo proposto foi inspirado em similares da literatura para caminhões, onde já existiu um estudo sobre a vibração atrelada aos níveis de conforto no motorista. Uma otimização dos parâmetros de suspensão foi realizada, assumindo a função objetivo como as diferenças anteriormente citadas, com fim de identificá-las e demonstrar o comportamento das mesmas em situações ocorridas. Os resultados obtidos neste trabalho, se limitam as condições de velocidade ensaiadas e ao modelo numérico de caminhão sugerido.

Foi feito um conjunto de medições experimentais em campo em um caminhão real, utilizando sistemas de aquisição de dados e acelerômetros posicionados em pontos estratégicos da suspensão do caminhão, assim como no assento do motorista. Estes testes visaram obter dados no tempo das acelerações nestes pontos para posteriormente identificar propriedades da suspensão veicular. Os dados demonstram a boa repetitividade dos ensaios (para 3 repetições) em cada velocidade testada.

Na identificação, o resultado da otimização foi o esperado para os valores apresentados. Podemos observar que os resultados de aceleração máxima e mínima, apresentaram um melhor percentual

comparado com a aceleração RMS. Isso se deve ao fato de que o modelo numérico buscava reconhecer a diferença entre esses picos apresentados durante a passagem do veículo pela lombada. Uma vez que, o valor RMS apresentado empiricamente é resultado de toda a trajetória do veículo na pista.

Em trabalhos futuros outras funções objetivo podem ser consideradas como, por exemplo, levar em conta o espaço de trabalho da suspensão, ou outras componentes de aceleração (x e y), para avaliar a equivalência e proceder na identificação modelos numéricos a partir de dados experimentais. Isto significa ter que medir mais variáveis com sensores diferentes dos acelerômetros utilizados nos testes experimentais, como LVDT, sensores com giroscópios, etc. Diferentes variáveis de projeto, como parâmetros geométricos (distância e posição dos eixos) e a implementação de graus de liberdade adicionais para dinâmica lateral também poderiam ser incluídos numa eventual nova identificação das propriedades do caminhão baú. A obtenção de dados precisos sobre a suspensão, difíceis de obter, seja por segredo industrial ou mesmo por medições experimentais com o veículo real, são um passo futuro para uma validação mais precisa do modelo numérico com o objetivo de simulações mais realistas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALFI, A., FATEH, M.-M. **Parameter Identification Based on a Modified PSO Applied to Suspension System.** Journal of Software Engineering Applications, 2010, 3: 221-229 doi:10.4236/jsea.2010.33027

CHEN, K., HE, S., XU, E., ZHEN, W., TANG, E. **Ride comfort analysis and multivariable co-optimization of the commercial vehicle based on an improved nonlinear model.** In IEEE Access, vol. 8, pp. 2732-2749, 2020. doi: 10.1109/ACCESS.2019.2962522

HAJDU, F., SZALAI, P. MIKA, P., KUTI, R. **Parameter identification of a fire truck suspension for vibration analysis.** POLLACK PERIODICA. An Int. J. for Engrg. and Inf. Sciences. Vol. 14, No. 3, pp. 51-62, 2019. doi: 10.1556/606.2019.14.3.6

KENNEDY, J., EBERHART, R. **Particle swarm optimization.** Proceedings of ICNN'95 - International Conference on Neural Networks, Perth, WA, Australia, 1995, pp. 1942-1948 vol.4, doi: 10.1109/ICNN.1995.488968.

LAJQI, SH., GUGLER, J., LAJQI, N., SHALA, A., LIKAJ, R. **Possible experimental method to determine the suspension parameters in a simplified model of a passenger car.** Int. J. of Autom. Tech., V. 13, No. 4, pp. 615–621, 2012. doi: 10.1007/s12239–012–0059–7

LI, B. **3-D dynamic modeling and simulation of a multi-degree of freedom 3-axle rigid truck with trailing arm bogie suspension.** M. Eng. Thesis. School of Mechanical Materials and Mechatronic Engrg. University of Wollongong, 2006.

MITRA, A. C., SONI, T., KIRANCHAND, G. R. **Optimization of automotive suspension system by design of experiments: a non-derivative method.** Advances in Acoustics and Vibration, 2016. doi: 10.1155/2016/3259026

NEWMARK, N. M. **A method of computation for structural dynamics.** Journal of Engineering Mechanics, ASCE, 85 (EM3) 67-94. 1959.

PENCE, B.L., FATHY, H. K., STEIN, J. L. **Sprung Mass Estimation for Off-Road Vehicles via Base-Excitation Suspension Dynamics and Recursive Least Squares.** 2009 American Control Conference. Hyatt Regency Riverfront, St. Louis, MO, USA. June 10-12, 2009.

STANCO, M., ILUK, A., SAWICKI, M. **Static and dynamic tests of suspension system heavy off-road vehicle.** Int. Conf. on Comp. Aided Engrg, E. Rusiński and D. Pietrusiak (Eds.): CAE 2018, LNME, pp.752-758, 2019. doi:10.1007/978-3-030-04975-1_87

ZHAO, L., ZHOU, C., YU, Y., YANG, F. **A method to evaluate stiffness and damping parameters of cabin suspension system for heavy truck.** Adv. in Mech. Engrg. 2016, Vol. 8(7) 1-9. doi: 10.1177/1687814016654429

APÊNDICE



Figura A.1 – Modelo Caminhão Baú, Porto Alegre, RS. (Fonte: Próprio autor e Wanderlei Lopes.)

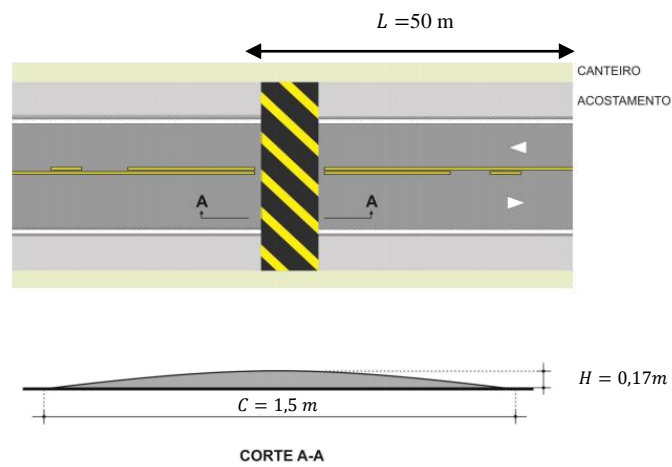


Figura A.2 – Dimensões da lombada usada no teste experimental. (Fonte: Próprio autor.)

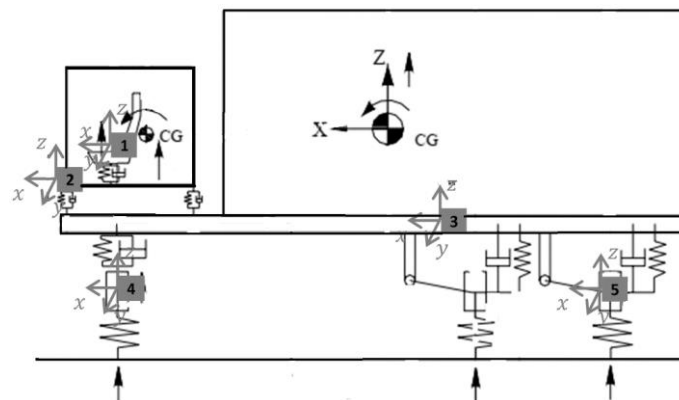


Figura A.3 – Posicionamento dos acelerômetros tri axiais para medição.



Figura A.4 – Trecho utilizado pelo veículo para medição. (Fonte: Google Maps)



Acelerômetro 5
Eixo traseiro

Figura A.5 – Local de instalação de um dos acelerômetros. (Fonte: Próprio autor)

Tabela A.1 – Dados geométricos nominais do caminhão baú.

Parâmetros geométricos	Valor	Unidade
a_1	0,400	m
a_2	1,150	m
b_1	4,387	m
b_2	1,233	m
b_3	2,473	m
b_4	5,287	m
b_5	3,117	m
d_1	0,100	m
d_2	0,800	m
d_3	1,300	m
e_1	0,695	m
e_2	0,800	m
l_1	0,820	m
l_2	1,020	m
l_3	1,220	m
h	0,667	m

Tabela A.2 – Dados de massa e inércia do caminhão baú.

Parâmetro de Inércia	Valor	Unidade
M_s	120,0	kg
M_c	480,0	kg
I_{cx}	250,0	kg m ²
I_{cy}	266,4	kg m ²
M_b	4.528,0	kg
I_{bx}	5.160,8	kg m ²
I_{by}	29.872,3	kg m ²
M_1	1.500,0	kg
I_{x1}	661,3	kg m ²
M_2	1.526,0	kg
I_{x2}	672,7	kg m ²
M_3	946,0	kg
I_{x3}	417,0	kg m ²

Tabela A.3 – Dados nominais da suspensão do caminhão baú.

Parâmetro de Rigidez / Amortecimento	Valor	Unidade
k_s	$1,00 \times 10^4$	N/m
$k_{c1}, k_{c2}, k_{c3}, k_{c4}$	$1,00 \times 10^5$	N/m
k_1, k_2	$1,02 \times 10^5$	N/m
k_3, k_4, k_5, k_6	$2,09 \times 10^5$	N/m
k_{w1}, k_{w2}	$0,50 \times 10^5$	N/m
$k_{w3}, k_{w4}, k_{w5}, k_{w6}$	$1,00 \times 10^5$	N/m
c_s	$1,20 \times 10^4$	Ns/m
$c_{c1}, c_{c2}, c_{c3}, c_{c4}$	$0,75 \times 10^3$	Ns/m
c_1, c_2	$6,00 \times 10^6$	Ns/m
c_3, c_4, c_5, c_6	$8,00 \times 10^6$	Ns/m
c_{w1}, c_{w2}	$8,00 \times 10^2$	Ns/m
$c_{w3}, c_{w4}, c_{w5}, c_{w6}$	$8,00 \times 10^2$	Ns/m

Tabela A.4 – Sumários dos resultados dos testes para o assento motorista, 15 km/h e medições 1,2 e 3.

			Medição 1 (15km/h)	Medição 2 (15 km/h)	Medição 3 (15 km/h)	μ	σ
Assento Motorista	x	Máx.	1.297	1.587	1.676	1.520	0.198
		Mín.	-1.950	-1.841	-1.637	-1.809	0.159
		RMS	0.385	0.469	0.467	0.440	0.048
	y	Máx.	-	-	-	-	-
		Mín.	-	-	-	-	-
		RMS	0.245	0.271	0.223	0.246	0.024
	z	Máx.	2.866	3.390	3.590	3.282	0.374
		Mín.	-2.210	-2.334	-2.356	-2.300	0.079
		RMS	0.317	0.338	0.342	0.332	0.013

Tabela A.5 – Sumários dos resultados testes para o 3º eixo rígido, 15 km/h e medições 1,2 e 3.

			Medição 1 (15km/h)	Medição 2 (15 km/h)	Medição 3 (15 km/h)	μ	σ
1o. Eixo Traseiro	x	Máx.	1.747	1.669	2.445	-	-
		Mín.	-2.281	-1.876	-2.039	-	-
		RMS	0.414	0.482	0.486	0.461	0.040
	y	Máx.	-	-	-	-	-
		Mín.	-	-	-	-	-
		RMS	0.173	0.216	0.184	0.191	0.022
	z	Máx.	2.455	2.615	2.802	2.624	0.174
		Mín.	-1.466	-1.843	-2.191	-1.833	0.363
		RMS	0.220	0.229	0.228	0.226	0.005

Tabela A.6 – Sumários dos resultados dos testes para 1º eixo rígido, 15 km/h e medições 1,2 e 3.

			Medição 1 (15km/h)	Medição 2 (15 km/h)	Medição 3 (15 km/h)	μ	σ
Eixo Dianteiro	x	Máx.	1.372	1.616	1.869	1.619	0.249
		Mín.	-2.018	-1.940	-1.815	-1.924	0.102
		RMS	0.413	0.479	0.501	0.464	0.046
	y	Máx.	3.009	3.731	3.463	3.401	0.365
		Mín.	-2.374	-2.669	-2.874	-2.639	0.251
		RMS	0.219	0.257	0.259	0.245	0.023
	z	Máx.	0.604	0.575	0.521	0.567	0.042
		Mín.	-1.377	-1.859	-0.702	-1.313	0.581
		RMS	0.176	0.230	0.183	0.196	0.029

Equação de movimento do eixo dianteiro (1º eixo rígido):

$$\begin{aligned}
M_1 \ddot{z}_1 = & -k_1 z_b - k_2 z_b - k_1 a_1 \theta_b + k_2 a_1 \theta_b + k_1 b_1 \varphi_b + k_2 b_1 \varphi_b + k_1 z_1 + k_2 z_1 \\
& + k_{w1} z_1 + k_{w2} z_1 - k_1 a_1 \theta_1 + k_2 a_1 \theta_1 + k_{w1} a_2 \theta_1 - k_{w2} a_2 \theta_1 \\
& - k_{w1} R_{1e} - k_{w2} R_{1d} - c_1 \dot{z}_b - c_2 \dot{z}_b - c_1 a_1 \dot{\theta}_b + c_2 a_1 \dot{\theta}_b + c_1 b_1 \dot{\varphi}_b \\
& + c_2 b_1 \dot{\varphi}_b + c_1 \dot{z}_1 + c_2 \dot{z}_1 + c_{w1} \dot{z}_1 + c_{w2} \dot{z}_1 - c_1 a_1 \dot{\theta}_1 + c_2 a_1 \dot{\theta}_1 \\
& + c_{w1} a_2 \dot{\theta}_1 - c_{w2} a_2 \dot{\theta}_1 - c_{w1} \dot{R}_{1e} - c_{w2} \dot{R}_{1d}
\end{aligned} \tag{A.1}$$

Equação de movimento do eixo intermediário (2º eixo rígido):

$$\begin{aligned}
M_2 \ddot{z}_2 = & -k_3 \frac{(l_3)^2}{l_1} z_b z_b - k_4 \frac{(l_3)^2}{l_1} z_b z_b - k_3 \frac{(l_3)^2}{l_1} z_b a_1 \theta_b + k_4 \frac{(l_3)^2}{l_1} z_b a_1 \theta_b \\
& - k_3 \frac{(l_3)^2}{l_1} z_b b_2 \varphi_b - k_4 \frac{(l_3)^2}{l_1} z_b b_2 \varphi_b + k_3 \frac{(l_3)^2}{l_1} z_b z_2 \\
& + k_4 \frac{(l_3)^2}{l_1} z_b z_2 + k_3 z_2 + k_{w4} z_2 + k_3 \frac{(l_3)^2}{l_1} z_b a_1 \theta_2 \\
& - k_4 \frac{(l_3)^2}{l_1} z_b a_1 \theta_2 + k_{w3} a_2 \theta_2 - k_{w4} a_2 \theta_2 - k_{w3} z_3 - k_{w4} z_4 \\
& - c_3 \frac{(l_3)^2}{l_1} \dot{z}_b \dot{z}_b - c_4 \frac{(l_3)^2}{l_1} \dot{z}_b \dot{z}_b - c_3 \frac{(l_3)^2}{l_1} \dot{z}_b a_1 \dot{\theta}_b + c_4 \frac{(l_3)^2}{l_1} \dot{z}_b a_1 \dot{\theta}_b \\
& - c_3 \frac{(l_3)^2}{l_1} \dot{z}_b b_2 \dot{\varphi}_b - c_4 \frac{(l_3)^2}{l_1} \dot{z}_b b_2 \dot{\varphi}_b + c_3 \frac{(l_3)^2}{l_1} \dot{z}_b \dot{z}_2 \\
& + c_4 \frac{(l_3)^2}{l_1} \dot{z}_b \dot{z}_2 + c_3 \dot{z}_2 + c_{w4} \dot{z}_2 + c_3 \frac{(l_3)^2}{l_1} \dot{z}_b a_1 \dot{\theta}_2 \\
& - c_4 \frac{(l_3)^2}{l_1} \dot{z}_b a_1 \dot{\theta}_2 + c_{w3} a_2 \dot{\theta}_2 - c_{w4} a_2 \dot{\theta}_2 - c_{w3} \dot{z}_3 - c_{w4} \dot{z}_4
\end{aligned} \tag{A.2}$$

Equação de movimento do eixo traseiro (3º eixo rígido):

$$\begin{aligned}
M_3 \ddot{z}_3 = & -k_5 \frac{(l_3)^2}{l_1} z_b z_b - k_6 \frac{(l_3)^2}{l_1} z_b z_b - k_5 \frac{(l_3)^2}{l_1} z_b a_1 \theta_b + k_6 \frac{(l_3)^2}{l_1} z_b a_1 \theta_b \\
& - k_5 \frac{(l_3)^2}{l_1} z_b b_2 \varphi_b - k_6 \frac{(l_3)^2}{l_1} z_b b_2 \varphi_b + k_5 \frac{(l_3)^2}{l_1} z_b z_3 \\
& + k_6 \frac{(l_3)^2}{l_1} z_b z_3 + k_{w5} z_3 + k_5 \frac{(l_3)^2}{l_1} z_b a_1 \theta_3 - k_6 \frac{(l_3)^2}{l_1} z_b a_1 \theta_3 \\
& + k_{w5} a_2 \theta_3 - k_{w6} a_2 \theta_3 - k_{w5} z_5 - k_{w6} z_6 - c_5 \frac{(l_3)^2}{l_1} \dot{z}_b \dot{z}_b \\
& - c_6 \frac{(l_3)^2}{l_1} \dot{z}_b \dot{z}_b - c_5 \frac{(l_3)^2}{l_1} \dot{z}_b a_1 \dot{\theta}_b + c_6 \frac{(l_3)^2}{l_1} \dot{z}_b a_1 \dot{\theta}_b \\
& - c_5 \frac{(l_3)^2}{l_1} \dot{z}_b b_2 \dot{\varphi}_b - c_6 \frac{(l_3)^2}{l_1} \dot{z}_b b_2 \dot{\varphi}_b + c_5 \frac{(l_3)^2}{l_1} \dot{z}_b \dot{z}_3 \\
& + c_6 \frac{(l_3)^2}{l_1} \dot{z}_b \dot{z}_3 + c_5 \dot{z}_3 + c_{w6} \dot{z}_3 + c_5 \frac{(l_3)^2}{l_1} \dot{z}_b a_1 \dot{\theta}_3 \\
& - c_6 \frac{(l_3)^2}{l_1} \dot{z}_b a_1 \dot{\theta}_3 + c_{w5} a_2 \dot{\theta}_3 - c_{w6} a_2 \dot{\theta}_3 - c_{w5} \dot{z}_5 - c_{w6} \dot{z}_5
\end{aligned} \tag{A.3}$$